

УДК 621.9: 536.24.08: 534.11

## Экспериментальное исследование тепловых характеристик линейных тепловых труб при воздействии внешних вибраций

Канд. физ.-мат. наук А. В. СЕРЯКОВ<sup>1</sup>, А. В. КОНЬКИН, А. П. АЛЕКСЕЕВ

<sup>1</sup>seryakovav@yandex.ru

ООО «Рудетранссервис»

*Проведено экспериментальное исследование влияния продольных внешних вибраций на величину теплопередающих характеристик тепловых труб (ТТ) с конфузorno-диффузорным профилем парового канала и большим количеством рабочей жидкости в порах капиллярно-пористой внутренней вставки. При большом температурном напоре на соединенный со вставкой контактной сваркой капиллярно-пористый испаритель ТТ образование пара приобретает нестационарный характер. Из результатов измерений следует, что при воздействии на ТТ внешних продольных гармонических колебаний с ограниченной амплитудой и с частотой, равной частоте возникшей внутренней нестационарности, переносные характеристики ТТ проявляют резонансный характер. Увеличение коэффициента теплопередачи происходит за счет интенсификации роста паровых пузырьков в капиллярно-пористом испарителе при наложении внешних вибраций.*

**Ключевые слова:** коэффициент теплопередачи, внутренние пульсации в тепловых трубах, внешние вибрации, резонанс.

### Информация о статье:

Поступила в редакцию 10.12.2019, принята к печати 09.06.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-3-27-38

Язык статьи — русский

### Для цитирования:

Серяков А. В., Конькин А. В., Алексеев А. П. Экспериментальное исследование тепловых характеристик линейных тепловых труб при воздействии внешних вибраций // Вестник Международной академии холода. 2020. № 3. С. 27-38.

## Experimental study of linear heat pipes thermal characteristics under the external vibrations effect

Ph. D. A. V. SERYAKOV<sup>1</sup>, A. V. KONKIN, A. P. ALEKSEEV

<sup>1</sup>seryakovav@yandex.ru

LLC Rudetransservice

*An experimental study of the longitudinal external vibrations effect on the value of heat transfer characteristics of heat pipes (HP's) with a confusor-diffusor profile of the vapour channel and a large amount of working fluid in the pores of the capillary-porous inner insert was conducted. At high temperature head on the HP's capillary-porous evaporator, connected to the insert by contact welding, vapour formation becomes non-stationary. From the measurements results, it follows that when external longitudinal harmonic vibrations with a limited amplitude and a frequency equal to the frequency of internal nonstationarity occur in the HP, the transport characteristics show a resonant character. The increase in the heat transfer coefficient is due to the intensification of the vapour bubbles growth in the capillary-porous evaporator when external vibrations are applied.*

**Keywords:** heat pipes internal pulsations, external vibrations, resonance, heat transfer coefficient.

### Article info:

Received 10/12/2019, accepted 09/06/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-3-27-38

Article in Russian

### For citation:

Seryakov A. V., Konkina A. V., Alekseev A. P. Experimental study of linear heat pipes thermal characteristics under the external vibrations effect. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 3. p. 27–38.

## Введение

Анализ тепловых характеристик современных тепловых труб (ТТ) [1]–[9], принцип работы которых основан на двухфазной передаче тепла путем испарения, конденсации и возврата рабочей жидкости в зону испарения, с помощью внутренней капиллярно-пористой вставки, представляет очень важный практический вопрос разработки и применения эффективных автономных устройств теплопередачи и охлаждения для наземных и космических объектов [6]–[9]. Коэффициент теплопередачи подобных ТТ определяется количеством рабочей жидкости, структурой капиллярно-пористой вставки, обеспечивающей передачу этой жидкости в испаритель, и конфузorno-диффузорным профилем парового канала [1]–[4]. При больших тепловых нагрузках в диффузорной части парового канала вблизи поверхности конденсации формируется тороидальное вихревое образование, увеличивающее перепад давления  $\Delta P$  в канале и как следствие коэффициент теплопередачи ТТ [1]–[5]. Подробное описание внутренних характеристик ТТ приведено в материалах конференции [10].

Проблема влияния вибраций на теплопередающие системы, прежде всего на короткие линейные низкотемпературные ТТ вызывает большой интерес как в плане управления неоднородными гидродинамическими течениями двухфазных рабочих сред в капиллярно-пористых структурах, так и анализом и теоретическим описанием таких течений.

Alaei A. et al в работах [11, 12] опубликовали результаты исследований влияния низкочастотных продольных вибраций амплитудой до 2 мм на параметры теплопередачи вертикально ориентированной ТТ. Авторы проводили измерения теплового сопротивления ТТ при различных тепловых нагрузках, коэффициентах заполнения рабочей жидкостью и вибрационных частотах, ими зафиксировано снижение теплового сопротивления ТТ до величины 0,064 К/Вт при частоте внешних продольных вибраций 30 Гц.

Chen R. H. et al [13] исследовали влияние горизонтальных вибраций и переменных значений температуры конденсации на величину коэффициента теплопередачи в цилиндрической медной ТТ с продольными рисками на внутренней поверхности для возврата рабочей жидкости в испаритель. Продольные горизонтальные вибрации с частотами 3–9 Гц и амплитудами 2–25 мм, которые вызывали виброускорение в диапазоне (0,1–1) g, были применены при экспериментальном изучении ТТ. Показано, что при наложении на горизонтально ориентированную ТТ продольных вибраций происходит возрастание коэффициента теплопередачи, оказывающегося пропорциональным вводимой энергии вибраций до величины 500 мм<sup>2</sup> Гц<sup>2</sup>. При превышении этого предела простая пропорциональная связь энергии вибраций и коэффициента теплопередачи ТТ нарушается, а само значение коэффициента теплопередачи резко уменьшается. Кроме того, влияние температуры поверхности конденсации ТТ на величину коэффициента теплопередачи оказывается существенно большим, чем влияние вибраций.

В работе Asias'a, Shusser'a et al [14] было проведено подробное исследование теплопередачи линейных ТТ при больших аксиальных ускорениях до 12g. При таких

механических нагрузках ускоряющее воздействие на ТТ превышает капиллярное давление, развиваемое пористой системой вставки, в результате чего происходит осушение испарителя, когда внешнее ускорение действует противоположно направлению течения рабочей жидкости по вставке. Влияние ускорения на направление течения рабочей жидкости оказывается сложным. При ускорении 3g коэффициент теплопередачи ТТ увеличивается, что подтверждается снижением температуры перегрева нагревателя и испарителя. Однако уже при ускорении 6g начинается нестабильность работы ТТ, проявляющаяся в возникновении и развитии высокоамплитудных осцилляций температур испарителя и нагревателя, связанных с наступлением фрагментированного пленочного кипения, осушения и перегрева испарителя из-за недостаточного поступления рабочей жидкости. Нестабильность увеличивается при больших ускорениях, так что средние температуры нагревателя и испарителя систематически возрастают вместе с ростом сильных осцилляций температуры. После выключения механических ускорений нормальное функционирование ТТ восстанавливается.

В работе Kiseev'a и Zolkin'a [15] приведены результаты исследований влияния вибрационных воздействий с частотой до 10<sup>3</sup> Гц и с ускорениями до 5g на величину рабочих параметров контурных ТТ. В качестве теплоносителя авторы применяли ацетон и обнаружили резонансные явления в теплопередающем контуре, сопровождающиеся повышением предельных параметров теплопереноса ТТ.

В работе Семена М. Г. и Николаенко Ю. Е. [16] представлены результаты исследований влияния продольных вибрационных гармонических воздействий в диапазоне 5–4·10<sup>3</sup> Гц на корпус линейных низкотемпературных ТТ при проведении измерений термического сопротивления  $R_{ТТ}$ . Зафиксированы снижение термического сопротивления работающей в режиме пузырькового кипения ТТ и резонансные эффекты в испарительной и конденсационной зонах при воздействии внешних гармонических колебаний.

Возникновение нестационарности в паровом канале коротких ТТ при больших нагрузках зафиксированы давно [1–4, 6–9, 14–16], и последнее подробное описание этого явления приведено в материалах конференции [10]. При большом температурном напоре начинается прерывистое пузырьковое кипение рабочей жидкости в испарителе и также прерывистое распространения пара в паровом канале ТТ [10].

Нестационарность или прерывистое парообразование в капиллярно-пористом испарителе с тонким слоем кипящей рабочей жидкости на обогреваемой снаружи поверхности нижней крышки в короткой линейной ТТ происходит за счет быстрого роста давления и немгновенного возвращения волны разрежения из области конденсации ТТ [17]–[21] в испаритель и начала следующего цикла испарения и конденсации. Время цикла определяется конечным временем выравнивания в такой неоднородной системе с распределенными параметрами, как линейные низкотемпературные ТТ. Все подробности измерений с помощью емкостных датчиков частоты пульсаций в коротких ТТ приведены в [17]–[19].

Ограниченные наружные гармонические колебания корпуса ТТ в вертикальном продольном направлении  $\xi_{l.vibr}=0,15$  мм, вызывающие также ограниченные ускорения рабочей жидкости в сеточной структуре, величина которых не превышают капиллярное давление в капиллярно-пористой вставке  $\xi_{1.vibr} \cdot f_{puls}^2 < P_{car} / \rho_1 L_{TT} \sim 5,5g$  приводят к интенсификации процесса кипения (увеличению скорости роста пузырьков), управлению и стабилизации течений двухфазной рабочей жидкости в испарителе.

