

УДК 536.248.2, 532.574.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОРОТКИХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ С ПАРОВЫМ КАНАЛОМ В ВИДЕ СОПЛА

А. В. Серяков

Научно-производственное предприятие “Медгаз”, 121471 Москва, Россия
E-mail: seryakovav@yandex.ru

Представлены результаты экспериментального и численного исследований процесса теплопередачи и вихревых пульсационных течений в коротких низкотемпературных тепловых трубах, паровой канал которых имеет форму конического сопла. Обнаружено, что при нагревании испарителя тепловой трубы начиная с некоторого порогового значения тепловой мощности в паровом канале возникают пульсации давления, что обусловлено началом кипения в испарителе. Измерены частоты пульсаций и определена их зависимость от величины перегрева испарителя. Установлено, что в тепловых трубах с паровым каналом в виде конического сопла пульсации возникают при меньших величинах перегрева испарителя, а их частоты больше, чем в тепловых трубах такого же размера со стандартным цилиндрическим паровым каналом. Показано, что на кривой зависимости коэффициента теплопередачи от тепловой нагрузки на испаритель имеется перегиб, соответствующий началу кипения в капиллярно-пористом испарителе тепловой трубы.

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

DOI: 10.15372/PMTF20160108

Введение. Конструкция пульсирующих (осциллирующих) контурных тепловых труб-сифонов разработана в 1990 г. [1]. При разности температур в испарителе и области конденсации, превышающей определенное пороговое значение, в трубах-сифонах происходит интенсивное кипение и испарение рабочей жидкости, что приводит к образованию чередующихся пузырей пара и жидкостных пробок конденсата, которые совершают колебательные движения [2, 3]. Поскольку амплитуда колебаний большая, жидкостные пробки проникают как в испаритель, так и в область конденсации контурной тепловой трубы-сифона. Таким образом, тепловая энергия внутри сифонной тепловой трубы (ТТ) переносится не только за счет наличия скрытой теплоты фазового перехода жидкость — пар — жидкость, как в ТТ другого типа, но и за счет кондуктивной теплопередачи от горячих колеблющихся жидкостных пробок к холодным стенкам в области конденсации ТТ. Поэтому в контурных сифонных ТТ коэффициент теплопередачи больше, чем в ТТ другого типа.

Таким образом, изучение сложных пульсирующих течений в ТТ представляет большой интерес. В [4, 5] проведены исследования нестационарных термогидродинамических

процессов при вскипании жидкостей в сосудах большого объема и течений в каналах. Эти работы посвящены изучению проблемы интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах большой мощности, и их результаты могут быть использованы при создании теории пульсирующих ТТ.

Кроме того, представляют интерес результаты экспериментальных исследований теплообмена и критических явлений, возникающих при кипении и испарении в пленках низкотемпературных теплоносителей на основе фреоновых смесей, стекающих на структурированных и гладких поверхностях теплообменных аппаратов [6, 7].

В коротких линейных ТТ с капиллярно-пористой вставкой коэффициент теплопередачи можно увеличить, придав внутреннему паровому каналу форму конического сопла.

При аксиальном направлении теплового потока на входе в ТТ, характерном для коротких ТТ, имеется возможность использовать струйное паровое сопло, вытянутое вдоль ТТ. Это позволяет увеличить скорость течения, частоту пульсаций двухфазного потока пара и коэффициент теплопередачи ТТ.

Пульсации течения пара, происходящие в коротких линейных ТТ с капиллярно-пористой вставкой и обусловленные кипением рабочей жидкости в капиллярно-пористом испарителе, ранее, по-видимому, не исследовались.

Течение паровой среды с микрокаплями конденсата является сложным процессом, сопровождающимся межфазным теплообменом и диссипацией энергии [8]. Восстановление в области конденсации ТТ статического давления пересыщенного парового потока обусловлено торможением этого потока, а также возникновением сильной нестационарной завихренности вблизи поверхности конденсации и возвратного течения пара. Поскольку процессы вихреобразования в паровом канале ТТ определяют интенсивность конденсации, представляет интерес исследование зависимостей пульсаций плотности и давления от тепловой нагрузки. Для экспериментального исследования этих процессов из нержавеющей стали были изготовлены ТТ с плоским капиллярно-пористым испарителем, в которых паровой канал выполнен в виде газодинамического конфузочно-диффузорного конического сопла и окружен капиллярно-пористой вставкой по всей длине ТТ [9–11].

1. Описание экспериментальной установки и измерительной методики. В качестве рабочей жидкости ТТ выбран диэтиловый эфир $C_4H_{10}O$, имеющий температуру кипения при атмосферном давлении $T_b = 308,55 \text{ K} = 35,4 \text{ }^\circ\text{C}$, температуру замерзания $T_f = 156,95 \text{ K} = -116,2 \text{ }^\circ\text{C}$ и критические параметры $T_{cr} = 466,55 \text{ K} = 193,4 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{cr} = 3,61 \text{ МПа}$. Диэтиловый эфир применяется в качестве рабочей жидкости в камерах Вильсона, где жидкая фаза в течение длительного времени находится при температуре $413,15 \text{ K} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$. Это свидетельствует о тепловой резистивности диэтилового эфира и возможности его применения в качестве рабочей жидкости для ТТ.

На рис. 1 приведена схема ТТ. Емкостные датчики, с помощью которых проводились измерения, расположены на внутренней поверхности плоской верхней крышки. Капиллярно-пористый испаритель выполнен из 43 круговых слоев тонкой сетки из нержавеющей стали (ГОСТ 3826-82). Толщина каждого слоя равна 0,07 мм, размер ячеек сетки — 0,04 мм, общая толщина слоев сетки — 3 мм. Все слои точно приварены к плоской нижней крышке. Внешние диаметры круговых слоев последовательно уменьшаются таким образом, что боковая поверхность испарителя в сборке образует конус с острым углом при вершине, совпадающим с углом конфузорного канала капиллярно-пористой вставки и равным 41° .

