

УДК 536.248.2; 532.574.2.

## Исследование коротких низкотемпературных тепловых труб. Часть 2. Теоретическая модель\*

Канд. физ-мат. наук А. В. СЕРЯКОВ  
seryakovav@yandex.ru

ОАО «Специальное конструкторско-технологическое бюро по релейной технике»  
173021, Великий Новгород, ул. Нехинская, 55

*Представлены результаты исследований коэффициента теплопередачи и вихревых пульсационных течений в паровом канале, выполненном в виде сопла, близкого к соплу Лаваля, коротких низкотемпературных тепловых труб. В охлаждаемых плоских верхних крышках тепловых труб установлены емкостные датчики конденсации, на которые от внешнего генератора подавали электромагнитные импульсы. При нагревании испарителя тепловой трубы начиная с некоторого порогового значения тепловой мощности, электромагнитные импульсы оказываются модулированными. Этот факт связывают с возникновением кипения в пористом испарителе и образованием большого количества пара над ним, что приводит к резкому повышению давления над испарителем и прекращению кипения в нем, что проявляется в виде возникновения пульсаций давления в паровом канале. Измерены частоты пульсаций и их зависимость от величины перегрева испарителя. Обнаружено, что частоты пульсаций больше и возникают они при меньших величинах перегрева испарителя в тепловых трубах с паровым каналом, выполненном в виде сопла, близкого к соплу Лаваля, по сравнению тепловыми трубами со стандартным цилиндрическим паровым каналом при равных габаритных размерах.*

**Ключевые слова:** низкотемпературные тепловые трубы, сопло Лаваля, емкостный датчик конденсации.

## Study of short low temperature range heat pipes. Part 2. Theoretical model\*

Ph. D. A. V. SERYAKOV  
seryakovav@yandex.ru

Special Relay System Design and Engineering Bureau  
Nekhinskaya Str., 55, Velikiy Novgorod, Russia, 173021

*The research results of heat transfer coefficient and pulsation vortex flows in the vapour channel, resembling to Laval nozzle, of short low-temperature range heat pipes are presented. In a cooled top cover of the heat pipes capacitive sensors, which are exposed to electromagnetic pulses from an external generator, are installed. When the heat pipe evaporator is heated electromagnetic pulses became modulated starting from a certain boundary value of the thermal power. It is connected with the beginning of boiling in the evaporator, and the formation of a large amount of vapour that leads to a rapid increase in pressure and termination boiling in the evaporator, and the occurrence of the pressure pulsations in the vapour channel. The frequency of pulsations, with its dependence on the magnitude of the evaporator overheating, are measured. It is shown that the frequency of pulsations are higher and they occur at lower values of overheating of the evaporator in the heat pipes with vapour channel, resembling to Laval nozzle, compared with heat pipes with standard cylindrical vapour channel of the same dimensions.*

**Keywords:** low-temperature range heat pipes, Laval nozzle, capacitive condensation sensor.

### Теоретическая модель

Испарительный режим в тепловых трубах (ТТ) существует при малых тепловых нагрузках на испаритель (до 8–10 Вт/см<sup>2</sup>) и характеризуется, близким к конвективному, течением в паровом канале. Испарительный режим работы коротких ТТ, при котором тепловая мощность, поступающая в испаритель, постоянна во времени и ограничена величиной, не до-

пускающей возникновения процесса пузырькового кипения в плоском сеточном испарителе, определяют следующим образом

$$E = \frac{\Delta Q}{\Delta \tau} < E_B. \quad (5)$$

Скорость испарения массы сухого мономолекулярного пара над испарителем вычисляют по уравнению

\* Начало статьи в «Вестник МАХ» № 4, 2014, с. 38–43.