**Методы и материалы**

Для изучения и анализа воздействий продольных вибраций на теплопередающие характеристики коротких линейных ТТ были использованы разработанные и применявшиеся ранее ТТ, подробное описание которых неоднократно приводили в предыдущих работах [1]–[5], [17]–[19].

Схема возникновения нестационарности в профилированном паровом канале коротких ТТ показана на рис. 1. Проведено решение уравнений Навье–Стокса, описывающих течение влажного пара диэтилового эфира с помощью универсальной программы (ANSYS \ CFdesign [22]).

На рис. 2 показаны результаты моделирования парообразования выбранного в качестве рабочей жидкости диэтилового эфира  $C_4H_{10}O$  в капиллярно пористом испарителе с пористостью 72%, точечной сваркой соединенный с капиллярно-пористой вставкой. В испарителе выполнены инжекторные каналы диаметром 1 мм, пронизывающими все сеточные слои и предназначенные для вывода и формирования струй пара при кипении слоя диэтилового эфира на плоской поверхности нижней крышки ТТ.

Основным режимом парообразования в условиях динамического равновесия между сходящимся радиальным потоком жидкого диэтилового эфира в тонких зазорах между горизонтально ориентированными сеточными слоями испарителя к инжекторным каналам с пониженным статическим давлением пара в них, и перпен-

дикулярно распространяющимся тепловым потоком  $Q_{ev}$  в начальный период нагрева являются интенсивно испаряющиеся мениски жидкого эфира. Выход пара происходит из инжекторных каналов, хорошо видимый на рис. 2 с противоположной стороны от поверхности нагрева испарителя, а подача жидкого диэтилового эфира осуществляется в радиальном направлении через боковую поверхность испарителя из капиллярно-пористой вставки.

При повышении нагрузки смачивание сеточного каркаса диэтиловым эфиром ухудшается, поскольку при увеличении температуры увеличивается краевой угол смачивания. Этот эффект является термочувствительным и уже при сравнительно небольшом повышении температуры  $\delta T = T_{ev} - T_B \sim 3K$  смачивание ухудшается, уровень диэтилового эфира в сеточном испарителе снижается [19]–[21].

Согласно модели Накаямы [23], процесс кипения слоя жидкости в многослойном сеточном испарителе ТТ может быть представлен в три последовательных этапа: образование пузырьков пара в слое жидкости, сопровождающееся повышением давления, вытеснение этих пузырьков в инжекторные капиллярные каналы, сопровождающееся снижением давления в слое жидкости на нижней крышке, и движение жидкости из окружающей капиллярно-пористой вставки в испаритель, а затем следующий цикл с образованием и движением пузырька. При увеличении тепловой нагрузки и ухудшении смачивания толщина слоя эфира в сеточном капиллярно-пористом испарителе и тепловое сопротивление ТТ резко уменьшаются, и толщина слоя эфира не превышает значения  $(2-3) \cdot 10^{-2}$  мм.

Одномерное уравнение энергии испаряющегося парового потока в начальный период нагрева целиком заполненного диэтиловым эфиром пористого испарителя ТТ с учетом переменного распределения температуры и влажности пара по толщине испарителя выглядит следующим образом:

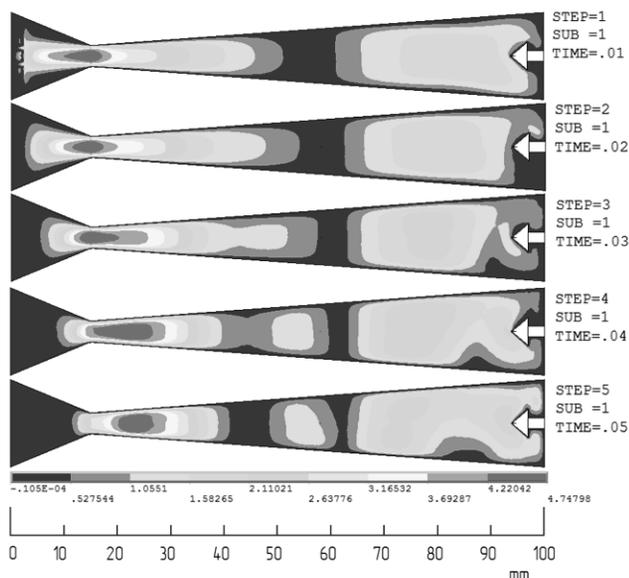


Рис. 1. Возникновение нестационарности в паровом канале ТТ  
Fig. 1. Occurrence of unsteadiness in the steam channel of a HP

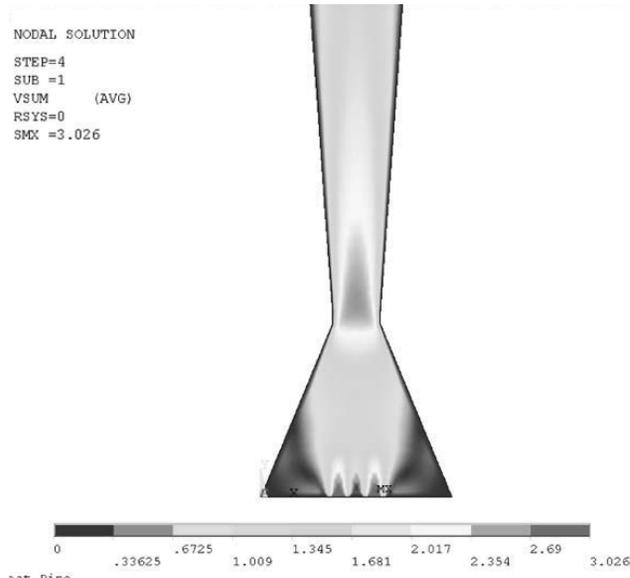


Рис. 2. Численное моделирование парообразования  
Fig. 2. Numerical simulation of vapor formation

$$Q_{ev} - G_{vp} r(T_B) \frac{dx_{ev}}{dz} L_{ev} - G_{vp} (1 - x_{ev}) C_p^{mix} \frac{dT_{fev}}{dz} L_{ev} - \lambda_{sc} (1 - \Pi) \frac{d^2 T_{sc}}{dz^2} F_{ev}(z) L_{ev} = 0. \quad (1)$$

Температуру с учетом теплового сопротивления слоя теплопроводной смазки толщиной  $\delta_c$  и теплового сопротивления нижней крышки толщиной  $\delta_{wev}$  оценивают с помощью более простого уравнения:

$$Q_{ev} = (T_{H2} - \bar{T}_{fev}) F_{ev}(z) / \left( \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_{wev}}{\lambda_w} \right) = 125,6 \text{ Вт};$$

$$\bar{T}_{fev} = T_{vp}^{max} = 327,45 \text{ К} (54,3 \text{ }^\circ\text{C}). \quad (2)$$

$$\bar{T}_{fev} = T_H - \Delta T_c - \Delta T_{wev} = 327,45 \text{ К} (54,3 \text{ }^\circ\text{C});$$

$$\Delta T_c = \frac{Q_{ev} \delta_c}{\lambda_c F_{ev}} = 5,7 \text{ К}; \quad \Delta T_{wev} = \frac{Q_{ev} \delta_w}{\lambda_w F_{ev}} = 20 \text{ К}.$$

При этом учитывается конечная масса и теплоемкость резистивного нагревателя  $C_{H2}$  с помощью следующего уравнения:

$$Q_{ev} = -\lambda_{H2} \left( \frac{\partial t}{\partial z} \right)_{z=0} = E_{H2} - C_{H2} \dot{T}_{ev}.$$

Тепловой поток высокого потенциала  $Q_{ev}$ , подводимый из плоского резистивного нагревателя в испаритель работающей ТТ, распределяется таким образом, что большая его часть расходуется на нагрев и испарение жидкой фазы диэтилового эфира  $H_{ev}$  на поверхности нижней крышки и на перегрев пара в инжекторных каналах сеточной структуры испарителя. Кроме того, небольшая часть тепловой энергии теряется за счет трения  $h_{fr}$  при движении пара в паровом канале, за счет теплообмена с окружающей средой и оставшаяся часть передается в вихревой проточный калориметр в виде теплового потока конденсации  $Q_{cond}$ .

Уравнение теплового баланса испарителя работающей ТТ записывают следующим образом:

$$Q_{ev} = -H_{ev} - h_{fr} - k_{TT} (\bar{T}_{TT} - T_0) = 0. \quad (3)$$

Уравнение энтальпии работающего испарителя в стационарном состоянии может быть представлено в следующем виде [24]–[26]:

$$H_{ev} = G_{vp} r(T_B) + G_{vp} C_{vp} (T_{ev} - T_{sc}) + G_1 C_{p1} (T_{ev} - \bar{T}_{fev}). \quad (4)$$

Проведенные измерения средней температуры  $\bar{T}_{TT} = 320,45 \text{ К} (47,3 \text{ }^\circ\text{C})$  наружной поверхности ТТ, электрической мощности и температуры резистивного нагревателя  $T_H = 353,15 \text{ К} (80 \text{ }^\circ\text{C})$ , оценки работы капиллярно-пористого сеточного испарителя с инжекторными каналами позволяют оценить величину тепловых потерь  $k_{TT} (\bar{T}_{TT} - T_0) \sim 10,05 \text{ Вт}$  (или 8%), нагрев жидкого диэтилового эфира  $C_1 (T_{ev} - \bar{T}_{fev}) \sim 12,6 \text{ Вт}$  (или 10%), перегрев пара  $C_{pv} (T_{ev} - T_{sc}) \sim 2,5 \text{ Вт}$  (или 2%) от поступающего теплового потока (тепловой мощности)  $Q_{ev}$ , Вт.