Испаритель дополнительно оснащен инжекторными паровыми каналами диаметром 1 мм, расположенными под определенным углом к продольной оси ТТ и обеспечивающими закручивание потока пара при малых тепловых нагрузках. Капиллярно-пористая вставка установлена на специальной профилированной оправке из слоев тонкой сетки из нержавеющей

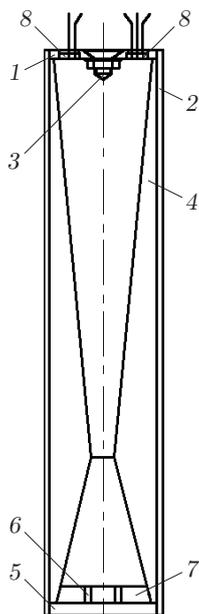


Рис. 1. Схема ТТ:

1 — верхняя крышка; 2 — цилиндрический корпус; 3 — конический турбулизатор; 4 — капиллярно-пористая вставка; 5 — нижняя крышка; 6 — инжекторные каналы; 7 — капиллярно-пористый испаритель; 8 — емкостные датчики конденсации, измеряющие толщину слоя жидкого конденсата

ющей стали (ГОСТ 3826-82). Толщина каждого слоя равна 0,07 мм, размер ячеек сетки — 0,04 мм, общая толщина вставки — 1,5 мм на краях и 7,5 мм в области критического диаметра внутреннего сопла. Все слои вставки скреплены в радиальном направлении и прошиты вдоль образующей вставки тонкой проволокой диаметром 0,05 мм стежками длиной 5 ÷ 7 мм. Восемь линий стежков проволоки, скрепляющих в радиальном направлении слои сетки, в плане повернуты относительно друг друга на угол, равный 45°, и образуют жесткую конструкцию капиллярно-пористой вставки с внутренним паровым каналом в виде конического сопла.

Многослойный испаритель с конической боковой поверхностью плотно вставлен в жесткую капиллярно-пористую вставку и приварен к ней точечной сваркой. После охлаждения при температуре кипения жидкого азота $T_b = 77,4 \text{ К} = -195,75 \text{ °С}$ капиллярно-пористая вставка вместе с испарителем на нижней плоской крышке плотно вставляется в цилиндрическую обечайку ТТ. Пористость вставки и испарителя равна 72 %, вместе они образуют гидравлическую систему доставки рабочей жидкости в испаритель при работе ТТ.

Длина ТТ равна 100 мм, диаметр — 20 мм, максимальный диаметр парового сопла в конфузурной и диффузурной частях — 16 мм, критический диаметр сопла — 4 мм, длина конфузурного участка сопла — 13 мм, угол раствора конического конфузурного участка — 41°, длина конического диффузурного участка сопла — 81 мм, угол раствора конического диффузурного участка — 8,5°, длина цилиндрического участка в критическом сечении сопла — 1 мм.

Наряду со сложными ТТ с паровым каналом в виде конического сопла были изготовлены ТТ с капиллярно-пористыми вставками, имеющими такую же площадь сечения, и со стандартным цилиндрическим паровым каналом. Внешний диаметр ТТ равен 20 мм, толщина испарителя — 3 мм, толщина вставки — 3 мм.

Зоны конденсации ТТ снабжены измерительными медьконстантановыми термопарами и помещены в вихревой проточный калориметр на глубину, незначительно превышающую диаметр ТТ (рис. 2). Для повышения точности измерения тепловой мощности и интенсификации теплоотдачи ТТ струйный поток поступающей в калориметр воды закручивается, скорость течения и завихренность с помощью воздушных пузырьков фиксируются. Испаритель ТТ, также снабженный медьконстантановыми термопарами, с помощью резистивного нагревателя и регулятора температуры ВРТ-3 подогревается и поддерживается при температуре, превышающей температуру кипения диэтилового эфира $T_b = 35,4 \text{ }^\circ\text{C}$ при атмосферном давлении на величину, равную величине перегрева $\delta T = T - T_b$. Температура нагревателя стабилизируется, величина перегрева испарителя ТТ устанавливается в диапазоне $\delta T = 0 \div 15 \text{ K}$, при этом тепловая мощность ТТ не превышает 150 Вт.

2. Измерение коэффициента теплопередачи ТТ. Измерения коэффициента теплопередачи ТТ с паровым каналом в виде конического сопла и со стандартным цилиндрическим паровым каналом проведены с помощью вихревого проточного калориметра (см. рис. 2) с использованием воды в качестве теплоносителя. Величина перегрева испарителей ТТ относительно температуры кипения диэтилового эфира δT с помощью резистивного нагревателя и регулятора ВРТ-3 увеличивалась с шагом 0,5 К.