The beginning of article in «Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda» 2014, No 4, p. 38–43.

$$\dot{M} = \dot{n}_{vp} m_{vp} = \frac{E}{r(T_B)}. \quad (6)$$

Массовый поток насыщенного сухого мономолекулярного пара над испарителем вычисляют обычным образом

$$\begin{aligned} G_{vp} &= \dot{M} = F(z) n_{vp}(T_{ev}) m_{vp} u_{vp} = \\ &= F(z) \rho_{vp}(T_{ev}) \mu_{vp} = \frac{E}{r(T_B)}. \end{aligned} \quad (7)$$

Скорость роста числа молекул пара над испарителем в конфузальной части сопла парового канала, задающая избыточное давление над испарителем и определяющая массовый расход пара в ТТ, определяют по уравнению

$$\dot{n}_{vp} \cong \frac{E}{r(T_B) m_{vp}} = \frac{E N_A}{r(T_B) \mu_{vp}}. \quad (8)$$

В приближении равных скоростей и без учета струйного характера течения, линейную скорость гидродинамического течения потока пара над поверхностью испарителя оценивают по формуле

$$\begin{aligned} u_{vp} &\cong \frac{\dot{n}_{vp}}{F(z) n_{vp}(T_{ev})} = \frac{E}{F(z) r(T_B) m_{vp} n_{vp}(T_{ev})} = \\ &= \frac{E N_A}{F(z) r(T_B) \mu_{vp} n_{vp}(T_{ev})}. \end{aligned} \quad (9)$$

Подставляя выражения (9) и (8) в уравнение (7) получаем формулу для расчета молекулярного расхода сухого пара над испарителем

$$G_{vp} \cong \rho_{vp}(T_{ev}) \frac{E N_A}{r(T_B) \mu_{vp} n_{vp}(T_{ev})}. \quad (10)$$

Гидродинамический поток массы насыщенного сухого пара определяем величиной перепада давления между испарителем и областью конденсации ТТ по формуле

$$G_{vp} \cong A \frac{\rho_{vp}(T_{cond}) F(z)^2 (P(T_{ev}) - P(T_{cond}))}{\eta L} = A \frac{F(z)^2 \Delta P_{vp}}{\eta L}. \quad (11)$$

Приравниваем массовый и гидродинамический расход пара, и в результате получаем уравнение

$$\begin{aligned} G_{vp} &\cong A \frac{\rho_{vp}(T_{cond}) F(z)^2 (P(T_{ev}) - P(T_{cond}))}{\eta L} = \\ &= \rho_{vp}(T_{ev}) \frac{E N_A}{r(T_B) \mu_{vp} n_{vp}}. \end{aligned} \quad (12)$$

Избыточное давление над испарителем, определяющее перенос потока пара в паровом канале ТТ, вычисляется в линейном приближении по уравнению

$$P(T_{ev}) \cong P(T_{cond}) + \frac{dP}{dT} (T_{ev} - T_{cond}). \quad (13)$$

С учетом уравнения Клапейрона–Клаузиуса, величину производной давления пара рабочей жидкости по температуре оценивают обычным образом, при этом учитывают тот факт, что для капельных жидкостей отношение удельных объемов пара и жидкости мало,  $v^l/v^{lp} < 10^{-2} - 10^{-3}$ , поэтому в уравнении Клапейрона–Клаузиуса величиной удельного объема жидкости  $v^l$  пренебрегаем

и в результате, в идеально-газовом приближении, получаем выражение

$$\frac{dP}{dT} = \frac{1}{T} \frac{r(T)}{v^{vp} - v^l} \cong \frac{1}{T_{cond}} \frac{r(T_{cond})}{v^{vp}} \cong \frac{\rho_{vp}(T_{cond}) r(T_{cond})}{T_{cond}}. \quad (14)$$

Подставляя выражение (14) в (12), получаем уравнение для расчета расхода пара в ТТ

$$\frac{F(z)^2 r(T_{cond}) \rho_{vp}(T_{cond})}{\eta L} (T_{ev} - T_{cond}) \cong \frac{E N_A}{r(T_{cond}) \mu_{vp} n_{vp}(T_{ev})}. \quad (15)$$