Численное моделирование парообразования (ANSYS/CFdesign [22]) в испарителе с инжекторными каналами показало интересные результаты (рис. 2). Многослойный сеточный испаритель со сквозными инжекторными каналами диаметром 1 мм при равномерном нагреве снизу показывает хорошую рабочую эффективность, скорость

пара диэтилового эфира приведена в м/с. Максимумы скорости пара над инжекторными каналами означают повышенные значения динамического давления в них, и как следствие пониженное статическое давление в каналах. Это приводит к горизонтальному течению эфира вдоль слоев металлической сетки и устойчивой работе испарителя и ТТ, как целого.

При большой тепловой нагрузке на ТТ и кипении слоя жидкости пар становится влажным и состоящим из подсистемы микрокапель  $G_{dr}$  и сухого насыщенного пара [24]:

$$G_{dr} \cong B \left( \frac{Q_{ev}}{r(T_B)} \right)^{k_1} \left( \frac{G_{vp}}{F(z)_{ev}} \right)^{k_2}, \quad (5)$$

где  $k_1 \sim 0,25$  и  $k_2 \sim 0,17$  — численные коэффициенты;  $B \sim 0,11 \text{ кг/с}$  — коэффициент с учетом теплофизических свойств рабочей жидкости и структурных параметров испарителя (пористость, характерный размер каналов и пор в сеточной структуре испарителя). Поток влажного пара определяется следующим образом:

$$G_{mix} = \dot{M}_{mix} = G_{vp} + G_{dr} = \dot{m}_{vp} m_{vp} = F_{ev}(z) \rho_{vp}^{mix}(T_{ev}) u_{vp} = \frac{Q_{ev} - h_{fr} - k_{TT} (\bar{T}_{TT} - T_0)}{r(T_{ev})} \cdot \frac{N_A}{\mu_{vp}}. \quad (6)$$

Для проведения измерений коэффициента теплопередачи был разработан и изготовлен вибрационный калориметрический измерительный стенд, краткое описание которого будет приведено ниже.

## 1. Измерение внутренних пульсаций в стационарных условиях и влажность пара

Измерения частоты внутренних пульсаций в паровом канале ТТ проводились несколько раз, и все подробности описаны в работах [1]–[5]. При возникновении нестационарности в испарителе и паровом канале возникающие пульсации давления пара достигают величины  $10^3 \text{ Па}$  и воздействуют на пленку конденсата, модулируя ее толщину. Проводя измерения частоты модуляции, с помощью измерительных емкостных датчиков фиксирует эти модуляционные изменения. Кроме того, оказывается возможным установить перегрев испарителя  $\delta T = T_{ev} - T_B$ , начиная с которого в паровом канале возникают пульсации давления. На рис. 3 приведены результаты измерения частоты модуляции, опубликованные ранее [1–4, 6]. Результаты измерения нестационарности в ТТ с профилированным паровым каналом 1 и с цилиндрическим паровым каналом показывают, что обе ТТ имеют равные наружные диаметры 20 мм и равные массы заправки диэтилового эфира.

Измерения частоты нестационарности в паровом канале позволяет оценить влажность пара,  $\gamma_{dr} \sim 0,2$ , подробное описание этого экспериментального исследования приведено в работе [27].

Давление внутри цилиндрического корпуса ТТ контролировали с помощью пленочных тензодатчиков КФ 5П1-5-100-Ф-12, предназначенных для измерения линейных одноосных деформаций [18, 19], которые наклеивали на наружной поверхности ТТ длинной стороной в тангенциальном направлении (перпендикулярно продольной оси ТТ). При температуре испарителя  $T_{ev} = 328,55 \text{ К} (55,5 \text{ }^\circ\text{C})$ , при величине температурного напора

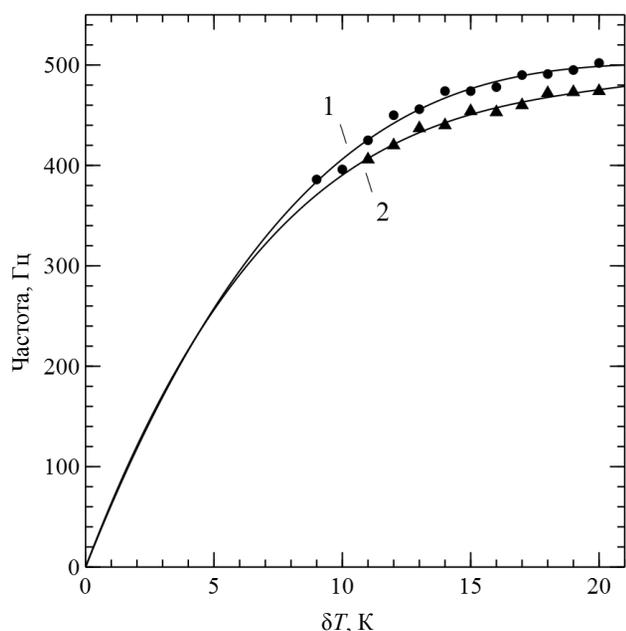


Рис. 3. Нестационарность в ТТ с профилированным паровым каналом (1) и с цилиндрическим паровым каналом (2)

Fig. 3. Unsteadiness in a HP with a profiled steam channel (1) and a cylindrical steam channel (2)

$\delta T = T_{ev} - T_B = 20,1$  К, величина давления  $P \sim (6,13 \pm 0,3) \cdot 10^5$  Па. Погрешность измерения давления составляет не более 5%.

**2. Вибрационный микрокалориметр**

Внешние колебания для воздействия на ТТ создавали с помощью стандартного звукового динамика 100 ГДН-3-8, на подвижный диффузор которого был установлен плоский резистивный нагреватель со шлифованными поверхностями нагрева, и специально разработанный проточный микрокалориметр-насадку, показанные на рис. 4. Схема микрокалориметра включает в себя: 1 — микрокалориметр; 2 — ТТ; 3 — фланец; 4 — генератор; 5 — емкостный датчик; 6 — каналы для проводов; 7 — входной штуцер; 8 — напорный шланг; 9 — сосуд постоянного напора; 10 — выходной штуцер; 11 — сливной шланг; 12 — расходомер; 13 — крышка; 14 — генератор пузырьков; 15 — нагреватель; 16 — опорный диск; 17 — диффузор; 18 — звуковой динамик; 19 — генератор; 20 — усилитель; 21 — диффузородержатель; 22 — центрирующие пружины; 23 — генератор; 24 — усилитель; 25 — осциллограф; 26 — компьютер; 27 — постоянный магнит; 28 — измерительная катушка.

Средняя амплитуда вибраций диффузора динамика на низких частотах (до 50 Гц) в свободном состоянии достигает  $\xi = 7$  мм, и резко снижается при увеличении частоты выше 300 Гц. При установке ТТ вместе с заполненным водой проточным микрокалориметром и резистивным нагревателем амплитуда вибраций при частоте 500 Гц не превышает  $\xi_0 \leq 0,1-0,15$  мм,  $\xi = \xi_0 \sin(2\pi f_{vibr} \tau)$ . Скорость перемещения ТТ в вертикальном направлении при таких вибрациях равна  $\dot{\xi} = f_{vibr} \xi_0 \cos(2\pi f_{vibr} \tau) = 0,15 \cdot 500 \sim 7,5 \cdot 10^{-2}$  м/с, величина перегрузки, возникающей в капиллярно-пористой структуре (КПС) за счет виброускорения достигает значения  $0,15 \text{ мм} \cdot (500 \text{ с}^{-1})^2 \sim 37,5 \text{ м}^2/\text{с}^2$  или

$\sim 3,8g$ , что меньше капиллярного напора, развиваемого капиллярно-пористой вставкой ТТ.

Разработка конструкции проточного микрокалориметра для измерения коэффициента теплопередачи  $K_{ТТ}$  при вибрационном воздействии на ТТ представляет собой непростую задачу, связанную с малыми размерами и массой микрокалориметра при необходимости достижения коэффициента теплоотдачи, не уступающего  $\alpha_{cal}$  в стационарном калориметре.

Для решения этой задачи необходимо организовать течения в микрокалориметре таким образом, чтобы обеспечить равномерно распределенную завихренность движущейся воды вдоль всей поверхности теплоотдачи ТТ. Для выбора конструкции и оптимального пространственного расположения ввода и вывода струй воды был проведен численный анализ течений и решены уравнения Навье–Стокса в цилиндрической системе координат ( $r, z, \theta$ ), описывающие скорость и определяющие завихренность  $\Omega$  течений в цилиндрической камере толщиной 10 мм, окружающей верхнюю часть ТТ на длине порядка диаметра. В предположении несжимаемости проточной воды и без учета вибрационного воздействия (отсутствие массовых сил) совместно с уравнением неразрывности осесимметричные уравнения Навье–Стокса имеют следующий вид [28]:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + V \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \cdot \frac{\partial v}{\partial \theta} + u \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{w^2}{r} = \frac{1}{\rho_{H_2O}} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + v \left( \nabla^2 v - \frac{v}{r^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial w}{\partial \theta} \right).$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + V \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{w}{r} \cdot \frac{\partial w}{\partial \theta} + u \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{v \cdot w}{r} = -\frac{1}{\rho_{H_2O}} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + v \left( \nabla^2 w - \frac{w}{r^2} + \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial v}{\partial \theta} \right).$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + V \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{w}{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial \theta} + u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_{H_2O}} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} + v \nabla^2 u.$$

$$\frac{\partial(r \cdot v)}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{\partial(r \cdot u)}{\partial z} = 0.$$

Основным параметром, характеризующим закрученное течение воды вокруг поверхности ТТ является вектор завихренности течения  $\Omega = \text{rot}u$ . Компоненты вектора завихренности  $\Omega$  в цилиндрической системе координат выглядят следующим образом:

$$\Omega_r = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{\partial w}{\partial z}; \quad \Omega_\theta = \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial r};$$

$$\Omega_z = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(rw)}{\partial r} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v}{\partial \theta}.$$

С помощью универсальной программы (ANSYS\CFdesign [22]) был проведен численный расчет скорости и величины завихренности течений в жидкостном микрокалориметре при различных пространственных схемах ввода и вывода воды и при постоянной величине расхода охлаждающей воды. Основные результаты представлены ниже.