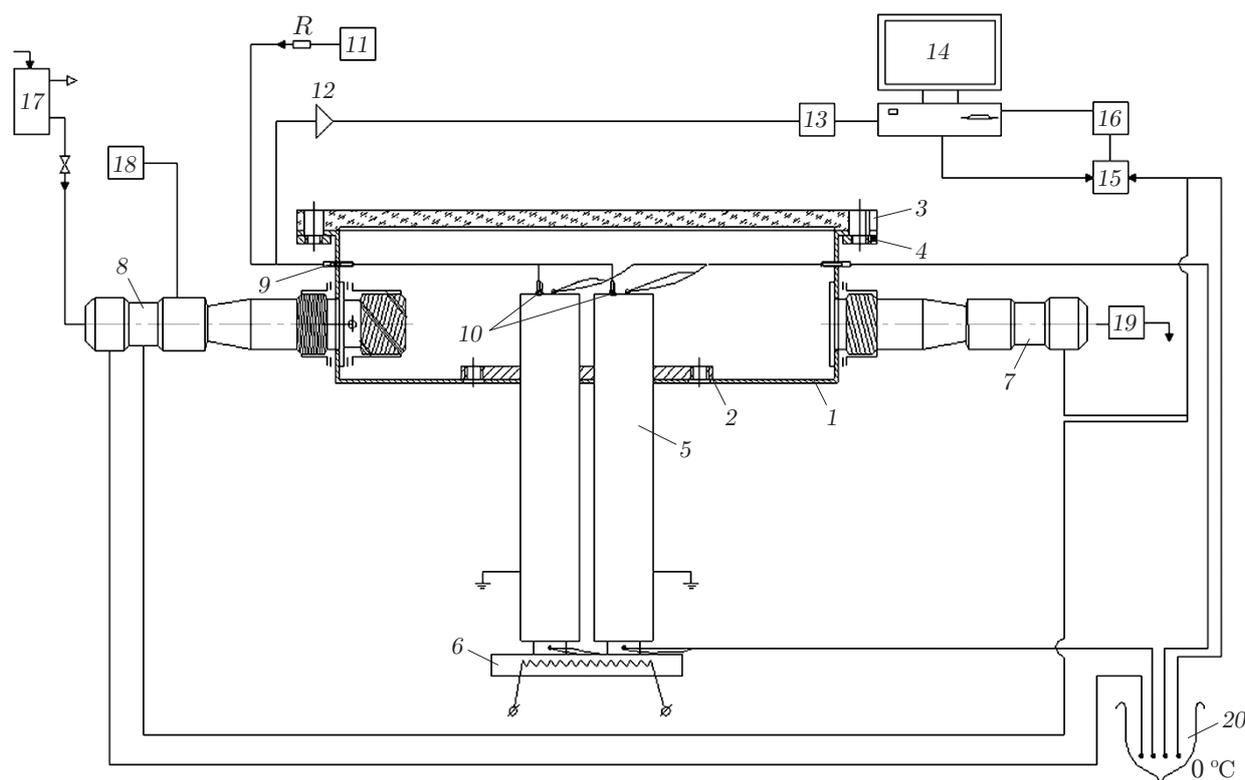


Рис. 2. Схема установки:

1 — вихревой проточный калориметр; 2 — фланец крепления тепловых труб; 3 — стеклянная крышка; 4 — крепление крышки; 5 — тепловые трубы; 6 — резистивный нагреватель; 7 — выходной штуцер для воды; 8 — входной штуцер для воды; 9 — уплотнение измерительных проводов; 10 — конденсаторные датчики для измерения толщины слоя конденсата; 11 — генератор импульсов Г5-56; 12 — усилитель; 13 — осциллограф АКИП-4116/2; 14 — компьютер; 15 — коммутатор; 16 — вольтметр В7-34А; 17 — сосуд с постоянным напором воды; 18 — генератор пузырьков воздуха; 19 — расходомер воды; 20 — сосуд Дьюара

Коэффициент теплопередачи через поперечное сечение парового канала ТТ определялся по формуле [12]

$$K_{HP} = \frac{E}{F(T_{ev} - T_{cond})},$$

где E — мощность теплоты, поступающей в испаритель ТТ, Вт; $F(z)$ — площадь поверхности испарителя внутри парового канала ТТ, м²; T_{ev} — температура поверхности испарителя, К; T_{cond} — температура поверхности конденсации, К.

Значения температуры поверхности испарителя и поверхности, на которой происходит конденсация, измерялись с помощью дифференциальных медьконстантановых термопар, тепловая мощность, передаваемая в калориметр из зон конденсации ТТ, вычислялась по формуле

$$E = G \left(C_{H_2O} + \frac{C_k}{\rho_{H_2O} V_0} \right) [T_k(\tau) - T_{k0}(\tau)],$$

где G — массовый расход воды через вихревой проточный калориметр, кг/с; C_{H_2O} — удельная теплоемкость проточной воды, Дж/(кг · К); C_k — теплоемкость вихревого проточного калориметра, включающего завихритель и датчики температуры, Дж/К; ρ_{H_2O} — плотность проточной воды в калориметре при температуре измерений T_k , кг/м³; V_0 — объем вихревого проточного калориметра, м³; $T_k(\tau)$ — средняя температура воды в вихревом проточном калориметре при его подогреве тепловыми трубами, К; $T_{k0}(\tau)$ — средняя температура вихревого калориметра с проточной водой до начала подогрева его тепловыми трубами, К.

Температура воды на входе в калориметр, разность температур (величина подогрева) проточной воды на входе в калориметр и выходе из него измерялись медьконстантановыми термопарами, компаратором Р3003 и цифровым вольтметром В7-34А. Расход воды регистрировался ультразвуковым расходомером US 800-10. Суммарная погрешность измерения тепловой мощности ТТ с помощью калориметра не превышала 1,7 %. Различие мощности, измеряемой в калориметре, и тепловой мощности, поступающей в испаритель ТТ, не превышало 3,5 %.

Результаты определения коэффициентов теплопередачи коротких ТТ с паровым каналом в виде конического сопла и со стандартным цилиндрическим паровым каналом приведены на рис. 3. При достижении величины перегрева испарителя $\delta T \approx 5$ К для ТТ с паровым каналом в виде конического сопла и $\delta T \approx 6$ К для ТТ со стандартным цилиндрическим паровым каналом на кривой зависимости $K_{HP}(\delta T)$ появляется перегиб, что обусловлено началом кипения в капиллярно-пористых испарителях ТТ.

3. Измерение пульсационных характеристик ТТ. При большой скорости поступления тепла в тонкий испаритель, превышении его средней температуры над температурой кипения рабочей жидкости и возникновении пузырькового кипения и интенсивного парообразования гидродинамический поток пара в конфузорной части сопла не успевает отводить тепло, выделяющееся при кипении в испарителе. При этом вместе с паром вылетают микрокапли, поток становится двухфазным. Плотность пара и давление возрастают, температура кипения рабочей жидкости становится выше средней температуры в испарителе. В результате 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 замедлении (прекращении) работы испарителя продолжается до тех пор, пока давление не снизится до значения, равного давлению насыщения пара при температуре конденсации, затем конденсация прекращается. Вследствие конденсации область

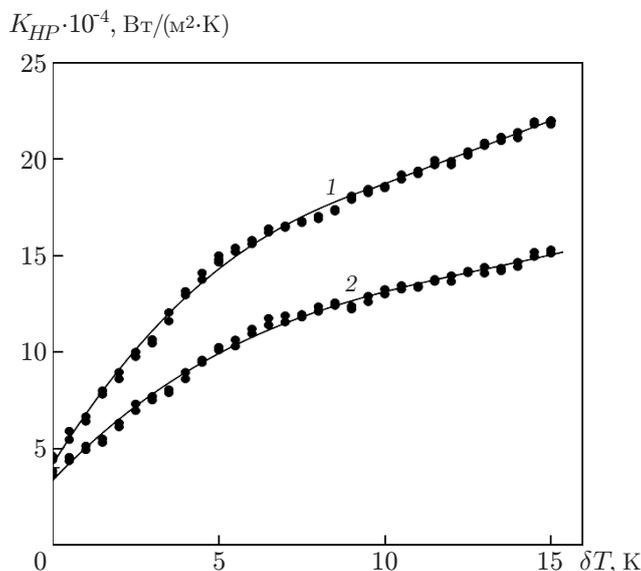


Рис. 3. Результаты измерения коэффициента теплопередачи коротких ТТ:
 1 — ТТ с паровым каналом в виде конического сопла, 2 — ТТ с соответствующим стандартным цилиндрическим паровым каналом

пониженного давления насыщенного пара распространяется по паровому каналу ТТ обратно в испаритель, и кипение в нем возобновляется. Пульсации давления в паровом канале ТТ вызваны кипением и интенсивным паровыделением в испарителе, массопереносом по паровому каналу в область конденсации ТТ, наличием конденсации, обуславливающей понижение давления пара сначала в области конденсации, а затем и в испарителе ТТ. После этого пульсационный цикл испарения пара повторяется.

