

МЕТОД РАСЧЕТА ПОРОШКОВОЙ КАПИЛЛЯРНОЙ СТРУКТУРЫ ИСПАРИТЕЛЯ КОНТУРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЫ С ПЕРЕВЕРНУТЫМ МЕНИСКОМ

Инж. АГЕЕНКО А. В., канд. техн. наук МАЗЮК В. В.

Институт порошковой металлургии Национальной академии наук Беларуси

Организация теплообмена в испарителе контурных тепловых труб (КТТ) по принципу перевернутого мениска подразумевается в качестве одного из основных признаков этих устройств [1]. В стандартном испарителе КТТ потоки теплоты и рабочей жидкости направлены преимущественно навстречу друг другу. Считается [2], что близкое расположение испаряющей поверхности менисков к нагреваемой стенке в этом случае делает возможным значительно снизить термическое сопротивление зоны испарения и повысить величину предельного теплового потока. Однако такая организация теплообмена связана со значительной неоднородностью теплового потока на испаряющей поверхности. Так, согласно приведенной в [3] оценке для боковой грани продольного пароотводного канала прямоугольного сечения максимальная плотность теплового потока, реализующаяся в месте контакта капиллярной структуры с корпусом испарителя, превосходит среднее по грани значение в $(b/\delta_h + 1)$ раз, где b – высота канала; δ_h – высота теплового пограничного слоя, в котором происходит наиболее интенсивное испарение. Величина δ_h оценивается как $\delta_h \sim \lambda_e/q_r$, где λ_e – эффективная теплопроводность материала капиллярной структуры; q_r – радиальная плотность теплового потока. При подстановке характерных для испарителей КТТ значений геометрических и теплофизических параметров [4] получим значение фактора $b/\delta_h + 1 = 16$. Концентрация основной части теплового потока в месте контакта капиллярной структуры с корпусом испарителя приводит к пересыханию части порового пространства капиллярной структуры, которое связано с появлением дополнительных потерь давления по пару и ростом температурного уровня КТТ. В связи с этим важно иметь в испарите-

ле КТТ такую систему пароотводных каналов, которая обеспечила бы формирование стабильной, хорошо развитой поверхности испарения вблизи нагреваемой стенки. Одним из вариантов решения этой проблемы может быть использование бипористой капиллярной структуры [2, 5]. В этом случае система пароотводных каналов дополняется цепочками крупных осушенных пор, обеспечивающих отвод пара от испаряющих менисков, которые расположены в относительно тонком пористом слое. Наличие таких пор, пронизывающих слой капиллярной структуры, расположенный у стенки, позволяет значительно увеличить число испаряющих менисков, участвующих в процессе теплообмена. Организация разветвленной системы каналов для удаления пара значительно интенсифицирует процесс теплообмена и повышает критический тепловой поток в испарителе КТТ. Так, в [6] благодаря такому подходу предельную плотность теплового потока удалось повысить на 50 %.

В данной работе рассматривается другой вариант снижения неравномерности распределения теплового потока в испарителе КТТ, не связанный с использованием внутренней поверхности капиллярной структуры, начинающей играть роль при частичном осушении порового пространства. Этот вариант заключается в создании системы пароотводных каналов, расположенных не непосредственно у стенки испарителя, а на некотором удалении от нее, внутри капиллярной структуры так, что между пароотводным каналом и стенкой имеется тонкий слой пористого материала капиллярной структуры. Преимуществом такого устройства испарителя представляются более высокая теплопроводность материала капиллярной структуры по сравнению с бипористым материалом, отсутствие дополнительных потерь давления по пару при тех же тепловых нагрузках, более