Торцевой ввод проточной воды вдоль центральной оси в микрокалориметр сверху вниз и слив в нижней части не обеспечивают равномерность обтекания и полностью теплоотдачи охлаждаемой поверхности ТТ и равно-

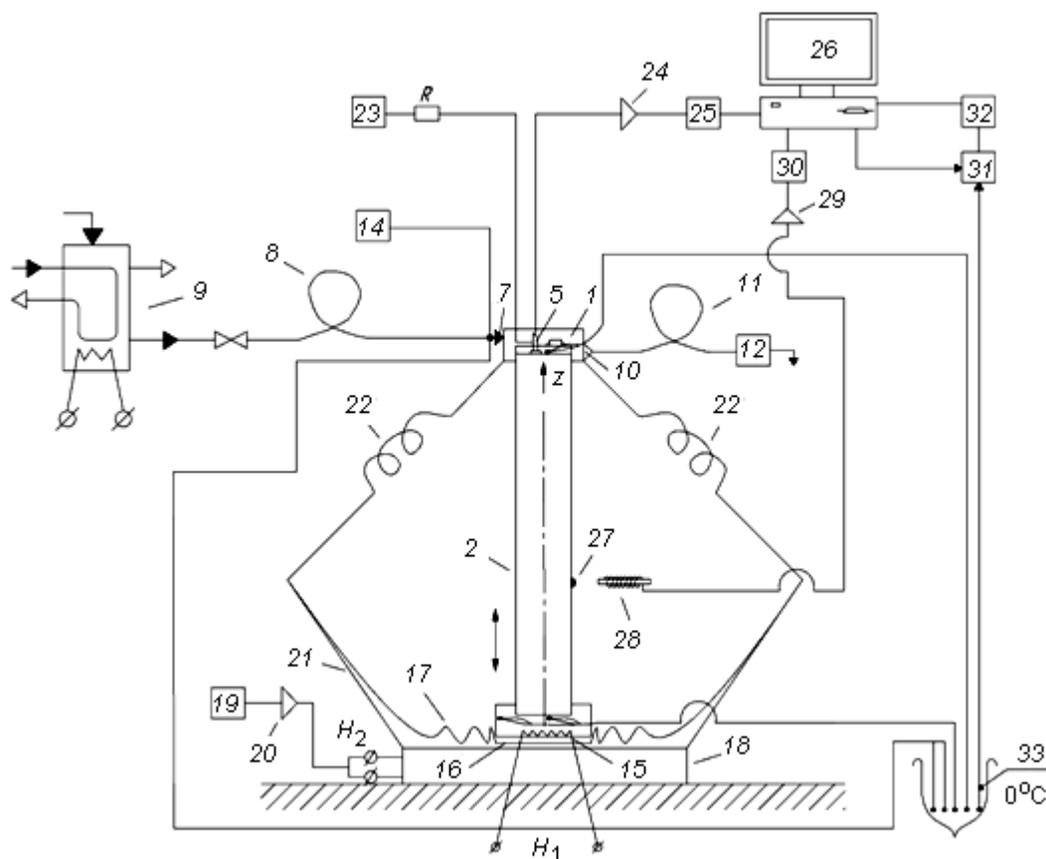


Рис. 4. Вибрационный микрокалориметр для измерений коэффициента теплопередачи и пульсационных характеристик коротких ТТ при внешних продольных ограниченных вибрациях

Fig. 4. Vibration micro-calorimeter for measuring the heat transfer coefficient and pulsation characteristics of short HP at external longitudinal limited vibrations

мерное распределение завихренности потока в жидкостном слое микрокалориметра. Поле завихренности сосредоточено преимущественно в верхней части вдоль торцевой поверхности ТТ и вблизи бокового слива из микрокалориметра, что хорошо видно на рис. 5. Приведено вертикальное сечение поля скоростей внутри проточной камеры микрокалориметра вдоль осей штуцеров ввода и вывода воды, и центральной оси микрокалориметра, величина скорости измеряется в м/с.

В результате анализа различных схем подачи и слива проточной воды и распределения завихренности вокруг поверхности теплообмена ТТ в микрокалориметре, была выбрана оптимальная конструкция, изображенная на рис. 6. Ввод струи воды в жидкостный слой микрокалориметра происходит из входного бокового штуцера 7, ориентированного под углом 30° к верхней торцевой поверхности ТТ, а слив происходит из расположенного внизу штуцера 10, куда поступает вода после возвратного обтекания цилиндрической поверхности ТТ. Система обозначений: 1 — проточная часть микрокалориметра; 2 — испытуемая ТТ; 3 — фланец крепления; 5 — вывод проводов микротермистора; 6 — вывод проводов высокочастотного генератора; 7 — напорный штуцер ввода проточной воды из сосуда постоянного напора 9; 10 — штуцер слива воды, расположенный таким образом, что продольные оси напорного штуцера 7 и сливного шту-

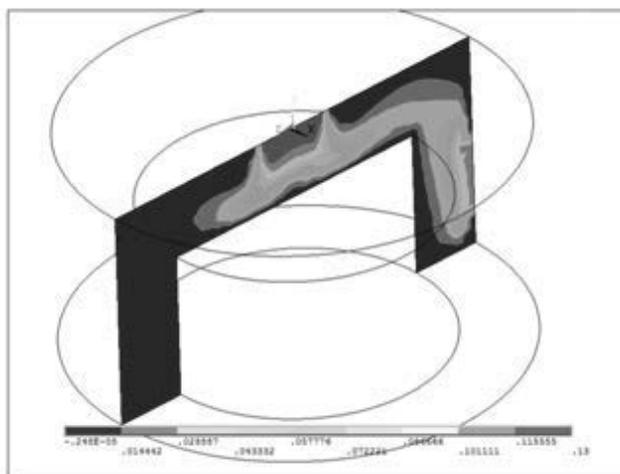


Рис. 5. Торцевой ввод сверху вниз проточной воды в микрокалориметр

Fig. 5. End entry of running water from top to bottom into the microcalorimeter

цера 10 лежат с одной стороны и в одной плоскости с продольной осью микрокалориметра; 13 — прозрачная крышка микрокалориметра; 34 — угол наклона импактной струи проточной воды со стабилизированным рас-

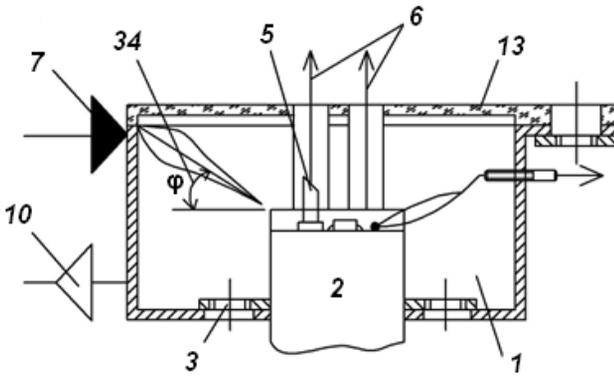


Рис. 6. Схема проточного микрокалориметра для вибрационных исследований коэффициента теплопередачи ТТ

Fig. 6. Flow diagram of a microcalorimeter for vibration studies of the heat transfer coefficient HP

ходом и температурой относительно верхней торцевой поверхности ТТ составляет  $\varphi=30^\circ$ .

На рис. 7 изображено поле завихренности  $\Omega, c^{-1}$ , возникающее при вводе проточной воды из напорного штуцера, расположенного в верхнем углу цилиндрического корпуса микрокалориметра сверху вниз под углом  $\varphi=30^\circ$  к верхней торцевой поверхности ТТ и слив в нижней его части.

Поле завихренности показывает существование равномерно распределенных множественных локальных максимумов на торцевой поверхности ТТ и вблизи ее

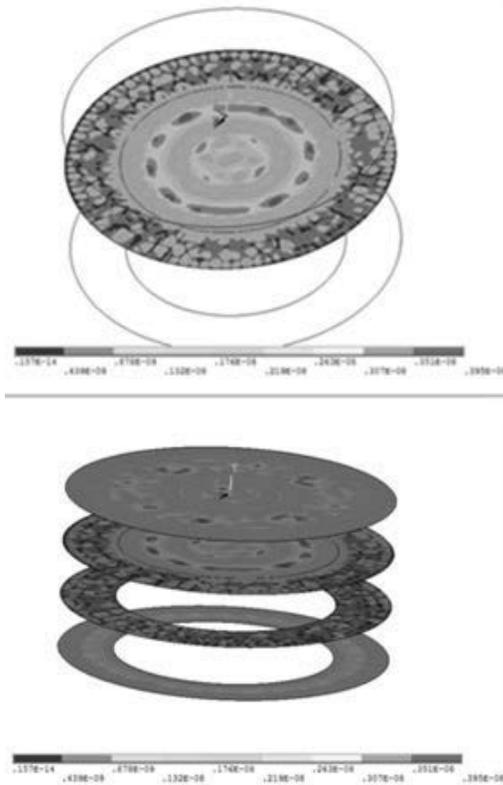


Рис. 7. Поле завихренности, возникающее в проточной части микрокалориметра

Fig. 7. Vorticity field that occurs in the flow part of the microcalorimeter

цилиндрической части, свидетельствующих об отсутствии застойных зон и обеспечивающих полноту теплоотдачи на основной поверхности теплообмена ТТ.