Время роста давления, распространения волны пара в область конденсации ТТ, мгновенной конденсации влажного пара и распространения обратной волны разрежения определяет период пульсаций в паровом канале [10, 13, 14].

Пульсации давления воздействуют на слой жидкости, конденсирующейся на поверхностях конденсации ТТ и емкостного датчика конденсации, что приводит к пульсационному изменению толщины слоя жидкости, а следовательно, и электрической емкости датчиков.

Пульсационные характеристики ТТ измерялись следующим образом. Величина перегрева испарителя ТТ относительно температуры кипения диэтилового эфира δT увеличивалась с шагом 1 К. На электроды емкостных датчиков подавались электрические импульсы внешнего генератора с частотой $10 \div 100$ кГц и амплитудой 5 В. Начиная с некоторого значения величины перегрева δT испарителя ТТ электрические импульсы становились модулированными. Измерение частоты модуляции импульсов f_{mod} проводилось с помощью усилителя, цифрового осциллографа и компьютера (см. рис. 2). Погрешность измерения частоты модуляции не превышала $3 \div 5$ Гц. Осциллограммы частоты модуляции электрических импульсов приведены на рис. 4. Видны отдельные всплески большой амплитуды, которые могут быть вызваны падением отдельных микрокапель конденсата на поверхность емкостного датчика.

На рис. 5 приведены результаты измерений частотных характеристик ТТ в зависимости от величины перегрева испарителя ТТ.

Первые пульсационные течения в ТТ с паровым каналом в виде конического сопла зарегистрированы при величине перегрева испарителя $\delta T \approx 4$ К, при этом частота пульсаций (частота модуляции электромагнитных импульсов) $f_1 \approx 386$ Гц.

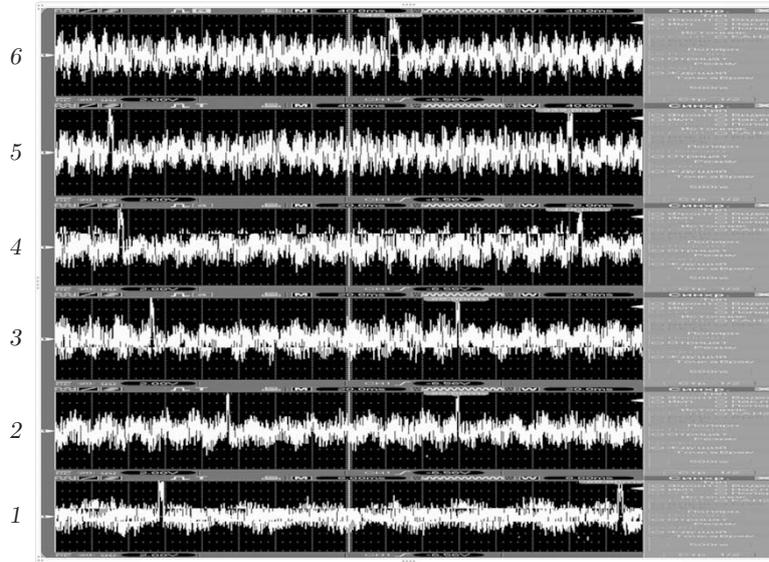


Рис. 4. Осциллограммы частоты модуляции электрических импульсов в зависимости от тепловой нагрузки на ТТ с паровым каналом в виде конического сопла:

1 — $\delta T \approx 5,1$ К, $f_{mod} \approx 396 \pm 5$ Гц; 2 — $\delta T \approx 7,15$ К, $f_{mod} \approx 450 \pm 5$ Гц; 3 — $\delta T \approx 9,07$ К, $f_{mod} \approx 474 \pm 5$ Гц; 4 — $\delta T \approx 11,0$ К, $f_{mod} \approx 478 \pm 5$ Гц; 5 — $\delta T \approx 13,06$ К, $f_{mod} \approx 491 \pm 5$ Гц; 6 — $\delta T \approx 15,12$ К, $f_{mod} \approx 502 \pm 5$ Гц

Частотные характеристики течений в ТТ

δT , К	f_1 , Гц	f_2 , Гц
4,05	386 ± 5	—
5,10	396 ± 5	—
6,03	426 ± 5	406 ± 5
7,15	450 ± 5	420 ± 5
8,00	456 ± 5	437 ± 5
9,07	474 ± 5	440 ± 5
10,03	474 ± 5	454 ± 5
11,00	478 ± 5	453 ± 5
12,10	490 ± 5	460 ± 5
13,06	491 ± 5	472 ± 5
14,02	495 ± 5	473 ± 5
15,12	502 ± 5	474 ± 5

В таблице приведены значения частот пульсаций (частот модуляции) f_1 , f_2 , полученные в ТТ с паровым каналом в виде конического сопла и в ТТ со стандартным цилиндрическим паровым каналом, в зависимости от величины перегрева δT испарителей.

При величине перегрева испарителя $\delta T \approx 15$ К частота пульсаций в паровом канале ТТ возрастает до значения $f_1 \approx 502$ Гц, производная зависимости частоты пульсаций от температуры порядка $10,5$ Гц/К. При исследовании ТТ со стандартным цилиндрическим паровым каналом первые пульсационные течения возникают при величине перегрева испарителя $\delta T \approx 6$ К, при этом частота пульсаций (частота модуляции электромагнитных импульсов) $f_2 \approx 406$ Гц. При $\delta T \approx 15$ К частота пульсаций в цилиндрическом паровом канале увеличивается до значения $f_2 = 474$ Гц, при этом производная зависимости частоты пульсаций от температуры порядка $7,5$ Гц/К. Зона нечувствительности емкостных