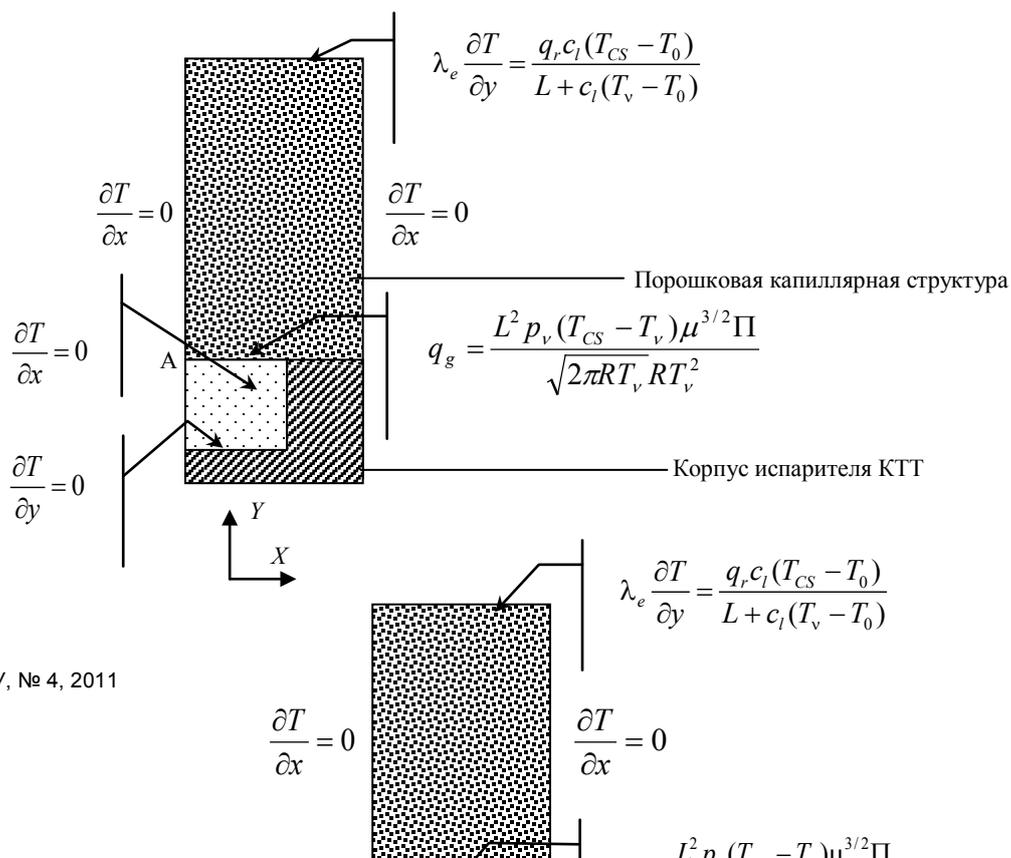
простая технология изготовления.

Варианты устройства системы пароотводных каналов. Для оценки эффективности системы пароотводных каналов, выполненных внутри капиллярной структуры, проводился сравнительный расчет рабочих характеристик такой системы, а также традиционных [7] систем пароотводных каналов, выполненных на поверхности капиллярной структуры или на внутренней поверхности нагреваемой стенки испарителя КТТ. Схемы элементов сечений рассматриваемых вариантов испарителей с пароотводными каналами прямоугольного сечения приведены на рис. 1. Вариант 1 соответствует каналу, выполненному на внутренней поверхности стенки испарителя [8]. Здесь имеется только одна испаряющая грань пароотводного канала, так что поток пара, как и поток жидкости, направлен строго навстречу подводимому к испарителю потоку тепла. Вариант 2 соответствует каналу, выполненному на поверхности капиллярной структуры [3]. Здесь испарение возможно с трех граней пароотводного канала. Если на верхней грани потоки пара и жидкости направлены навстречу подводимому потоку, то на боковых гранях так направлен только поток жидкости, поток же пара имеет перпендикулярное направление. Вариант 3 соответствует каналу, выполненному внутри капиллярной структуры. Испарение возможно со всех четырех граней такого канала. На ниж-

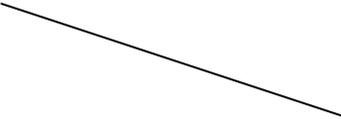
ней грани канала 3 направления потоков пара и тепла совпадают, а жидкость движется преимущественно в перпендикулярном направлении. Аналогично зоне испарения обычных тепловых труб испаряющие мениски в данном случае обращены в сторону от нагреваемой стенки. Геометрические и теплофизические параметры, использовавшиеся для расчета, были взяты из работы [4] с корректировкой на рассматриваемую плоскую геометрию испарителя:

- толщина стенки испарителя $\delta_w = 3$ мм для варианта 1 и $\delta_w = 1$ мм – для вариантов 2 и 3;
- толщина капиллярной структуры $\delta_{KS} = 5$ мм – для варианта 1 и $\delta_{KS} = 7$ мм – для вариантов 2 и 3;
- ширина пароотводного канала $a = 2$ мм;
- высота пароотводного канала $b = 2$ мм;
- расстояние между центрами соседних пароотводных каналов $c = 3,4$ мм;
- для варианта 3 толщина слоя капиллярной структуры между пароотводным каналом и стенкой $\delta_l = 0,5$ мм;
- длина пароотводного канала $H = 100$ мм;
- эффективная теплопроводность капиллярной структуры $\lambda_e = 8$ Вт/(м·К) (пористый никель);
- теплопроводность корпуса испарителя $\lambda = 14$ Вт/(м·К) (коррозионно-стойкая сталь).