Входной напорный штуцер 7, через мягкий шланг 8 из силиконовой резины диаметром 5 мм, соединен с выходом сосуда постоянного напора 9 (см. рис. 4), обеспечивающим стабилизированную подачу воды с температурой на входе  $T_{K0}(\tau) = (293 \pm 0,03) K$ , плотностью  $P_{H_2O} = 998,23 \text{ кг/м}^3$  и расходом  $G = 1,3 \text{ г/с}$ . Число Рейнольдса в микрокалориметре равно  $Re_{cal} = 3,68 \cdot 10^3$ , число Нуссельта  $Nu_{cal} = 77,3$ , а коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{cal} = 2,4 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot K)$ .

Сливной штуцер 10 микрокалориметра через мягкий шланг из силиконовой резины 11, диаметром 5 мм соединен с расходомером 12 (US — 800–10) и далее происходит слив проточной воды в бак. Верхняя крышка 13 микрокалориметра выполнена прозрачной для контроля величины завихренности течения воды с помощью воздушных пузырьрьков, создаваемых генератором пузырьрьков воздуха 14 мощностью 3 Вт, давление воздуха в генераторе 0,015 МПа.

Коэффициент теплопередачи  $K_{TT}$ , Faghri [29], определяют по формулам (10) и (11):

$$K_{TT} = \frac{Q_{ev} - h_{fr} - k_{HP}(\bar{T}_{HP} - T_0)}{F(T_{ev} - T_{cond})} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & Q_{ev} - h_{fr} - k_{TT}(\bar{T}_{TT} - T_0) = \\ & = G \left( C_{H_2O} + \frac{C_K}{\rho_{H_2O}} \right) [T_K(\tau) - T_{K0}(\tau)]. \end{aligned} \quad (11)$$

Суммарная погрешность определения коэффициента теплопередачи ТТ не превышает 3%.

### 3. Вибрационное повышение теплопередачи ТТ. Результаты и обсуждение

Было проведено несколько серий измерений коэффициента теплопередачи  $K_{TT}$  с амплитудой пульсаций  $\xi = 0,1-0,15 \text{ мм}$ , с различной тепловой нагрузкой  $\Delta T = T_{ev} - T_B, K$ , большей величины 10 K.

*Первая серия измерений.* Температурный напор  $\Delta T = T_{ev} - T_B = 20,1 K$ , частота возникших внутренних пульсаций  $f_{puls} = 502 \pm 5 \text{ Гц}$ , стационарный расход пара внутри канала ТТ  $G_{mix} \sim 3,147 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$ , давление в паровом канале  $6,13 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , повышение коэффициента  $K_{TT}$  при резонансе с наложенными внешними продольными вибрациями с амплитудой  $\xi_{vibr} = 0,15 \text{ мм}$  достигает 20%.

*Вторая серия измерений.* Температурный напор  $\Delta T = T_{ev} - T_B = 15,02 K$ , частота возникших внутренних пульсаций  $f_{puls} = 474 \pm 5 \text{ Гц}$ , стационарный расход пара внутри канала ТТ  $G_{mix} \sim 2,56 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$ , давление в паровом канале  $5,25 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , повышение коэффициента  $K_{TT}$  при резонансе с наложенными внешними продольными вибрациями с амплитудой  $\xi_{lv} = 0,15 \text{ мм}$  достигает 18%.

*Третья серия измерений.* Температурный напор  $\Delta T = T_{ev} - T_B = 10,1 K$ , частота возникших внутренних пульсаций  $f_{puls} = 396 \pm 5 \text{ Гц}$ , стационарный расход пара внутри канала ТТ  $G_{mix} \sim 1,71 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$ , давление в паровом канале  $4,53 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , повышение коэффициента  $K_{TT}$  при резонансе с наложенными внешними продольными вибрациями с амплитудой  $\xi_{lv} = 0,15 \text{ мм}$  достигает 14%.

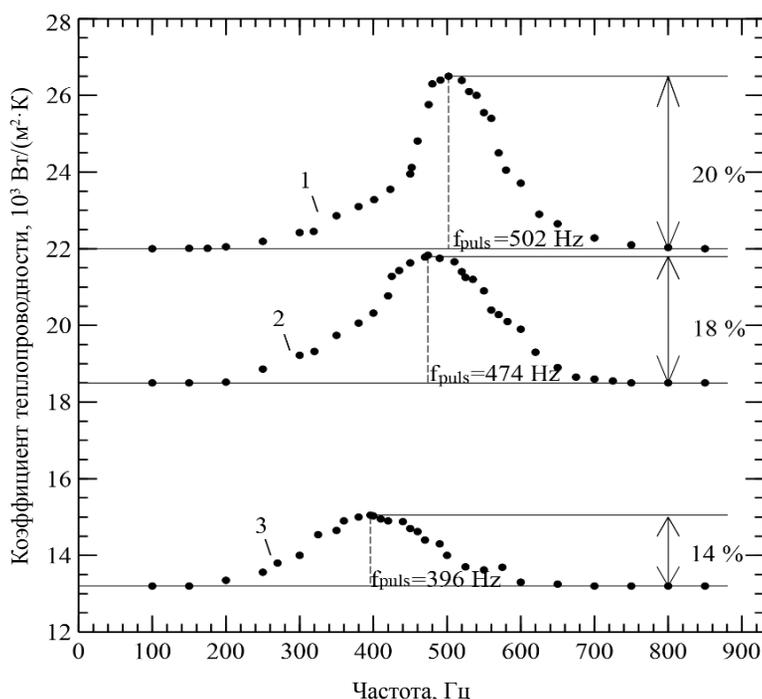


Рис. 8. Результаты экспериментов с ТТ с профилированным паровым каналом при внешнем воздействии продольных вибраций  
 Fig. 8. results of experiments with HP with a profiled steam channel under external influence of longitudinal vibrations

На рис. 8 представлены полученные результаты измерений. На графике: 1 — величина  $K_{ТТ}$  при температурном напоре на испарителе  $\delta T = T_{ev} - T_B = 20$  К и частоте возникших внутренних пульсаций в паровом канале  $f_{puls} = 502$  Гц; 2 — зависимость  $K_{ТТ}$  при температурном напоре на испаритель  $\delta T = T_{ev} - T_B = 15$  К и частоте внутренних пульсаций в паровом канале  $f_{puls} = 474$  Гц; 3 — зависимость  $K_{ТТ}$  при перегреве испарителя  $\delta T = T_{ev} - T_B = 10$  К и частоте внутренних пульсаций в паровом канале  $f_{puls} = 396$  Гц.

Среднюю температуру кипящего слоя эфира  $\bar{T}_{fev}$  на поверхности нижней крышки ТТ оценивают с помощью уравнения (2), и температура  $\bar{T}_{fev}$  определяет частоту образования пузырьков и интенсивность парообразования в целом [30]. По мере уменьшения толщины кипящего слоя диэтилового эфира  $\delta_{film}$  коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ev}$  испарителя ТТ возрастает, частота и интенсивность возникновения пузырьков также возрастают до тех пор, пока толщина слоя  $\delta_{film}$  не достигнет граничной величины  $\delta_{film} \sim 2r_{min} \sim 10^{-5}$  м, равной диаметру пузырька с минимальным критическим размером. При дальнейшем увеличении температурного напора на поверхности нижней крышки начинается разрыв пленки термокапиллярными силами и осушение испарителя ТТ.

Описание и анализ скорости роста пузырьков в испарителе нашей ТТ до начала осушения можно рассматривать в т. н. приближении «толстого» слоя, большем  $\delta > \delta_m \sim 10^{-5}$  м [31]–[33], в котором избыточная энтальпия перегретой жидкости служит основным источником энергии для парообразования на межфазной поверхности пузырьков и тем самым может быть применена модель роста пузырька в большом объеме.

Результаты, представленные на рис. 8, означают увеличение интенсивности парообразования в капилляр-

но-пористом испарителе и увеличение скорости роста пузырьков пара по сравнению с известными результатами стационарного роста пузырьков пара в большом объеме перегретой жидкости [31, 34, 35]:

$$r_{bub} \approx r_{min} + \frac{4\Delta T_s}{r(T, P)_{pvp}} \sqrt{\lambda_1 C_{p1} \rho_1} \cdot \sqrt{\tau}. \quad (12)$$

Показатель степени 0,5 для параметра времени  $\tau$ , в уравнении (12), отражает стационарный рост пузырьков пара во времени в большом объеме перегретой жидкости без учета относительного движения фаз. Однако в реальности из-за разницы плотностей происходит конвективное движение — пузырьки всплывают в гравитационном силовом поле  $1g$ , и в экспериментальных данных, описывающих скорость роста пузырьков пара во времени, показатель степени оказывается несколько большим, достигая значения  $\sim (0,6-0,7)$  [34, 35].