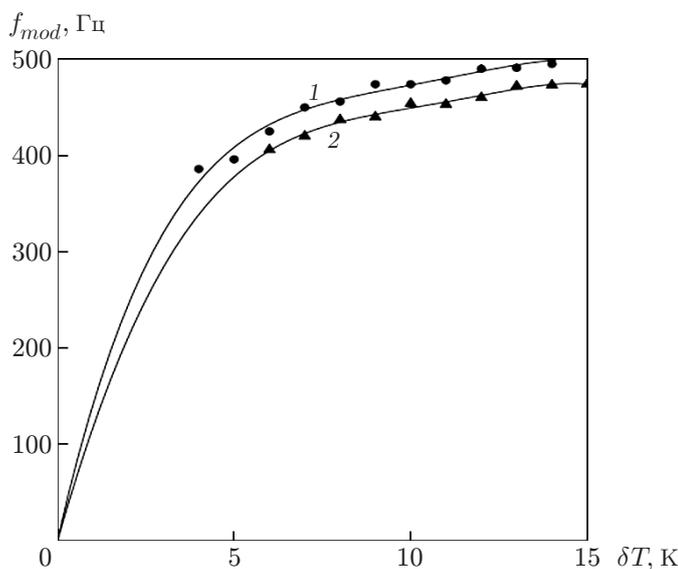


Рис. 5. Экспериментальная зависимость частоты модуляции электрических импульсов от величины перегрева испарителя ТТ:

1 — ТТ с паровым каналом в виде конического сопла; 2 — ТТ с соответствующим стандартным цилиндрическим паровым каналом

датчиков, определяемая начальным конвективным характером течения пара, в цилиндрическом паровом канале ТТ больше, чем в канале в виде конического сопла. Диапазон частот пульсаций в паровом канале ТТ в виде конического сопла ($386 \div 502$ Гц) больше, чем в цилиндрическом паровом канале ($406 \div 474$ Гц).

4. Результаты численного моделирования. Проведено моделирование течения сжимаемой паровой среды внутри парового канала в виде конического сопла. Результаты, представленные на рис. 6, получены с помощью программы CFD Design 10.0. В процессе испарения и конденсации в ТТ торможение потока пересыщенного пара при конденсации приводит к образованию вихрей и их взаимодействию, что обуславливает пульсационный распад вихрей, увеличение статического давления и возникновение сложных возвратных течений. При всех рассмотренных рабочих параметрах тепловых труб наблюдалась конденсация пленочного типа. Толщина пленки конденсата не превышала 1 мм. На рис. 6 четко виден переход от конвективного режима течения к конвективно-вихревому и затем к пульсационному режиму при увеличении величины перегрева испарителя ТТ $\delta T = T - T_b$ относительно температуры кипения эфира.

Максимальная скорость течения влажного пара диэтилового эфира в критическом сечении сопла парового канала, полученная в расчетах с помощью программы CFD Design 10.0, при возникновении пульсаций составляет $100 \div 110$ м/с. Зная скорость течения пара, можно оценить максимальное значение числа Рейнольдса парового потока в период пульсаций

$$\text{Re}_{\max} = \frac{\rho_{vp}^{mix} u_{vp} D_{cr}}{\eta_{mix}}.$$

Подставляя значения плотности и динамической вязкости влажного пара диэтилового эфира $\rho_{vp}^{mix} \approx 10^{-2}$ кг/м³, $\eta_{mix} \approx 8 \cdot 10^{-6}$ Па·с [15, 16], скорости течения $u_{vp} = 100 \div 110$ м/с, критического диаметра парового канала $D_{cr} \approx 4 \cdot 10^{-3}$ м, получаем значения максимального числа Рейнольдса $\text{Re}_{\max} = 500 \div 550$ и числа Прандтля $\text{Pr} = 0,77$.

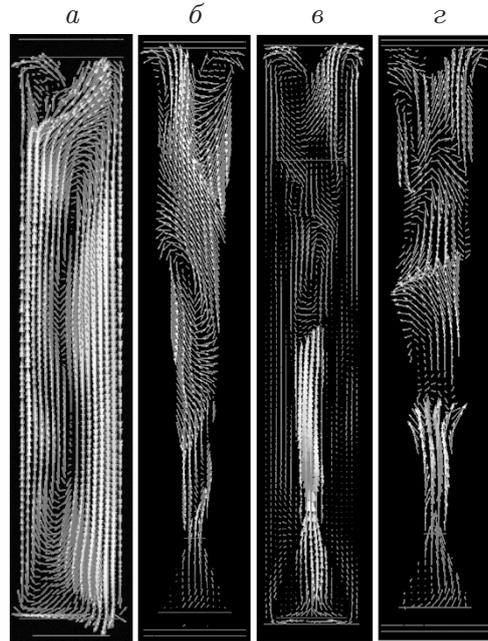


Рис. 6. Поле вектора скорости потока пара в паровом канале ТТ в виде конического сопла:

a — $\delta T = 1$ К, $б$ — $\delta T = 3$ К, $в$ — $\delta T = 5$ К, $г$ — $\delta T = 7$ К

Длительность периода пульсаций внутри диффузорной части парового канала оценивается по формуле

$$\Delta\tau_0 \sim \Delta l / u_{vp}. \quad (1)$$

Подставляя в (1) полученные с использованием данных, приведенных на рис. 5, значения расстояния между гребнями (максимумами) пульсаций $\Delta l = (2 \div 3) \cdot 10^{-2}$ м и расчетные значения скорости течения влажного пара в диффузорной части парового канала $u_{vp} = 20 \div 30$ м/с, определяем длительность периода пульсаций $\Delta\tau_0 = (0,7 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$ с.

5. Теоретическая модель. Испарительный режим в ТТ существует при малых тепловых нагрузках на испаритель ($4 \div 6$ Вт/см²) и характеризуется близким к конвективному течением в паровом канале. Условия реализации испарительного режима работы коротких ТТ, при котором тепловая мощность, поступающая в испаритель, постоянна во времени и не превышает значения, соответствующего возникновению процесса пузырькового кипения в испарителе, определяются следующим образом:

$$E = \frac{\Delta Q}{\Delta\tau} < E_b.$$

Здесь ΔQ — поглощаемая в испарителе тепловая энергия за период времени $\Delta\tau$, Дж; E_b — тепловая мощность, при которой начинается процесс пузырькового кипения в сеточном испарителе, Вт.

Скорость испарения массы сухого мономолекулярного пара над испарителем \dot{M} может быть вычислена по уравнению

$$\dot{M} = \dot{n}_{vp} m_{vp} = E / r(T_b),$$

где \dot{n}_{vp} — скорость роста числа молекул пара над испарителем в единицу времени, с⁻¹; m_{vp} — масса молекулы пара диэтилового эфира, кг; $r(T_b)$ — удельная теплота испарения рабочей жидкости в тепловой трубе, в общем случае зависящая от температуры и давления, Дж/кг.