Вариант 1



Пароотводный
канал



Вариант 3

Рис. 1. Варианты поперечного сечения корпуса испарителя с капиллярной структурой

Физическая формулировка проблемы.

Теплоперенос в испарителе КТТ протекает следующим образом [3]. При подводе теплоты от внешнего источника к испарителю большая часть ее поглощается при испарении жидкости с поверхности менисков в пароотводных каналах и отводится в конденсатор. Меньшая часть подводимой теплоты идет на нагрев жидкости от температуры конденсата до температуры испарения. Эта часть в свою очередь разделяется на две части. Первая затрачивается на нагрев жидкости непосредственно в капиллярной структуре, а вторая – на ее нагрев в компенсационной полости. Последняя составляющая теплового потока определяет температуру

жидкости в компенсационной полости и соответственно температурный уровень КТТ.

Ввиду наличия в переносе теплоты конвективной составляющей точное описание картины теплопереноса требует совместного решения уравнений переноса теплоты и течения жидкости в капиллярной структуре и определения взаимосвязанных полей температуры и давления. Однако оценка конвективной составляющей теплопереноса относительно общего подводимого теплового потока дает величину всего 0,2 %, благодаря чему тепловую и гидравлическую задачи можно решать методом конечных элементов раздельно, как рекомендуется в [9].

Расчет рабочих характеристик испарителей всех трех типов производился при следующих допущениях:

- плотность теплового потока постоянна по всей наружной поверхности корпуса;
- капиллярная структура изотропна и равномерно насыщена жидкостью;
- КТТ работает в режиме испарения;
- теплоперенос вдоль корпуса испарителя отсутствует;
- в компенсационной полости вследствие интенсивного перемешивания жидкости ее температура постоянна по всему объему;
- температура движущейся через поровое пространство жидкости в каждой точке равна температуре капиллярной структуры;
- ориентация КТТ вертикальная (испаритель вверх);
- ламинарный двухмерный поток жидкости подчиняется закону Дарси;
- двухмерный поток теплоты подчиняется закону Фурье.

Граничные условия для тепловой задачи в соответствии с принятыми допущениями задаются следующим образом:

- температура пара в пароотводном канале T_v , температура поступающего в компенсационную полость конденсата T_0 ;
- на наружной поверхности корпуса испарителя – постоянная плотность подводимого теплового потока q_r ;
- на границе капиллярной структуры и компенсационной полости – условие, аналогичное условию (4) из [10], как наиболее соответствующее экспериментальным данным:

$$\lambda_e \frac{dT}{dy} = \frac{q_r c_l (T_{CS} - T_0)}{L + c_l (T_v - T_0)}, \quad (1)$$

где c_l – удельная теплоемкость жидкости; L – скрытая теплота парообразования; T_{CS} – температура капиллярной структуры;

- на испаряющих гранях пароотводных каналов тепловой поток q_g определяется теплоотдачей при фазовом переходе «жидкость – пар» на границе капиллярной структуры [11]

$$q_g = \frac{L^2 p_v (T_{CS} - T_v)}{(2\pi R T_v)^{1/2} R T_v^2}, \quad (2)$$

где p_v – давление насыщенного пара при температуре T_v ; R – универсальная газовая постоянная;

- остальные грани пароотводных каналов и боковые поверхности выделенных элементов испарителя являются адиабатическими поверхностями.

Решение гидравлической задачи производится после получения решения для тепловой задачи. Граничные условия задаются в виде распределения источника и стока жидкости. Источник жидкости равномерно распределен по границе капиллярной структуры и компенсационной полости с объемной плотностью

$$j_s = \frac{q_r}{(L + c_l (T_v - T_0)) \rho_l}, \quad (3)$$

где ρ_l – плотность жидкости.

Плотность стока жидкости j_g связана с плотностью стока теплоты q_g формулой

$$j_g = \frac{q_g}{L \rho_l}. \quad (4)$$

Обсуждение результатов расчета. На рис. 2 и 3 показаны результаты расчета распределения плотности теплового потока по испаряющей поверхности пароотводных каналов для КТТ с водой и ацетоном в качестве теплоносителя соответственно.

