

УДК 536.248.2

# ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛОТДАЧИ В ЗОНЕ ИСПАРЕНИЯ МИНИАТЮРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

**В. Ю. Кравец**

Кандидат технических наук, доцент\*  
Контактный тел.: (044) 454-96-03, 066-780-99-50  
E-mail: kravetz\_kpi@ukr.net

**Е. Н. Письменный**

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой\*  
Контактный тел.: (044) 406-86-18  
E-mail: evgnik@i.com.ua

**Я. В. Некрашевич**

Магистр, инженер 2 категории\*  
Контактный тел.: 067-240-79-06  
E-mail: niav@i.ua

**Д. Э. Сологуб**

Студент

\*Кафедра атомных электростанций и инженерной  
теплофизики

Национальный технический университет Украины «Киевский  
политехнический институт»  
пр. Победы, 37, г. Киев, 03056  
Контактный тел.: (044) 454-96-03  
E-mail: dsolohub@ukr.net

*Представлені результати експериментального дослідження коефіцієнтів тепловіддачі в зоні випаровування мініатюрних теплових труб з металоволокнистою капілярною структурою. Показано, що на інтенсивність тепловіддачі впливають як геометричні, так і режимні фактори*

*Ключові слова: мініатюрна тепла труба, коефіцієнт тепловіддачі*

*Представлены результаты исследования коэффициентов теплоотдачи в зоне испарения миниатюрных тепловых труб с металловолокнистой капиллярной структурой. Показано, что на интенсивность теплоотдачи влияют как геометрические, так и режимные факторы*

*Ключевые слова: миниатюрная тепловая труба, коэффициент теплоотдачи*

*The experimental results of heat transfer coefficients in evaporation zone of mini-ature heat pipes with metal-fibrous capillary structure. It is shown that the rate of heat transfer affects both the geometric and regime factors*

*Keywords: miniature heat pipe, heat transfer coefficient*

## 1. Введение

Снижение массогабаритных характеристик электронной техники при одновременном увеличении их функциональных возможностей ставит актуальной задачей поддержания заданных температурных режимов микроэлектронных элементов. Отвод значительных тепловых нагрузок от миниатюрных устройств сопряжен с созданием эффективных малогабаритных систем охлаждения. Одним из таких возможных устройств могут быть миниатюрные тепловые трубы (МТТ), которые при своих малых габаритах обладают достаточно высокой эффективной теплопроводностью.

Критерием, характеризующим область миниатюрных тепловых труб, может служить число Бонда  $Bo$

$$Bo = d^2 \frac{g(\rho' - \rho'')}{4 \cdot \sigma} \quad (1)$$

Большинство исследователей в качестве критерия используют  $Bo^{0.5}$  (корень квадратный из числа Бонда). Исходя из этого, в зависимости от свойств теплоносителя и давления внутри тепловой трубы, такие тепловые трубы могут относиться как к миниатюрным тепловым трубам, так и к тепловым трубам большого размера. Если в  $Bo^{0.5}$  подставить внутренний радиус парового пространства тепловой трубы, то при  $Bo^{0.5} < 1$  такие тепловые трубы можно считать миниатюрными. При этом внутреннее сечение парового пространства их соизмеримо с локальными геометрическими характеристиками физических процессов, протекающих в них при передаче тепловой энергии из зоны испарения в зону конденсации. Поскольку в основу работы тепловых труб положен процесс фазового перехода, то стесненные условия могут оказывать влияние на возникновение, рост и отрыв паровых пузырей в зоне испарения.

Изучению теплопередающих характеристик МТТ посвящено значительное количество работ, но одним

Таблица 1

Геометрические характеристики исследованных МТТ

Внешний диаметр, $d_{МТТ}$ , мм	6	6
Внутренний диаметр оболочки МТТ, $d_{вн}$ , мм	5,0	5,0
Внутренний диаметр парового пространства, $d_{пп}$ , мм	3,0	4,0
Общая длина, $l_{\Sigma}$ , мм	175	175
Длина зоны нагрева (испарения), $l_{зн}$ , мм	62	60
Длина зоны конденсации, $l_{зк}$ , мм	67	60
Толщина капиллярной структуры, $\delta$ , мм	1,0	0,5
Пористость, $\Pi$ , %	70	82
Теплоноситель	вода	вода