Максимальная энергия вибраций  $E_{vibr}$  с частотой  $f_{puls} = 500$  Гц и амплитудой  $\xi_v = 0,15$  мм, поглощенная всей массой заправки жидкого диэтилового эфира в ТТ,  $m = 12,28 \cdot 10^{-3}$  кг за период времени  $\Delta\tau = 1$  с, можно оценить следующим образом:

$$E_{vibr} = \frac{1}{2} m \omega^2 \xi_v^2 = 2\pi^2 m \cdot f_{vibr}^2 \xi_v^2 \sim 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}. \quad (13)$$

Столь малая величина колебательной энергии ( $\sim 10^{-3}\%$  от общей тепловой энергии, поступающей в ТТ) не изменяет температуру кипящего слоя диэтилового эфира в испарителе, но воздействие внешних продольных колебаний приводит к вынужденному поперечному относительному перемещению пузырьков пара при горизонтальном движении слоя кипящего диэтилового эфира вдоль сеточных слоев. Вся масса кипящего диэтилового эфира, движущаяся вдоль сеточных слоев испарителя, испытывает поперечные осцилляции, вызванные

внутренними пульсационными и внешними колебательными  $l_{puls} + l_{vibr}$  смещениями (колебаниями), которые для упрощения анализа можно считать гармоническими в повышенном силовом поле. При совпадении частот внутренних пульсаций в паровом канале ТТ и продольных внешних вибраций  $f_{puls} = f_{vibr}$  и совпадения фазы колебаний амплитуда смещения слоя кипящего диэтилового эфира на поверхности нижней крышки достигает максимального значения  $\xi_{l\Sigma}$ :

$$\xi_{l\Sigma}(\tau) = \xi_{l.puls}(\tau) + \xi_{l.vibr}(\tau) = \xi_{l.p}(\omega_{puls}\tau) + \xi_{l.v}(\omega_{vibr}\tau). \quad (14)$$

При внешних гармонических вибрационных колебаниях с частотой  $f_{vibr}$  в жидкости возникают волны, причем в нашем случае длина волны  $\lambda_{vibr} = C/f_{vibr}$  много больше толщины испарителя,  $\lambda_{vibr} \gg L_{ev} = 3 \cdot 10^{-3}$  м, поэтому решать задачу движения паровых пузырьков в увеличенном силовом поле в испарителе при одновременном воздействии пульсаций и внешних вибраций можно в рамках модели несжимаемой среды.

Величина общей скорости вертикального смещения слоя кипящего диэтилового эфира в результате синфазного пульсационного и внешнего вибрационного воздействий может быть записана в следующем виде:

$$\dot{\xi}_{l\Sigma} = \dot{\xi}_{l.puls} + \dot{\xi}_{l.vibr}. \quad (15)$$

Максимальное давление диэтилового эфира на поверхности нижней крышки ТТ при начале вибраций может быть оценено таким образом:

$$P_l(z) = \rho_l L_1 (g + f_{vibr}^2 \xi_v + f_{puls}^2 \xi_p) = 4,8 g \rho_l L_1. \quad (16)$$

Давление внутри паровых пузырьков считаем однородным, амплитуды пульсаций размеров (объемов) и скорости движения пузырьков малы, и их влиянием на движение и рост пузырьков можно пренебречь:

$$\left( \frac{\rho_l L_1 (g + \xi_{l.p} \dot{\xi}_{puls}^2 + \xi_{l.v} \dot{\xi}_{vibr}^2)}{P_s} \right)^2 < 1. \quad (17)$$

При движении пузырьков необходимо учитывать переменную присоединенную массу, влияние пузырьков друг на друга и силу трения движущихся пузырьков в эфире. Уравнение движения пузырька в первом приближении без учета сеточной структуры испарителя выглядит так [34]:

$$\rho_{vp} V_{bub} \frac{du_{bub}}{dt} = \rho_l V_{bub} \frac{d\dot{\xi}_{l\Sigma}}{dt} - 6\mu_1 \pi r_{bub} (u_{bub} - \dot{\xi}_{l\Sigma}) - \theta_1 \rho_l V_{bub} \frac{d(u_{bub} - \dot{\xi}_{l\Sigma})}{dt}. \quad (18)$$

Уравнение для оценки скорости движения границы пузырька (скорости роста) пузырьков в кипящем слое диэтилового эфира в приближении роста в большом объеме [34]–[35]:

$$r_{bub} \approx r_{min} + \frac{4\Delta T_s}{r(T,P)\rho_{vp}^{mix}} \sqrt{\lambda_1 C_{p1} \rho_1} \cdot \sqrt{\tau}. \quad (19)$$

Показатель степени для параметра времени  $\tau$ ,  $s$ , в уравнении (19) отражает стационарный рост пузырьков пара во времени в большом объеме перегретой жидкости без учета относительного движения фаз. Однако в реальности из-за различия плотностей имеет место конвективное движение — всплывание пузырьков в силовом

гравитационном поле  $g$ , и в полученных экспериментальных данных по зависимости скорости роста пузырьков от времени показатель степени оказывается несколько большим, достигая величины  $\sim 0,6-0,7$  [34, 35].

Воздействие диэтилового эфира как несущей среды на паровые пузырьки приводит к возникновению относительного движения пузырьков при вибрации корпуса ТТ; к возникновению межфазного трения, пропорционального относительной скорости пузырьков в жидкости, которое при малых числах Рейнольдса можно представить в виде трения по формуле Стокса для пузырька радиуса  $r_{bub}$  [32, 33, 35]; при анализе движения пузырька необходимо учитывать переменную присоединенную массу жидкой фазы, которая в первом приближении пропорциональна объему пузырька [36]; и градиент поля вибрационного давления [37].

Воздействие пузырьков друг на друга можно представить с помощью введения параметра  $\theta_1$  [34], который характеризует влияние соседних пузырьков на величину присоединенной массы жидкости к колеблющемуся пузырьку. При больших расстояниях между ними пузырьки можно считать слабо взаимодействующими, и величина параметра  $\theta_1$  не превышает 0,5. При увеличении количества пузырьков и уменьшении расстояния между ними параметр  $\theta_1$  возрастает, и при расстоянии между центрами пузырьков, равном их среднему диаметру величина  $\theta_1$  увеличивается до  $\theta_1 = 1,75$  [34].

Для анализа уравнения (17) его необходимо представить в виде смещений пузырьков  $\xi_{bub}$  и жидкой фазы  $\xi_{l\Sigma}$  и их производных следующим образом:

$$\frac{d^2 \xi_{bub}}{dt^2} - \frac{d^2 \xi_{l\Sigma}}{dt^2} \cdot \frac{(1 + \theta_1)}{\theta_1} + \frac{4,5 v_1}{r_{bub}^2 \theta_1} \cdot \left( \frac{d\xi_{bub}}{dt} - \frac{d\xi_{l\Sigma}}{dt} \right) = 0. \quad (20)$$

Уравнение (20) показывает, что амплитуда вертикального смещения пузырька  $\xi_{bub}$  в слое кипящего диэтилового эфира в испарителе ТТ при совместном действии внутренних пульсаций давления и внешних вибраций достигает величины удвоенной амплитуды смещения жидкой фазы,  $\xi_{bub} = 2\xi_{l\Sigma}$ . Это становится возможным при большой плотности пузырьков в кипящем слое, при которой параметр  $\theta_1$  достигает значения единицы,  $\theta_1 = 1$ , при малой кинематической вязкости  $\nu_1$  и при больших радиусах пузырьков  $r_{bub}$ , при которых коэффициент в уравнении при производных первого порядка стремится к нулю,  $4,5 \nu_1 / r_{bub}^2 \rightarrow 0$ .

Известно из источников [32, 33], что скорость роста  $\dot{r}_{bub}$  пузырька ограничена сопротивлением расталкиваемой жидкости и интенсивностью испарения жидкости на межфазной поверхности пузырьков. При воздействии внешних продольных вибраций на горизонтально движущийся слой диэтилового эфира, скорость роста пузырьков (скорость перемещения границы) при кипении в силовом поле  $4,8g$  за счет разности плотностей с жидкой фазой существенно возрастает по сравнению со случаем роста в силовом поле  $1g$ . За время движения парового пузырька вдоль слоев сетки в капиллярно-пористом испарителе ТТ при постоянной температуре в слое  $T_{ev}$  ( $z = const$ )  $\tau = R/u_{bub} \sim 1 \cdot 10^{-2} \text{ м} / 5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с} = 2 \text{ с}$ , суммарная длина перпендикулярных осциллирующих перемещений пузырька при гармонических колебаниях с частотой  $f_{vibr} = 500 \text{ Гц}$  и амплитудой  $2\xi_{l\Sigma} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$  достигает вели-

чины  $\ell_{\Sigma} = f_{vibr} \cdot 2\xi_{1\Sigma} \cdot 2s \sim 0,3$  м, при этом скорость роста радиуса пузырька  $\dot{r}_{bub}$  можно считать близкой к постоянной. В результате, в функциональной зависимости радиуса пузырька от времени появляется дополнительный вклад, как это показано в уравнении (21):

$$r_{bub} = r_{min} + \frac{2\Delta T_s}{r(T, P)\rho_{vp}^{mix}} \sqrt{\lambda_1 C_p \rho_1} \cdot \sqrt{\tau} + b \cdot f_{vibr} \cdot 2\xi_{1\Sigma} \tau^n, \quad (21)$$

где показатель степени  $n$  можно попытаться оценить по результатам проведенных экспериментов, а коэффициент  $b$  не превышает двух.