Температура пара непосредственно над поверхностью испарителя при слабом испарении и при отсутствии кипения определяется из уравнения (16):

$$T_{ev} \cong T_{cond} \left( 1 + \frac{E N_A \eta L}{\rho_{vp}(T_{cond}) F(z)^2 r(T_{ev})^2 \mu_{vp} n_{vp}(T_{ev})} \right) \leq T_B. \quad (16)$$

Стационарный испарительный режим работы ТТ означает, что температура в испарителе не превышает температуру кипения рабочей жидкости. Передаваемую ТТ тепловую мощность,  $W$ , определяем из уравнения

$$\begin{aligned} E &\cong \frac{\rho_{vp}(T_{cond}) F(z)^2 r(T_{ev})^2 \mu_{vp} n_{vp}(T_{cond})}{N_A \eta L T_{cond}} \times \\ &\times (T_{ev} - T_{cond}) = K_{HP} \Delta T, \end{aligned} \quad (17)$$

а коэффициент теплопередачи через поперечное сечение парового канала ТТ, вычисляем из выражения

$$K_{HP} \cong \frac{\rho_{vp}(T_{cond}) F(z)^2 r(T_{ev})^2 \mu_{vp} n_{vp}(T_{cond})}{N_A \eta L T_{cond}}. \quad (18)$$

При большой скорости поступления тепла в тонкий испаритель, превышении его средней температуры над температурой кипения рабочей жидкости и возникновения пузырькового кипения и интенсивного парообразования, гидродинамический поток пара в конфузальной части сопла не успевает отводить выделяемую при кипении в испарителе тепловую мощность. При этом вместе с паром вылетают и микрокапли, поток становится двухфазным. Плотность пара возрастает, давление возрастает, и температура кипения рабочей жидкости увеличивается таким образом, что становится выше средней температуры испарителя. В результате повышения давления кипение в испарителе прекращается (замедляется), и волна избыточного давления распространяется по паровому каналу до области конденсации ТТ, где пар становится пересыщенным и конденсируется. Процесс конденсации происходит не мгновенно, и при замедленной (прекращенной) работе испарителя продолжается до тех пор, пока давление не снизится до давления насыщения пара при температуре конденсации, после чего конденсация прекращается. Процесс понижения давления насыщенного пара за счет конденсации распространяется по паровому каналу ТТ обратно в испаритель, и кипение в нем возобновляется. Пульсации давления в паровом канале ТТ являются следствием кипения и интенсивного парообразования в испарителе, немгновенного массопереноса по паровому каналу в область конденсации ТТ, медленного процесса конденсации, обуславливающего понижение давления пара сначала в области конденсации, а затем и в испарителе ТТ. После чего следующий пульсационный цикл испарения пара повторяется. Тепловая

мощность, поступающая в плоский сеточный испаритель короткой ТТ, при температуре испарителя, превышающей температуру кипения  $T_B(p)$  рабочей жидкости, определяется из уравнения

$$E = \frac{[T_{ev} - T_B(P)]F(z)}{R_{ev}(T)}. \quad (19)$$

Влажный пар считают состоящим из двух подсистем: из системы микрокапель и системы сухого пара. Скорость испарения массы влажного парокapelьного потока определяют стандартным образом

$$\dot{M} = G_{mix} = G_{vp} + G_{dr}. \quad (20)$$

В целях упрощения построения аналитической модели, реальный парокapelьный поток над испарителем, с микрокаплями, размеры которых заданы сложной функцией распределения с двумя максимумами [16], представляют в виде монодисперсной системы сферических микрокапель, со средним арифметическим радиусом микрокапель  $r_a$ , часто применяемом при анализе двухфазных парокapelьных течений

$$r_a = \frac{1}{n_{dr}} \sum_{i=0}^{\infty} r_{dri} n_{dri}. \quad (21)$$

С учетом принятого допущения о сферичности микрокапель, записываем выражение для истинной степени влажности парокapelьного потока

$$\gamma = \frac{M_{dr}}{M_{dr} + M_{vp}} = \left[ 1 + \frac{\rho_{vp}}{\rho_L} \left( \frac{3}{4\pi} \frac{1}{r_a^3 n_{dr}} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (22)$$