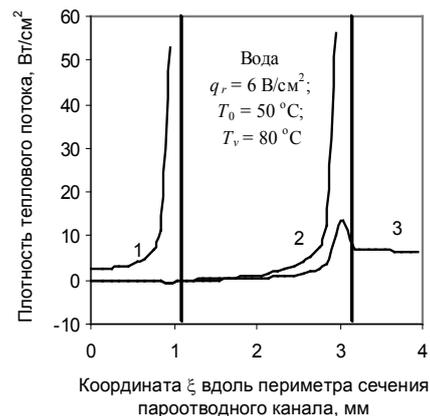


Рис. 2. Распределение плотности теплового потока по испаряющей поверхности пароотводных каналов (варианты 1, 2, 3)

Рис. 3. Распределение плотности теплового потока по испаряющей поверхности пароотводных каналов (варианты 1, 2, 3)

Координата ξ с началом в точке А (рис. 1) направлена вдоль периметра поперечного сечения пароотводного канала. Как можно видеть, создание возможности подвода и испарения жидкости со всех граней пароотводного канала, особенно с грани, образованной корпусом испарителя КТТ, позволяет равномернее распределить тепловой поток по испаряющей поверхности. Так, для ацетоновой КТТ максимальная плотность теплового потока снижается более чем в 2 раза, а для водяной – примерно в 4 раза.

Следует отметить качественное совпадение приведенной на рис. 4 рассчитанной зависимости плотности теплового потока от координаты поперек боковой грани пароотводного канала типа 2 с аналогичной оценочной зависимостью [3].

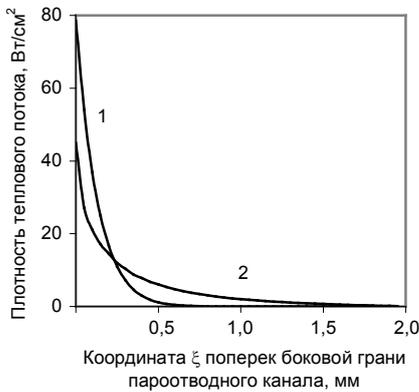


Рис. 4. Зависимость плотности теплового потока от координаты поперек боковой грани пароотводного канала (пароотводные каналы типов 1, 2)

Следует также отметить возможность конденсации некоторой части пара на верхней грани пароотводных каналов типов 2 и 3, о чем свидетельствует превышение на этих гранях температуры пара над температурой капиллярной структуры для водяной КТТ. Для ацетоновой КТТ этот эффект не наблюдается.

На рис. 5 приведены результаты расчета перепада давления при движении жидкости через капиллярную структуру для водяной КТТ.

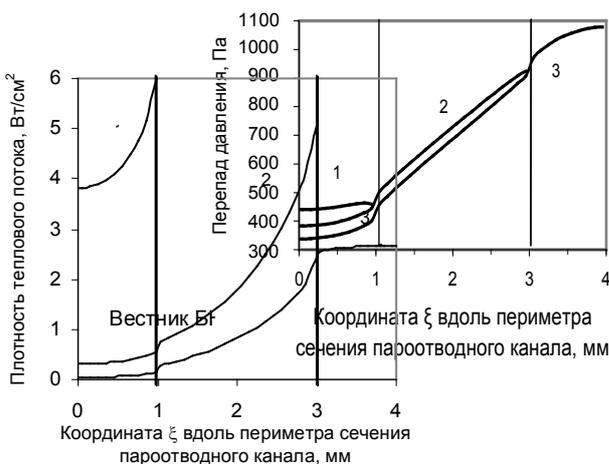


Рис. 5. Распределение перепада давления в капиллярной структуре (пароотводные каналы типов 1, 2, 3) Координата ξ вдоль периметра сечения пароотводного канала, мм

Как видно, улучшение теплоотдающей способности испарителя за счет изменения конфигурации капиллярной структуры связано с одновременным увеличением перепада давления в капиллярной структуре: с 450 Па – для канала типа 1 до 910 Па – для канала типа 2 и 1080 Па – для канала типа 3. Однако данное увеличение перепада давления можно считать небольшим по сравнению с перепадом давления во внешнем контуре КТТ $\Sigma\Delta p$ и равным для водяной КТТ 57000 Па, рассчитываемым по выражению [7]

$$\Sigma\Delta p = \frac{dp}{dt} (T_v - T_0), \quad (5)$$

где $dp/dT = L\rho_v/T_v$ – крутизна линии насыщения теплоносителя на данном температурном уровне; ρ_v – плотность пара.