Показатель степени  $n$  можно оценить исходя из предположения, что резонансное увеличение коэффициента теплопередачи  $1,2 \cdot K_{TT}$  обусловлено более быстрым ростом пузырьков пара при гармонических колебаниях в капиллярно-пористом испарителе следующим образом:

$$b \cdot f_{puls} \xi_{1\Sigma} \tau^n = 1,2 \frac{2\Delta T_s}{r(T, P)\rho_{vp}^{mix}} \sqrt{\lambda_1 C_p \rho_1} \cdot \tau^{0,5}. \quad (22)$$

После преобразования (22) получаем следующие уравнения:

$$\tau^{n-0,5} = 1,2 \frac{2\Delta T_s}{r(T, P)\rho_{vp}^{mix}} \sqrt{\lambda_1 C_p \rho_1} / (b \cdot f_{puls} \xi_{1\Sigma});$$

$$n - 0,5 = \ln \left( 1,2 \frac{2\Delta T_s}{r(T, P)\rho_{vp}^{mix}} \sqrt{\lambda_1 C_p \rho_1} / (b \cdot f_{puls} \xi_{1\Sigma}) \right). \quad (23)$$

Подставляем в уравнение (23) все необходимые параметры [24]–[26], в том числе теплофизические свойства диэтилового эфира  $r(T, P) = 345$  кДж/кг при температуре испарителя  $T_{ev} = 328,75$  К ( $55,6$  °С) и давлении  $P = 6,13 \cdot 10^5$  Па;  $\rho_{vp}^{mix} = 3,3$  кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda_1 = 0,13$  Вт/(м·К);  $C_p^1 = 2,33$  кДж/кг;  $\rho_L = 703$  кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta T_s = 20$  К;  $b \sim 2$ ;  $f_{puls} = 5 \cdot 10^2$  1/с;  $\xi_{1\Sigma} = 3 \cdot 10^{-4}$  м и после проведения вычислений получаем следующее значение показателя степени  $n$ :

$$n - 0,5 = \ln(2,050757) = 0,718; n = 1,2 \pm 0,1. \quad (24)$$

Значение показателя  $n$  больше единицы в уравнении (21),  $n > 1$  для скорости роста пузырьков пара в капиллярно-пористом испарителе в зависимости от времени  $\tau$ ,  $s$ , означает проявление сильного влияния относительно движения пузырьков пара в кипящем слое диэтилового эфира.

Вибрация также способствует перераспределению жидкости в перегретые инжекторные капиллярные каналы. Это увеличивает расход жидкости и пара в инжекторных каналах и тем самым коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ev}$  испарителя в целом.

При малых частотах внешних вибраций, когда  $f_{vibr} < f_{puls}$  резонанса двух колебаний различной природы не возникает и коэффициент теплопередачи ТТ не увеличивается.

При больших частотах внешних вибраций, когда  $f_{vibr} > f_{puls}$  начинается происходить рассогласование и частичное гашение колебаний, появляются противофазные движения жидкостного слоя, приводящие к снижению амплитуды колебаний паровых пузырьков и к уменьшению резонансного коэффициента теплопередачи ТТ.

### Заключение

Полученный результат резонансного повышения коэффициента теплопередачи коротких ТТ с капилляр-

но-пористой структурой (КПС), формирующей внутренний паровой канал в виде сопла Лавалю, с большим запасом рабочей жидкости в порах КПС и при большом температурном напоре на испаритель  $\delta T_{ev} = T_{ev} - T_B$  имеет важное практическое значение.

### Список обозначений

- $C$  — скорость звука в диэтиловом эфире, м/с;
- $C_{H_2O}$  — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);
- $C_K$  — теплоемкость калориметра, Дж/К;
- $C_{p,l}$  — теплоемкость диэтилового эфира, Дж/(кг·К);
- $C_{pv}$  — теплоемкость сухой паровой фазы диэтилового эфира, Дж/(кг·К);
- $C_p^{mix}$  — теплоемкость паровой фазы диэтилового эфира с влажностью 0,2, Дж/(кг·К);
- $f_{puls}$  — частота пульсаций в выполненном в виде сопла Лавалю паровом канале ТТ, Hz;
- $f_{radial}$  — частота радиальных пульсаций на поверхности емкостного датчика ТТ, Гц;
- $g$  — ускорение силы тяжести земного притяжения, м/с<sup>2</sup>;
- $G$  — расход воды в проточном калориметре, кг/с;
- $G_1$  — массовый расход жидкой фазы диэтилового эфира в испарителе, кг/с;
- $G_{mix}$  — массовый расход влажного насыщенного пара над испарителем, кг/с;
- $G_{dr}$  — массовый расход микрокапель влажного пара над испарителем, кг/с;
- $G_{vp}$  — массовый расход сухого насыщенного пара над испарителем, кг/с;
- $h_{fr}$  — потери тепловой энергии на трение паровой фазы в ТТ, Вт;
- $H_{ev}$  — энтальпия испарителя ТТ, Вт;
- $K_{TT}$  — коэффициент теплопередачи через поперечное сечение парового канала ТТ, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $L_1$  — толщина слоя диэтилового эфира на поверхности нижней крышки при кипении, м;
- $L_{ev}$  — толщина капиллярно-пористого испарителя, м;
- $L_{TT}$  — длина корпуса ТТ с капиллярно-пористой вставкой, м;
- $m_{lavai}$  — масса заправки диэтилового эфира в ТТ с паровым каналом в виде сопла Лавалю, кг;
- $m_{cyl}$  — масса заправки диэтилового эфира в ТТ с цилиндрическим паровым каналом, кг;
- $P$  — давление проточной воды в микрокалориметре, Па;
- $P_{cap}$  — капиллярное давление во внутренней вставке в ТТ, Па;
- $P_{ev}$  — давление пара над испарителем, Па;
- $Q_{ev}$  — тепловая мощность, поступающая в испаритель при работе ТТ, Вт;
- $r_{min}$  — минимальный радиус пузырька в кипящем слое диэтилового эфира, м;
- $r_{bub}$  — радиус пузырька в кипящем слое диэтилового эфира, м;
- $T_{cal}$  — температура воды в проточном калориметре, К;
- $T_{cond}$  — температура наружной поверхности верхней крышки ТТ, охлаждаемой водой в проточном калориметре (температура поверхности конденсации), К;
- $T_{ev}$  — температура наружной поверхности нижней крышки ТТ, нагреваемой резистивным нагревателем (температура испарителя), К;

$\bar{T}_{\text{jev}}$  — средняя температура кипящего микрослоя диэтилового эфира на поверхности нагрева нижней крышки ТТ, К;

$T_{\text{к0}}(\tau), T_{\text{к}}(\tau)$  — температура воды на входе и выходе из калориметра, К;

$\bar{T}_{\text{ev}}$  — средняя температура насыщенного диэтиловым эфиром капиллярно-пористого испарителя при начале нагрева, К;

$T_{\text{s}}$  — температура насыщения диэтилового эфира, К;

$T_{\text{sc}}$  — средняя температура сеточного каркаса испарителя, К;

$T_{\text{wc}}$  — температура поверхности верхней крышки ТТ, К;

$v, w, u$  — радиальная, тангенциальная и осевая компоненты скорости течения проточной воды в микрокалориметре, м/с;

$V_0$  — внутренний объем вихревого проточного калориметра,  $\text{с}^3$ ;

$x$  — качество пара, степень влажности или сухости пара;

$z$  — линейная координата вдоль продольной оси ТТ, м;

$\Pi$  — пористость испарителя и вставки (фитиля) в паровом канале ТТ;

$\gamma_{\text{dr}}$  — степень влажности потока пара с учетом фазового скольжения;

$\delta_{\text{c}}$  — толщина слоя теплопроводной смазки между резистивным нагревателем и ТТ, м;

$\delta_{\text{f.cond}}$  — средняя толщина пленки диэтилового эфира на поверхности конденсации, м;

$\delta_{\text{jev}}$  — толщина кипящего слоя диэтилового эфира на поверхности нагрева нижней крышки, м;

$\delta_{\text{w.cond}}$  — толщина металлической плоской верхней крышки, м;

$\delta_{\text{w.ev}}$  — толщина металлической плоской нижней крышки, м;

$\theta_1$  — числовой параметр, характеризующий среднее расстояние между пузырьками в кипящей жидкости;

$\lambda_{\text{c}}$  — коэффициент теплопроводности теплопроводной смазки, Вт/(м К);

$\lambda_{\text{vibr}}$  — длина волны возбуждения в жидкости при наложении внешних вибраций, м;

$\lambda_{\text{w}}$  — коэффициент теплопроводности металлических верхней и нижней крышек, Вт/(м К);

$\xi_{\Sigma}$  — амплитуда смещения слоя диэтилового эфира на поверхности нижней крышки ТТ, м;

$\dot{\xi}_i$  — скорость смещения жидкой фазы в испарителе при колебаниях ТТ, м/с;

$\rho_l$  — плотность диэтилового эфира,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$  — плотность воды в калориметре,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_{\text{vp}}^{\text{mix}}$  — плотность влажного пара в паровом канале ТТ,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\sigma_l$  — поверхностное натяжение диэтилового эфира, Па.