Плотность влажного парокapelьного потока вблизи поверхности конденсации без учета относительных скоростей фаз вычисляется с помощью плотностей капель и сухого насыщенного пара стандартным образом по формуле

$$\rho_{vp}^{mix} = \frac{\rho_{dr} \rho_{vp}}{\gamma \rho_{vp} + (1 - \gamma) \rho_{dr}}. \quad (23)$$

Взаимосвязь между расходной и истинной массовыми концентрациями микрокапель, или расходной и истинной степенями влажности, определяем из соотношения

$$\gamma_G = \frac{\gamma \Psi}{(1 - \gamma) + \gamma \Psi}; \quad \Psi = \frac{u_{dr}}{u_{vp}}. \quad (24)$$

Величина  $\gamma_G$  представляет собой отношение расхода конденсированной капельной фазы ко всему расходу двухфазной парокapelьной среды, и с учетом выражения (22) выглядит следующим образом

$$\gamma_G = \left[ 1 + \frac{\rho_{vp}}{\rho_L \Psi} \left( \frac{3}{4\pi} \frac{1}{r_a^3 n_{dr}} - 1 \right) \right]^{-1} = \frac{G_{dr}}{G_{mix}}. \quad (25)$$

Массовый расход микрокапель с поверхности испарителя считаем пропорциональным скорости испарения и массовой скорости потока пара

$$G_{dr} \cong B \left( \frac{E}{r(T_{ev})} \right)^a \left( \frac{G_{vp}}{F} \right)^b. \quad (26)$$

Для оценки расхода влажного пара из испарителя в область конденсации ТТ, применяют уравнение (12), в котором вкладом подсистемы микрокапель в создание

избыточного давления двухфазной парокapelьной смеси над испарителем  $P(T_{ev})$  в паровом канале ТТ в первом приближении пренебрегают

$$G_{mix} = G_{vp} + G_{dr} \cong \frac{\rho_{vp}^{mix} F(z) \Delta P_{vp}}{\eta_{mix} L}. \quad (27)$$

Следствием кипения в испарителе является повышение давления пара над поверхностью испарителя до величины  $P^*$ , при котором кипение в поверхностных слоях и далее во всем тонком испарителе (толщиной 2–3 мм) замедляется (прекращается) в связи с тем, что средняя температура испарителя  $T_{ev}$  становится меньше температуры кипения рабочей жидкости в испарителе при повышенном давлении в стесненных условиях

$$T_{ev} < T_B(P^*). \quad (28)$$

При этом импульс избыточного давления пара начинает распространяться по паровому каналу ТТ к области конденсации. Прекращение кипения и замедление парообразования в испарителе ТТ приводит к существенному снижению (прекращению) тепловыделения, и уменьшению переноса влажного пара вдоль парового канала ТТ в зону конденсации. Длительность периода  $\Delta\tau_{ev}$  роста давления до величины  $P^*$  и прекращения кипения в капиллярно-пористом испарителе оценивают в линейном приближении (ламинарного теплопереноса) внутри парового канала ТТ по формуле

$$\begin{aligned} \Delta\tau_{ev} &\cong \frac{[P^* - P(T_{cond})] F(z) L}{k_B T_{ev} \dot{n}_{vp}} \cong \\ &\cong \frac{[P^* - P(T_{cond})] F(z) L r(T_B) m_{vp}}{E k_B T_{ev}}. \end{aligned} \quad (29)$$

Время релаксации (сброса) избыточной энергии (повышенного давления) в испарительной зоне путем переноса потока пара к зоне конденсации ТТ, оценивается по формуле

$$\Delta\tau_{HP} \cong \frac{E \Delta\tau_{ev}}{r(T_B) \rho_{vp}^{mix}(T_{ev}) u(T_{ev}) F(z)}. \quad (30)$$

Время релаксации избыточного давления  $\Delta\tau_{HP}$  частично определяет длительность периода пульсирующих колебаний потока пара в паровом канале ТТ, в течение которого импульс давления пара, образовавшийся над испарителем, достигает поверхности конденсации и частично конденсируется.