Массовый поток насыщенного сухого мономолекулярного пара над испарителем G_{vp} определяется следующим образом:

$$G_{vp} = \dot{M} = F(z)n_{vp}(T_{ev})m_{vp}u_{vp} = F(z)\rho_{vp}(T_{ev})u_{vp} = E/r(T_b). \quad (2)$$

Здесь $n_{vp}(T_{ev})$ — среднее количество молекул сухого пара над испарителем в единице объема парового канала, м^{-3} ; $\rho_{vp}(T_{cond})$ — плотность пара диэтилового эфира вблизи поверхности конденсации, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Скорость роста числа молекул пара над испарителем \dot{n}_{vp} в конфузорной части сопла парового канала, определяющая избыточное давление над испарителем и массовый расход пара в ТТ, вычисляется по уравнению

$$\dot{n}_{vp} \simeq \frac{E}{r(T_b)m_{vp}} = \frac{EN_A}{r(T_b)\mu_{vp}}, \quad (3)$$

где N_A — число Авогадро, моль^{-1} ; μ_{vp} — молярная масса пара диэтилового эфира, $\text{кг}/\text{моль}$.

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

$$u_{vp} \simeq \frac{\dot{n}_{vp}}{F(z)n_{vp}(T_{ev})} = \frac{E}{F(z)r(T_b)m_{vp}n_{vp}(T_{ev})} = \frac{EN_A}{F(z)r(T_b)\mu_{vp}n_{vp}(T_{ev})}. \quad (4)$$

Подставляя выражения (3), (4) в уравнение (2), получаем формулу для расчета молекулярного расхода сухого пара над испарителем

$$G_{vp} \simeq \rho_{vp}(T_{ev}) \frac{EN_A}{r(T_b)\mu_{vp}n_{vp}(T_{ev})}. \quad (5)$$

Гидродинамический поток массы насыщенного сухого пара определяется перепадом давлений в испарителе и области конденсации ТТ:

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

где A — безразмерная постоянная порядка единицы; $\rho_{vp}(T_{cond})$ — плотность пара диэтилового эфира вблизи поверхности конденсации, $\text{кг}/\text{м}^3$; $P(T_{ev})$ — давление пара вблизи поверхности испарителя ТТ, Па; $P(T_{cond})$ — давление пара вблизи поверхности конденсации ТТ, Па; η — динамическая вязкость сухого пара, $\text{Па} \cdot \text{с}$; L — длина парового канала ТТ, м; ΔP_{vp} — разность давлений пара над испарителем и вблизи поверхности конденсации в паровом канале ТТ, Па.

Приравнивая массовый и гидродинамический расходы пара, получаем уравнение

$$G_{vp} \simeq A \frac{\rho_{vp}(T_{cond})F(z)^2(P(T_{ev}) - P(T_{cond}))}{\eta L} = \rho_{vp}(T_{ev}) \frac{EN_A}{r(T_b)\mu_{vp}n_{vp}}. \quad (6)$$

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

$$P(T_{ev}) \simeq P(T_{cond}) + \frac{dP}{dT} (T_{ev} - T_{cond}). \quad (7)$$

С учетом уравнения Клапейрона — Клаузиуса величину производной от давления пара рабочей жидкости по температуре можно оценить, учитывая, что для капельных жидкостей отношение удельных объемов жидкости и пара мало: $\nu^L/\nu^{vp} < 10^{-2} \div 10^{-3}$.

Поэтому в уравнении Клапейрона — Клаузиуса величиной удельного объема жидкости ν^L можно пренебречь. В результате в приближении идеального газа имеем

$$\frac{dP}{dT} = \frac{1}{T} \frac{r(T)}{\nu^{vp} - \nu^L} \simeq \frac{1}{T_{cond}} \frac{r(T_{cond})}{\nu^{vp}} \simeq \frac{\rho_{vp}(T_{cond})r(T_{cond})}{T_{cond}}, \quad (8)$$

где ν^{vp} — удельный объем насыщенного пара, м³/кг; ν^L — удельный объем рабочей жидкости на линии насыщения, м³/кг; $r(T_{cond})$ — удельная теплота испарения рабочей жидкости при температуре конденсации, Дж/кг.

Подставляя выражение (7) в (6), с учетом (8) получаем уравнение для расчета расхода пара в ТТ

$$\frac{F(z)^2 r(T_{cond}) \rho_{vp}(T_{cond})}{\eta L} (T_{ev} - T_{cond}) \simeq \frac{EN_A}{r(T_{cond}) \mu_{vp} n_{vp}(T_{ev})}. \quad (9)$$

Температура пара непосредственно над поверхностью испарителя при отсутствии кипения может быть определена из уравнения (9):

$$T_{ev} \simeq T_{cond} \left(1 + \frac{EN_A \eta L}{\rho_{vp}(T_{cond}) F(z)^2 r(T_{ev})^2 \mu_{vp} n_{vp}(T_{ev})} \right) \leq T_b.$$

При стационарном испарительном режиме работы ТТ температура в испарителе не превышает температуру кипения рабочей жидкости. Передаваемая ТТ тепловая мощность определяется из уравнения

$$E \simeq \frac{\rho_{vp}(T_{cond}) F(z)^2 r(T_{ev})^2 \mu_{vp} n_{vp}(T_{cond})}{N_A \eta L T_{cond}} (T_{ev} - T_{cond}) = K_{HP} \Delta T,$$

а коэффициент теплопередачи через поперечное сечение парового канала ТТ может быть вычислен из выражения

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

Мощность теплоты, поступающей в плоский сеточный испаритель короткой ТТ, при температуре испарителя, превышающей температуру кипения $T_b(P)$ рабочей жидкости, определяется из уравнения

$$E = \frac{[T_{ev} - T_b(P)] F(z)}{R_{ev}(T)},$$

где $R_{ev}(T)$ — тепловое сопротивление испарителя, К/Вт.

Влажный пар будем считать состоящим из двух подсистем: микрокапель и сухого пара. Скорость испарения массы влажного пара капельного потока определяется из уравнения

$$\dot{M} = G_{mix} = G_{vp} + G_{dr},$$

где G_{mix} — массовый поток влажного насыщенного пара над испарителем, кг/с; G_{vp} — массовый поток сухого насыщенного пара над испарителем, кг/с; G_{dr} — массовый поток микрокапель насыщенного пара над испарителем, кг/с.