Распределение теплового потока по поверхности граней пароотводных каналов вместе с теплопередачей посредством теплопроводности через стенки испарителя той или иной конфигурации оказывает существенное влияние на температуру корпуса испарителя. Как видно из рис. 6, температура корпуса КТТ с системой пароотводных каналов типа 3 на 5 °С ниже температуры корпуса КТТ с каналами типа 2 и на 30 °С – типа 1.

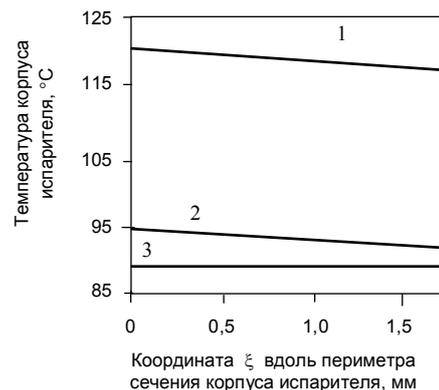


Рис. 6. Распределение температуры по корпусу испарителя водяной КТТ (пароотводные каналы типов 1, 2, 3)

ВЫВОД

1. Создание системы пароотводных каналов, расположенных внутри капиллярной структуры

на удалении 0,5 мм от стенки испарителя КТТ, позволяет значительно равномернее распределить тепловой поток по испаряющей поверхности, снизив максимальную плотность теплового потока в 2–4 раза. Тем самым возможно значительно интенсифицировать процесс теплообмена и повысить критический средний тепловой поток, а также снизить температуру корпуса испарителя КТТ. Сопутствующее повышение перепада давления в капиллярной структуре можно считать несущественным.

2. Преимуществами такого устройства испарителя являются сравнительно высокая теплопроводность материала капиллярной структуры, отсутствие дополнительных потерь давления по пару, простая технология изготовления.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Maidanik, Yu. F.** State-of-the-Art of CPL and LPH Technology. Proc. of the 11th IHPC, Tokyo, 1999. – P. 19–30.
2. **Chernysheva, M. A.** Heat Exchange in the Evaporator of a Loop Heat Pipe with a Biporous Capillary Structure / M. A. Chernysheva, Yu. F. Maidanik, S. V. Vershinin // Proc. of the 11th IHPC, Tokyo, 1999. – P. 69–75.
3. **Герасимов, Ю. Ф.** Влияние пересыхания фитиля на рабочие характеристики тепловых труб с отдельными каналами / Ю. Ф. Герасимов, Ю. Е. Долгирев, Ю. Ф. Майданик // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений СССР). – 1981. – № 10. – С. 68–74.
4. **Определение** температуры пара в тепловых трубах с отдельными каналами / Ю. Ф. Герасимов // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений СССР). – 1978. – № 6. – С. 123–127.
5. **Rozenfeld, J.** Improved High Heat Flow Loop Heat Pipes Using Bidisperse Evaporator Wicks / J. Rozenfeld, W. Anderson, M. North // Prep. of the 10th IHPC, Stuttgart, Paper A1–5, 1997.
6. **Maidanik, Yu. F.** Heat transfer enhancement in a loop heat pipe evaporator / Yu. F. Maidanik, S. V. Vershinin, Yu. G. Fershtater // Prep. of the 10th IHPC, Stuttgart, Paper A1–3, 1997.
7. **Майданик, Ю. Ф.** Контурные тепловые трубы и двухфазные теплопередающие контуры с капиллярной прокачкой: автореф. дис. ... докт. техн. наук. / Ю. Ф. Майданик. – М., 1993. – 47 с.
8. **Prat, M.** Liquid-Vapor Phase Change Phenomena in Porous Media. The Discrete Approach Application to Capillary Evaporators / M. Prat // Proc. of the 3rd Int. Seminar «Heat pipes, Heat pumps, Refrigerators». – Minsk, 1997. – P. 87–95.
9. **Baturkin, V.** Simulation of Temperature Regimes of Heat Pipes in Thermal Control Systems of Space Instrumentation by Finite Element Method / V. Baturkin // Proc. of the 11th IHPC. – Tokyo, 1999. – P. 210–215.
10. **Kiseev, V. M.** Heat Mass Transfer Mechanisms into the Capillary Pumped Loop Evaporators / V. M. Kiseev // Proc. of the 11th IHPC. – Tokyo, 1999. – P. 202–207.
11. **Дан, П.** Тепловые трубы / П. Дан, Д. Рей. – М.: Энергия, 1979. – 272 с.

Поступила 21.02.2011