Длительность периода конденсации  $\Delta\tau_{cond}$  в течение которого избыточное давление в паровом канале снижается до величины  $P(T_{cond})$ , оценивают из следующего уравнения

$$\Delta\tau_{cond} \cong \frac{E \Delta\tau_{ev}}{r(T_{cond}) \rho_{vp}^{mix}(T_{cond}) u(T_{cond}) F(z)}. \quad (31)$$

В результате образования жидкой фазы, давление у охлаждаемой поверхности конденсации снижается до величины

$$P^* \cong P(T_{cond}), \quad (32)$$

что приводит к замедлению теплопереноса по паровому каналу, распространению волны разрежения от области конденсации к испарителю, и началу следующего цик-

ла пульсационного возрастания давления вблизи поверхности испарителя. Таким образом длительность цикла пульсаций  $\tau_0$  в паровом канале ТТ равна

$$\Delta\tau_0 \cong \Delta\tau_{ev} + \Delta\tau_{HP} + \Delta\tau_{cond} + \Delta\tau_{sound}, \quad (33)$$

а частота пульсаций

$$\nu \cong \frac{1}{\Delta\tau_{ev} + \Delta\tau_{HP} + \Delta\tau_{cond} + \Delta\tau_{sound}}. \quad (34)$$

Анализ полученных экспериментальных данных по теплоотдаче над испарителем показывает, что разработанные ТТ работают в режиме кипения. Этот факт подтверждается характером влияния режимных параметров процесса испарения ( $q$ ,  $p$ ) на коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ . Влияние этих параметров близко к подобному влиянию плотности теплового потока и давления на пузырьковое кипение в большом объеме.

Проведенные численные оценки составных частей длительности пульсаций  $\Delta\tau_0$  из выражения (33) показывают, что длительность роста давления  $\Delta\tau_{ev}$  над испарителем ТТ дает завышенные значения  $\Delta\tau_{ev} \sim 10^{-1}-10^{-2}$  с. Данное обстоятельство означает неполную адекватность простой плоской модели оценки интенсивности парообразования в испарителе. Необходимо учитывать неравновесное объемное парообразование с учетом структуры и пористости испарителя, градиентов температуры и влажности в кипящей двухфазной рабочей жидкости.

Длительность перемещения  $\Delta\tau_{HP}$  сгустка пара вдоль парового канала ТТ при значении скорости течения пара в канале  $\sim 100-300$  м/с достигает величины  $\Delta\tau_{HP} \sim (4,8 \div 1,6) \cdot 10^{-3}$  с, что приемлемо только для случая скорости звука в сухом паре  $\sim 300$  м/с.

Максимальное значение длительности периода конденсации влажного пара также завышено и достигает величины  $\Delta\tau_{cond} \sim 10^{-1}-10^{-2}$  с.

Длительность распространения волны разрежения из области конденсации в испаритель ТТ при величине скорости звука во влажном паре порядка 100 м/с, не превышает  $\Delta\tau_{sound} \sim 10^{-3}$  с. Экспериментальные значения длительности периода пульсаций равно  $(2 \div 2,5) \cdot 10^{-3}$  с.

Таким образом, предложенная простая теоретическая модель дает завышенные значения длительности периода пульсаций, и не полностью адекватна резко неравновесным процессам испарения в сеточном капиллярно-пористом испарителе с кипящей рабочей жидкостью.

Для коротких низкотемпературных ТТ установлены следующие значения.

Коэффициент теплопередачи через поперечное сечение коротких ТТ с паровым каналом в виде сопла, близкого к соплу Лавалья, равен  $(22 \pm 0,5) \cdot 10^4$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); коэффициент теплопередачи через поперечное сечение ТТ с цилиндрическим паровым каналом  $(15 \pm 0,5) \cdot 10^4$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), при одинаковой минимальной толщине слоя капиллярно-пористой вставки 3 мм.