С целью упрощения процедуры построения аналитической модели реальный паракапельный поток над испарителем с микрокаплями, размеры которых заданы сложной функцией распределения с двумя максимумами [17], представляется в виде монодисперсной системы сферических микрокапель со средним арифметическим радиусом микрокапель r_a :

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

Здесь n_{dr} — суммарное количество микрокапель всех размеров в единице объема парок капельного потока над испарителем, $1/\text{м}^3$; r_{dri} — радиус i -й микрокапли в единице объема парок капельного потока над испарителем, м; n_{dri} — количество микрокапель рабочей жидкости с радиусом r_{dri} в единице объема парок капельной среды, $1/\text{м}^3$.

С учетом принятых допущений запишем выражение для истинной степени влажности парок капельного потока γ :

$$\gamma = \frac{M_{dr}}{M_{dr} + M_{vp}} = \left[1 + \frac{\rho_{vp}}{\rho_L} \left(\frac{3}{4\pi} \frac{1}{r_a^3 n_{dr}} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (10)$$

Здесь M_{dr} — суммарная масса микрокапель в единице объема парок капельного потока над испарителем, кг; M_{vp} — масса пара в единице объема парок капельного потока над испарителем, кг; ρ_{vp} — плотность сухого пара, $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_L — плотность микрокапель рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; r_a — среднеарифметический радиус микрокапель двухфазного парок капельного потока, м.

Плотность влажного парок капельного потока вблизи поверхности конденсации без учета относительных скоростей фаз вычисляется через плотности капель и сухого насыщенного пара:

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

Связь между расходной и истинной массовыми концентрациями микрокапель или расходной γ_G и истинной γ степенями влажности определяется соотношением

$$\gamma_G = \frac{\gamma \psi}{1 - \gamma + \gamma \psi}, \quad \psi = \frac{u_{dr}}{u_{vp}},$$

где ψ — коэффициент скольжения фаз парок капельного потока, равный отношению средних скоростей движения микрокапель и паровой фазы внутри парового канала ТТ.

Величина γ_G представляет собой отношение расхода конденсированной капельной фазы к общему расходу двухфазной парок капельной среды и с учетом (10) вычисляется следующим образом:

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

Массовый расход микрокапель с поверхности испарителя можно считать пропорциональным скорости испарения и массовой скорости потока пара:

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

(B — коэффициент, учитывающий теплофизические свойства рабочей жидкости и структурные параметры испарителя (пористость, характерный размер каналов и пор); a, b — безразмерные числовые коэффициенты).

Для оценки расхода влажного пара, распространяющегося из испарителя в область конденсации ТТ, используется уравнение (6), в котором вкладом подсистемы микрокапель в величину избыточного давления двухфазной парок капельной смеси над испарителем $P(T_{ev})$ в паровом канале ТТ в первом приближении можно пренебречь:

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

Здесь η_{mix} — динамическая вязкость влажного пара с микрокаплями, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Вследствие кипения в испарителе давление пара над его поверхностью увеличивается до значения P^* , при котором кипение в поверхностных слоях и во всем тонком испарителе (толщиной $2 \div 3$ мм) замедляется (прекращается), поскольку средняя температура в испарителе T_{ev} становится меньше температуры кипения рабочей жидкости в испарителе при повышенном давлении в стесненных условиях (при испарении пара в конфузальной части парового канала, приводящем к резкому увеличению давления над испарителем и прекращению кипения в нем, а затем к возникновению пульсационного режима течения в паровом канале):

$$T_{ev} < T_b(P^*).$$

При этом импульс избыточного давления пара начинает распространяться по паровому каналу ТТ в область конденсации. Прекращение кипения и замедление парообразования в испарителе ТТ приводят к существенному уменьшению (прекращению) тепловыделения и интенсивности переноса пара вдоль парового канала ТТ в зону конденсации. Длительность периода $\Delta\tau_{ev}$ роста давления до значения P^* , при котором прекращается кипение в капиллярно-пористом испарителе внутри парового канала ТТ, может быть оценена в линейном приближении по формуле

$$\Delta\tau_{ev} \simeq \frac{[P^* - P(T_{cond})]F(z)L}{k_B T_{ev} \dot{n}_{vp}} \simeq \frac{[P^* - P(T_{cond})]F(z)Lr(T_b)m_{vp}}{E k_B T_{ev}},$$

где k_B — постоянная Больцмана, Дж/К.

Время релаксации (сброса) избыточной энергии (повышенного давления) в испарительной зоне в процессе переноса потока пара в зону конденсации ТТ оценивается следующим образом:

$$\Delta\tau_{HP} \simeq \frac{E \Delta\tau_{ev}}{r(T_b)\rho_{vp}^{mix}(T_{ev})u(T_{ev})F(z)}.$$

Здесь $\Delta\tau_{ev}$ — длительность периода роста давления до прекращения кипения в испарителе, с.

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

Длительность периода конденсации $\Delta\tau_{cond}$, в течение которого избыточное давление в паровом канале уменьшается до величины $P(T_{cond})$, можно оценить по уравнению

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

В результате образования жидкой фазы давление вблизи охлаждаемой поверхности конденсации уменьшается до величины $P^* \simeq P(T_{cond})$, что приводит к замедлению процесса теплопереноса в паровом канале, распространению волны разрежения из области конденсации в испаритель и началу следующего цикла пульсационного возрастания давления вблизи поверхности испарителя. Таким образом, длительность цикла пульсаций τ_0 в паровом канале ТТ определяется по формуле

$$\Delta\tau_0 \simeq \Delta\tau_{ev} + \Delta\tau_{HP} + \Delta\tau_{cond} + \Delta\tau_{sound}, \quad (11)$$

частота пульсаций — по формуле

$$\nu \simeq \frac{1}{\Delta\tau_{ev} + \Delta\tau_{HP} + \Delta\tau_{cond} + \Delta\tau_{sound}}.$$

Анализ полученных экспериментальных данных о теплоотдаче над испарителем показывает, что разработанные ТТ эффективно работают в режиме кипения. Этот факт подтверждается влиянием параметров процесса испарения Q , P на коэффициент теплоотдачи α . Влияние этих параметров подобно влиянию плотности теплового потока и давления на процесс пузырькового кипения в большом объеме.