### Литература/References

- Seryakov A. V. Pulsation flow in the vapour channel of short low temperature range heat pipes. *International Journal on Heat and Mass Transfer Theory and Application*. 2014. v. 2. N 2. pp. 40–49.
- Seryakov A. V. Pulsed vortex flow in medium temperature range heat pipes. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2014. v. 3. No 2. pp. 2929–2938.
- Seryakov A. V., Ananiev V. I., Orlov A. V. Condensation research in the short low-temperature range heat pipes. Proceedings of the 9<sup>th</sup> Minsk International Seminar of Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources. Minsk, Belarus, 7–10 September 2015. V. 2. p. 168–176.
- Серяков А. В. Исследование характеристик коротких низкотемпературных тепловых труб с паровым каналом в виде сопла // Прикладная механика и техническая физика. 2016. Т. 57. № 1. с. 1–15. [Seryakov A. V. Research of characteristics of short low-temperature heat pipes with a steam channel in the form of a nozzle. *Applied mechanics and technical physics*. 2016. T. 57. No. 1. p. 1–15. (in Russian)]
- Серяков А. В., Михайлов Ю. Е., Шакин С. Л. Применение емкостных датчиков для изучения процессов конденсации в коротких низкотемпературных тепловых трубах. Калибровка и измерения // Вестник Международной академии холода. 2017. № 2. С. 57–65. [Seryakov A. V., Mikhailov Y. E., Shakshin S. L. The use of the capacitive sensors for the study of condensation processes in the short low-temperature range heat pipes. Calibration and measurement. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No 2. p. 57–65. (in Russian)]
- Akachi H. Structure of Heat Pipe. US patent, 4921041. 1990.
- Tong B. Y., Wong T. N., Ooi K. T. Closed-loop pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*. 2001. v. 21, No 18, pp. 1845–1862.
- Naik R., Varadarajan V., Pundarika G. and Narasimha K. R. Experimental Investigation and Performance Evaluation of a Closed Loop Pulsating Heat Pipe. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2013. v. 6. No. 2. pp. 267–275.
- Васильев Л. Л., Вааз С. Л., Киселев В. Г., Конеv С. В., Гракович Л. П. Низкотемпературные тепловые трубы. Минск: Наука и техника, 1976. 136 с. [Vasiliev L. L., Vaaz S. L., Kiselev V. G., Konev S. V., Grakovich L. P. Low-Temperature heat pipes. Minsk: Science and technology, 1976. 136 p. (in Russian)]
- Серяков А. В., Конькин А. В., Алексеев А. П. Экстремальное вибрационное повышение коэффициента теплопередачи коротких линейных тепловых труб // IX МНТК «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (СПб, 13–15 ноября 2019 г. Университет ИТМО). Материалы конференции. Т. I. СПб. 2019. с. 309–314. [Seryakov A. V., Konkin A. V., Alekseev A. P. Extreme vibration increase of the heat transfer coefficient of short linear heat pipes // IX international scientific and technical conference «low-Temperature and food technologies in the XXI century» (Saint Petersburg, November 13–15, 2019. ITMO University). Conference proceedings. Vol. I Saint Petersburg, 2019, pp. 309–314. (in Russian)]
- Alaei A., Kafshgari M. H., Atashi H. A new designed heat pipe: an experimental study of the thermal performance in the presence of low-frequency vibrations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. v. 48, pp. 719–723.
- Alaei A., Kafshgari M. H., Rahimi S. K. A vertical heat pipe: an experimental and statistical study of the thermal performance in the presence of low-frequency vibrations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. v. 49, pp. 285–290.
- Chen R. H., Lin Y. J., Lai C. M. The influence of horizontal longitudinal vibrations and the condensation section temperature on the heat transfer performance of a heat pipe. *Heat Transfer Engineering*. 2013, v. 34. pp. 45–53.
- Asia A., Shusser M., Leitner A., Nabi A., Grossman G. *Instability of heat pipe performance at large axial accelerations*. *Journal of Heat Transfer*. 2007. v. 129. pp. 137–140.
- Kiseev V. M., Zolkin K. A. The influence of acceleration on the performance of oscillating heat pipes. *Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference*. Tokyo Japan. 1999. v. 2, pp. 154–158.
- Семена М. Г., Николаенко Ю. Е. Влияние частоты вибрационных нагрузок на термическое сопротивление тепловой

- трубы // Вопросы радиоэлектроники. Серия тепловые режимы, термостатирование и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. 1981. № 2. с. 30–32. [Semena M. G., Nikolaenko Yu. E. Influence of frequency of vibration loads on thermal resistance of a heat pipe. *Questions of radio electronics. Series of thermal regimes, temperature control and cooling of electronic equipment*. 1981. No. 2. p. 30–32. (in Russian)]
17. Патент на полезную модель № 152108. Емкостный датчик определения толщины слоя жидкости / Серяков А. В. Опубликовано 27.06.2015. Бюллетень № 18, 2015. [Utility model patent No. 152108. Capacitive sensor for determining the thickness of the liquid layer / Seryakov A. V. Published 27.06.2015. Bulletin No. 18, 2015. (in Russian)]
  18. Seryakov A. V. The Study of Condensation Processes in the Low-Temperature Short Heat Pipes with a Nozzle-Shaped Vapour Channel. *Engineering*, 2017. v. 9. pp. 190–240.
  19. Seryakov A. V. Intensification of heat transfer processes in the low temperature short heat pipes with Laval nozzle formed vapour channel. *American Journal of Modern Physics*. 2018. v. 7. N 1, pp. 48–61.
  20. Seryakov A. V., Ananiev V. I., Orlov A. V. Condensation research in the short low-temperature range heat pipes. Proceedings of the IX Minsk International Seminar of Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources. Minsk, Belarus, 7–10 September 2015, v 2. p. 168–176.
  21. Seryakov A. V., Ananiev V. I. Condensation research in the short low-temperature range heat pipes. Proceedings of the VIII International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer. Sarajevo, Bosnia and Herzegovina, September 15–18, 2015. Begell House Inc. p. 693–696.
  22. Cfdesign 10.0 Version 10.0–20090623. User's Guide. 2009.
  23. Nakayama W., Dailoky T., Kuwahara H., Nakajima T. Advanced Enhanced Heat Transfer. *American Society of Mechanical Engineers*. N. Y. 1979. P. 31–43.
  24. Handbook of Physical-Chemical Properties and Environmental Fate for Organic Chemicals. Vol. III. Oxygen containing compounds. D. Mackay, W. Y. Shiu, K. C. Ma, S. C. Lee. Taylor and Francis 2006.
  25. Таблицы физических величин. Справочник под редакцией Кикоина И. К. М.: Атомиздат. 1976. 1008 с. [Tables of physical quantities. Reference book under the editorship of Kikoin I. K. Moscow, Atomizdat, 1976. 1008 p. (in Russian)]
  26. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 721 с. [Vargaftik N. B. Handbook of thermophysical properties of gases and liquids. Moscow: Nauka, 1972. 721 p. (in Russian)]
  27. Seryakov A. V., Shakshin S. L., Alekseev A. P. The droplets condensate centering in the vapour channel of short low temperature heat pipes at high heat loads. *Journal of Physics. Conference Series*. 2017: 891 012123.
  28. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Изд. 6, перераб., доп. 1987. 840 с. [Loitsyansky L. G. Mechanics of liquid and gas. Ed. 6, pererab., add. 1987. 840 p. (in Russian)]
  29. Faghri A. Heat Pipe Science and Technology. Washington, USA, Taylor and Francis. 1995.
  30. Seryakov A. V. Computer modeling of the vapour vortex orientation changes in the short low temperature heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. v. 140, pp. 243–259.
  31. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. Изд. 5-е перераб. и доп. М.: Атомиздат, 1979. 416 с. [Kutateladze S. S. Fundamentals of the theory of heat transfer. Ed. 5-e re-issue. and add. M.: Atomizdat, 1979. 416 p. (in Russian)]
  32. Florschuetz L. W., Henry C. L., Rashid Khan A. Growth rates of free vapour bubbles in liquids at uniform superheats under normal and zero gravity conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1969, v. 12, N 11, pp. 1465–1489.
  33. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред. Том 2. М.: Наука, 1987. 360 с. [Nigmatulin R. I. Dynamics of multiphase media. Vol. 2. Moscow: Nauka, 1987. 360 p. (in Russian)]
  34. Лабунцов Д. А. Физические основы энергетики. Избранные труды по теплообмену, гидродинамике, термодинамике. М.: Издательство МЭИ, 2000. 388 с. [Labuntsov D. A. Physical bases of power engineering. Selected works on heat exchange, hydrodynamics, thermodynamics. Moscow: Publishing house of MEI, 2000. 388 p. (in Russian)]
  35. Лабунцов Д. А., Ягов В. В. Механика двухфазных систем. М. Издательство МЭИ 2000 374 с. [Labuntsov D. A., Yagov V. V. Mechanics of two-phase systems. Moscow publishing house MEI 2000 374 p. (in Russian)]
  36. Короткин А. И. Присоединенные массы судна. Справочник. Л.: Судостроение, 1986. 312 с. [Korotkin A. I. Added masses of a ship. Reference. L.: Shipbuilding, 1986. 312 p. (in Russian)]
  37. Хэппель Дж, Бреннер Г. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса. М.: Мир, 1976. 630 с. [Happel J, Brenner G. Hydrodynamics at small Reynolds numbers. M.: Mir, 1976. 630 p. (in Russian)]

### Сведения об авторах

#### Серяков Аркадий Владимирович

К. ф.-м. н., ООО «Рудетранссервис», 173003, г. Великий Новгород, ул. Большая Санкт-Петербургская, 64, seryakovav@yandex.ru

#### Конькин Александр Владимирович

Ведущий инженер, ООО «Рудетранссервис», 173003, г. Великий Новгород, ул. Большая Санкт-Петербургская, 64

#### Алексеев Андрей Петрович

Член совета директоров, ООО «Рудетранссервис», 173003, г. Великий Новгород, ул. Большая Санкт-Петербургская, 64

### Information about authors

#### Seryakov Arkady V.

Ph. D., LLC «Rudetransservice», Sankt-Petersburg Str. 64, Veliky Novgorod, 173003, Russia, seryakovav@yandex.ru

#### Konkin Aleksandr V.

Leading engineer, LLC «Rudetransservice», Sankt-Petersburg Str. 64, Veliky Novgorod, 173003, Russia

#### Alekseev Andrey P.

BoD member, LLC «Rudetransservice», Sankt-Petersburg Str. 64, Veliky Novgorod, 173003, Russia