Термическое сопротивление ТТ с паровым каналом в виде сопла  $0,026 \pm 0,001$  К /Вт, термическое сопротивление ТТ со стандартным цилиндрическим паровым каналом  $0,032 \pm 0,001$  К /Вт. Сопоставление теплопередающих характеристик коротких ТТ показывает значи-

мые преимущества ТТ с паровым каналом в виде сопла, близкого к соплу Лавалья по сравнению со стандартным цилиндрическим каналом.

Возникновение пульсационного режима течения в паровом канале начинается при тепловой нагрузке, при которой в испарителе имеет место развитое кипение, приводящее к интенсивному выделению пара и повышению давления до величины, при которой температура кипения рабочей жидкости превышает температуру испарителя. При достижении такого давления кипение в испарителе прекращается, волна образовавшегося пара доходит до области конденсации ТТ, где давление снижается за счет конденсации, и после возвращения волны разрежения в испаритель, кипение рабочей жидкости в нем возобновляется. Пульсационный цикл течения в паровом канале повторяется.

### Список условных обозначений

$G$  — массовый расход воды через вихревой проточный калориметр, кг/с;

$V_0$  — вместимость вихревого проточного калориметра, м<sup>3</sup>;

$E$  — поступающая в испаритель ТТ тепловая мощность, Вт;

$\Delta Q$  — поглощаемая в испарителе тепловая энергия за период времени  $\Delta t$ , Дж;

$E_B$  — тепловая мощность, при которой начинается процесс пузырькового кипения в сеточном испарителе, Вт;

$\dot{M}$  — количество образующегося сухого пара над испарителем в единицу времени, кг/с;

$\dot{n}_{vp}$  — скорость роста числа молекул пара над испарителем в единицу времени, с<sup>-1</sup>;

$m_{vp}$  — масса молекулы пара диэтилового эфира, кг;

$r(T_B)$  — удельная теплота испарения рабочей жидкости в тепловой трубе, Дж/кг;

$r(T_{cond})$  — удельная теплота испарения рабочей жидкости, Дж/кг, при температуре конденсации;

$G_{vp}$  — массовый поток сухого насыщенного пара над испарителем, кг/с;

$G_{mix}$  — массовый поток влажного насыщенного пара над испарителем, кг/с;

$G_{dr}$  — массовый поток микрокапель насыщенного пара над испарителем, кг/с;

$F(z)$  — площадь поверхности испарителя внутри парового канала ТТ, м<sup>2</sup>;

$z$  — продольная координата вдоль центральной оси ТТ, м;

$n_{vp}(T_{ev})$  — среднее количество молекул сухого пара в единице объема парового канала над испарителем, м<sup>-3</sup>;

$u_{vp}$  — средняя скорость гидродинамического течения сухого пара над испарителем, м/с;

$\rho_{vp}(T_{ev})$  — плотность пара диэтилового эфира над испарителем, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{vp}(T_{cond})$  — плотность пара диэтилового эфира вблизи поверхности конденсации, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{vp}^{mix}$  — плотность влажного пара, кг/м<sup>3</sup>;

$v^{l/p}$  — удельный объем насыщенного пара, м<sup>3</sup>/кг;

$v^l$  — удельный объем рабочей жидкости на линии насыщения, м<sup>3</sup>/кг;

$N_A$  — число Авогадро, моль<sup>-1</sup>;

$\mu_{vp}$  — молярная масса пара диэтилового эфира, кг/моль;

$P(T_{ev})$  — давление пара вблизи поверхности испарителя ТТ, Па;

$P(T_{cond})$  — давление пара вблизи поверхности конденсации ТТ, Па;

$P^*$  — давление пара над поверхностью испарителя, при котором останавливается процесс кипения в капиллярно-пористом испарителе, Па;