Проведенные численные оценки слагаемых в формуле (11) для рассматриваемых в данной работе условий и параметров ТТ позволяют сделать следующие выводы.

Численная оценка длительности периода роста давления над испарителем ТТ дает завышенные по сравнению с экспериментально полученными значения $\Delta\tau_{ev} \sim 10^{-1} \div 10^{-2}$ с. Это свидетельствует о необходимости описывать процесс неравновесного объемного парообразования с учетом структуры и пористости испарителя, градиентов температуры и влажности в кипящей двухфазной рабочей жидкости.

Длительность периода распространения волны давления вдоль парового канала ТТ при значениях скорости течения пара в канале $100 \div 300$ м/с составляет $\Delta\tau_{HP} = (4,8 \div 1,6) \cdot 10^{-3}$ с, что косвенно свидетельствует о небольшой влажности пара в каналах рассматриваемых ТТ и близости скорости распространения волны давления к скорости звука в сухом паре, приближенно равной 300 м/с.

Максимальная длительность периода конденсации влажного пара также завышена: $\Delta\tau_{cond} \sim 10^{-1} \div 10^{-2}$ с.

Длительность периода распространения волны разрежения из области конденсации в испаритель ТТ при скорости звука в паре порядка 300 м/с не превышает значения $\Delta\tau_{sound} \approx 3 \cdot 10^{-4}$ с.

Экспериментальные значения длительности периода пульсаций в паровом канале в виде конического сопла в коротких низкотемпературных ТТ составляет $\Delta\tau_0 = (2,0 \div 2,5) \times 10^{-3}$ с.

Заключение. В работе проведены экспериментальное и численное исследования процесса теплопередачи и вихревых пульсационных течений в коротких низкотемпературных тепловых трубах, паровой канал которых имеет форму конического сопла.

Сравнение результатов измерений длительности периода пульсаций в паровом канале в виде конического сопла в коротких низкотемпературных ТТ и значений, полученных численным методом с помощью программы CFD Design 10.0 ($\Delta\tau_{0\ num} = (0,7 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$ с), показывает, что они хорошо согласуются.

Для коротких ТТ с паровым каналом в виде конического сопла коэффициент теплопередачи через поперечное сечение составляет $(22,0 \pm 0,5) \cdot 10^4$ Вт/(м² · К), для ТТ с цилиндрическим паровым каналом — $(15,0 \pm 0,5) \cdot 10^4$ Вт/(м² · К) при одной и той же минимальной толщине слоя капиллярно-пористой вставки, равной 3 мм.

Сравнение тепловых характеристик коротких ТТ показывает, что ТТ с паровым каналом в виде конического сопла имеет существенные преимущества по сравнению с ТТ, содержащей стандартный цилиндрический канал.

ЛИТЕРАТУРА

1. Pat. 4921041 US, Cl⁵ F 28 D 15/02. Structure of heat pipe / Н. Akachi. Publ. 01.05.90.
2. Tong B. Y., Wong T. N., Ooi K. T. Closed-loop pulsating heat pipe // Appl. Thermal Engng. 2001. V. 21, N 18. P. 1845–1862.
3. Naik R., Varadarajan V., Pundarika G., Narasimha K. R. Experimental investigation and performance evaluation of a closed loop pulsating heat pipe // J. Appl. Fluid Mech. 2013. V. 6, N 2. P. 267–275.

4. **Pavlenko A. N., Tairov E. A., Zhukov V. E., et al.** Dynamics of transient processes at liquid boiling-up in the conditions of free convection and forced flow in a channel under nonstationary heat release // *J. Engng Thermophys.* 2014. V. 23, N 3. P. 173–193.
5. **Pavlenko A. N., Tairov A. A., Zhukov V. E., et al.** Investigation of transient processes at liquid boiling under nonstationary heat generation conditions // *J. Engng Thermophys.* 2011. V. 20, N 4. P. 380–406.
6. **Володин О. А., Павленко А. Н., Печеркин Н. И.** Теплообмен и волновые характеристики при течении пленки бинарной смеси фреонов по поверхности с трехмерной текстурой // *Теплофизика высоких температур.* 2013. Т. 51, № 6. С. 864–874.
7. **Печеркин Н. И., Павленко А. Н., Володин О. А.** Теплообмен и кризисные явления при кипении в стекающих пленках смесей фреонов на гладкой и структурированной поверхностях // *Теплофизика и аэромеханика.* 2012. Т. 19, № 2. С. 143–154.
8. **Gupta A. K.** *Sayred swirling flow* / A. K. Gupta, D. N. Lilley. N. Y.: John Wiley and Sons, 1987.
9. **Пат. 2431101 RF, F 28D 15/00.** Способ заполнения тепловых труб / А. В. Серяков. Опубл. 10.10.11, Бюл. № 28.
10. **Серяков А. В., Конькин А. В., Белоусов В. К.** Применение струйного парового сопла в тепловых трубах среднетемпературного диапазона // *Вестн. Сиб. гос. аэрокосм. ун-та.* 2012. Вып. 1. С. 142–147.
11. **Seryakov A. V.** Velocity measurements in the vapour channel of low temperature range heat pipes // *Intern. J. Engng Res. Technol.* 2013. V. 2, N 8. P. 1595–1603.
12. **Petersen G. P.** *An introduction to heat pipes: Modeling, testing and applications.* N. Y.: John Wiley and Sons, 1994.
13. **Серяков А. В., Павлов А. А., Михайлов Ю. Е., Белоусов В. К.** Пульсационные течения в паровом канале тепловых труб // *Решетневские чтения: Материалы 17-й Междунар. науч. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем акад. М. Ф. Решетнева, Красноярск, 12–14 нояб. 2013 г. Красноярск: Сиб. гос. аэрокосм. ун-т, 2013. Ч. 1. С. 93–96.*
14. **Seryakov A. V.** Pulsation flow in the vapour channel of low temperature range heat pipes // *Direct Res. J. Engng Inform. Technol.* 2014. V. 2. P. 1–10.
15. **Варгафтик Н. Б.** *Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.* М.: Физматгиз, 1963.
16. **Таблицы физических величин: Справ. / Под ред. И. К. Кикоина.** М.: Атомиздат, 1976.
17. **Lee R., Reges J., Almenas K.** Size and number density change of droplet populations above front during reflood // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* 1984. V. 27, N 4. P. 573–585.

*Поступила в редакцию 1/VIII 2014 г.,
в окончательном варианте — 10/X 2014 г.*