$k_B$  — постоянная Больцмана,  $k_B = 1,38065 \cdot 10^{-23}$  Дж/К;

$\eta$  — коэффициент динамической вязкости сухого пара, Па·с;

$\eta_{mix}$  — коэффициент динамической вязкости влажного пара с микрокаплями, Па·с;

$L$  — длина парового канала ТТ, м;

$\Delta P_{vp}$  — разность давления пара над испарителем и вблизи поверхности конденсации в паровом канале ТТ, Па;

$T_{ev}$  — температура поверхности испарителя, К;

$T_{cond}$  — температура поверхности конденсации, К;

$T_B(P)$  — температура кипения рабочей жидкости, К;

$dP/dT$  — производная давления по температуре пара диэтилового эфира (рабочей жидкости) внутри ТТ, Па/К;

$K_{HP}$  — коэффициент теплопередачи через поперечное сечение парового канала ТТ, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$R_{ev}(T)$  — тепловое сопротивление плоского испарителя, включая внешнюю стенку ТТ, К/Вт/м<sup>2</sup>;

$r_a$  — средний арифметический радиус микрокапель двухфазного парокапельного потока, м;

$r_{dri}$  — радиус  $i$ -ой микрокапли в единице объема парокапельного потока над испарителем, м;

$n_{dri}$  — количество микрокапель рабочей жидкости с радиусом  $r_{dri}$  в единице объема парокапельной среды, 1/м<sup>3</sup>;

$n_{dr}$  — суммарное количество микрокапель всех размеров в единице объема парокапельного потока над испарителем, 1/м<sup>3</sup>;

$\gamma$  — истинная степень влажности парокапельного потока;

$M_{dr}$  — суммарная масса микрокапель (*drops*) в единице объема парокапельного потока над испарителем, кг;

$M_{vp}$  — масса пара (*vapour*) в единице объема парокапельного потока над испарителем, кг;

$\rho_{vp}$  — плотность сухого пара, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_L$  — плотность микрокапель рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\gamma_G$  — степень расходной влажности парокапельного потока;

$\psi$  — коэффициент скольжения фаз парокапельного потока, равный отношению средних скоростей движения микрокапель и паровой фазы внутри парового канала ТТ;

$u_{dr}$  — средняя скорость движения микрокапель в паровом потоке, м/с;

$B$  — коэффициент, учитывающий теплофизические свойства рабочей жидкости и структурные параметры испарителя (пористость, характерный размер каналов и пор);

$P^*$  — повышенное давление пара рабочей жидкости, при котором прекращается кипение в поверхностных слоях испарителя, Па;

$\Delta\tau_{ev}$  — длительность процесса роста давления до прекращения кипения в испарителе, с;

$\Delta\tau_{HP}$  — длительность распространения импульса давления по паровому каналу ТТ, с;

$\Delta\tau_{cond}$  — длительность процесса снижения давления при конденсации вблизи поверхности конденсации ТТ, с;

$\Delta\tau_0$  — длительность цикла пульсации давления внутри парового канала ТТ, с.

### Список литературы (References)

1. Akachi H. Structure of Heat Pipe. US patent 1990. №4921041.
2. Tong B. Y., Wong T. N., Ooi K. T. Closed-loop pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*. 2001. vol. 21, No 18, pp. 1845–1862.
3. 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. Vol. 6, No. 2, pp. 267–275.
4. Gupta, A. K., Lilley, D. G., and Syred, N., Swirl Flows, Abacus Press, Kent, England. 1984. 588p.
5. Патент №2431101 RF, F 28D 15/00/Способ заполнения тепловых труб. Серяков А. В. Опубликовано 10. 10. 2011. Бюллетень 28. [Patent №2431101 RF, F 28D 15/00/Method of filling of thermal pipes. A. V. Seryakov. 2011. Bulletin 28. (in Russian)]
6. Серяков А. В., Конькин А. В., Белоусов В. К. Применение струйного парового сопла в тепловых трубах среднетемпературного диапазона // Вестник сибирского государственного аэрокосмического университета. 2012. Выпуск 1 (41), с. 142–147. [Seryakov A. V., Konkin A. V., Belousov V. K. Application of a jet steam nozzle in thermal pipes of the medium temperature range. *Vestnik Sibirskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta*. 2012. Vol. 1 (41), p. 142–147. (in Russian)]
7. Seryakov A. V. Velocity measurements in the vapour channel of low temperature range heat pipes. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2013, vol. 2, No 8, p. 1595–1603.
8. Petersen G. P. An Introduction to Heat Pipes. Modeling, Testing and Applications. New York.: JohnWiley and Sons, Inc. 1994. 356 p.
9. Серяков А. В., Павлов А. А., Михайлов Ю. Е., Белоусов В. К. Пульсационные течения в паровом канале тепловых труб // Решетневские чтения. Материалы XVII Международной научной конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева. 2013. Часть 1. с. 93–96. [Seryakov A. V., Pavlov A. A., Michailov Y. E., Belousov V. K. The pulsation currents in the steam channel of thermal pipes. Materials XVII of the International scientific conference. Krasnoyarsk. 2013. Part 1. p. 93–96. (in Russian)]
10. Seryakov A. V. Pulsation flow in the vapour channel of low temperature range heat pipes. *Direct Research Journal of Engineering and Information Technology*. 2014, vol. 2 (1), p. 1–10.
11. Варгафтик Н. Б. //Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. — М., 1963. 708 с. [Vargaftik N. B. The reference manual on heatphysical properties of gases and liquids. Moscow. 1963. 708 p. (in Russian)]
12. Таблицы физических величин. Справочник. Под ред. И. К. Кикоина. — Атомиздат, 1976. 1008 с. [Kikoin I. K. Tables of physical quantities. Reference manual. 1976. 1008 p. (in Russian)]

13. *Серяков А. В.* Исследование коротких низкотемпературных тепловых труб. Часть 1. Экспериментальные и численные исследования // Вестник Международной академии холода. 2014. №4. с. 38–43. [Seryakov A. V. Study of short low temperature range heat pipes. Part 1. Experimental and numerical studies. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda*. 2014. No 4. p. 38–43. (in Russian)]
14. Рыков С. В., Кудрявцева И. В., Демина Л. Ю. Единое уравнение состояния R717, учитывающее особенности критической области // Вестник Международной академии холода. 2009. №4. с. 29–32. [Rykov S. V., Kudryavtseva I. V., Demina L. U. A universal equation of state for R717 allowing for features of the critical area. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda*. 2009. No 1. p. 29–32. (in Russian)]
15. Сухих А. А., Закопырин М. А., Джураева Е. В. Экспериментальное исследование плотности бинарных смесей фторэфира HFE347 мс с хладоном R218 и разработка многоконстантного уравнения состояния вириального типа // Вестник Международной академии холода. 2010. №1. с. 9–15. [Suhih A. A., Zakopirin M. A., Djuraeva E. V. Experimental research of density of binary mixes HFE347mcc with refrigerant R218 and development the multiconstant equation of a condition virial type. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda*. 2010. No 1. p. 9–15. (in Russian)]
16. Lee R., Reges J., Almenas K. Size and number density change of droplet populations above front during reflood. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1984. v. 27. No 4. p. 573–585.



32-я межрегиональная специализированная ВЫСТАВКА

12-13 ноября  
ВОРОНЕЖ  
2015

ПИЩЕВАЯ



ИНДУСТРИЯ

Приглашаем компании к участию



**VETA**  
ВЫСТАВОЧНЫЙ ЦЕНТР

Тел.: (473) 251-20-12

Подробная информация на [www.veta.ru](http://www.veta.ru)

e-mail: [veta@veta.ru](mailto:veta@veta.ru)

генеральный информационный спонсор

 ИЗДАТЕЛЬСТВО  
**ПИЩЕВАЯ**  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