из первых было исследование [1], где автор указал на возможность создания систем охлаждения для малогабаритных приборов на основе микротепловых трубок. В дальнейшем МТТ нашли применение при охлаждении лазерных диодов и других небольших устройств с локальным тепловыделением. Ими осуществлялся контроль температуры фотогальванических элементов, отвод или рассеивание теплоты от кромки крыла сверхзвуковых самолетов, а также они применялись при нехирургическом лечении раковых тканей путем их перегрева или охлаждения [2,3,4]. Ввиду малого поперечного сечения парового канала ( $d_{пп}<5\text{мм}$ ) МТТ не могут передавать значительные тепловые потоки [5–8]. При этом основным сдерживающим фактором является обеспечение беспрепятственной циркуляции теплоносителя внутри МТТ. Здесь могут возникнуть ограничения по капиллярному подсосу, по гидравлическому сопротивлению, по взаимодействию на границе раздела жидкость – пар, по скорости движения пара, которая может достигать значений, соизмеримых со скоростью звука в данной среде. Также ограничения по достижению критических тепловых потоков в зоне нагрева. Достижение таких предельных состояний приводит к увеличению перепада температур между зонами подвода и отвода теплоты и, соответственно, к снижению передаваемого теплового потока.

Одной из проблем при создании миниатюрных систем охлаждения на основе испарительно-конденсационного цикла является расчет коэффициентов теплоотдачи в зонах испарения и конденсации. Повышение интенсивности теплоотдачи в этих зонах позволит снизить термические сопротивления и увеличить максимальные передаваемые тепловые потоки МТТ. Расчет коэффициентов теплоотдачи по существующим моделям может быть только приближенным и отличаться от реальной картины на несколько порядков, так как зависимости, полученные для кипения на пористых структурах в большом объеме, совершенно не учитывают влияние ограниченного пространства.



Рис. 1. Образцы медных МТТ

## 2. Постановка задачи исследования

Настоящее исследование посвящено изучению интенсивности теплоотдачи  $\alpha_{зн}$  в зоне испарения медных (МТТ)  $\varnothing 6\text{мм}$  (диаметр парового пространства  $d_{пп}=3\text{мм}$  и  $4\text{мм}$ ) и длиной  $175\text{мм}$  с металловолокнистой капиллярной структурой пористостью соответственно  $70\%$  и  $82\%$ . Теплоносителем служила вода. На рис. 1 представлены образцы МТТ диаметром  $6\text{мм}$  с металловолокнистой капиллярной структурой, изготовленные в лаборатории тепловых труб НТУУ«КПИ».

Геометрические характеристики исследованных медных МТТ представлены в таблице 1.

Зона конденсации омывалась водой с фиксированной температурой  $t_{охл}$  равной  $20^{\circ}\text{C} \pm 0,2^{\circ}\text{C}$ . Расход охлаждающей воды в конденсаторе устанавливался  $4,9 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$  с точностью  $\pm 0,1 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$ . Ориентация в пространстве была от  $+90^{\circ}$  (по силам тяжести) до  $-90^{\circ}$  (против сил тяжести).

## 2. Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования теплопередающих характеристик МТТ проводились на установке, представленной в [9] и схематично показанной на рис.2. Миниатюрная тепловая труба, оснащенная омическим нагревателем 2 и конденсатором «труба в трубе» 3, располагалась в зависимости от задачи исследования ( $+90^{\circ}$ ,  $0^{\circ}$ ,  $-90^{\circ}$ ). По всей длине МТТ были установлены медь-константановые термопары 6, по три в зонах испарения и конденсации и две в зоне транспорта. Сигнал от термопар подавался на аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) 4 и далее на персональный компьютер 5. Система опроса показаний термопар позволяла фиксировать температуру в реальном времени с частотой  $1\text{Гц}$ . С целью минимизации тепловых потерь в окружающую среду МТТ полностью теплоизолировалась базальтовым волокном с коэффициентом теплопроводности  $0,04\text{Вт/м}\cdot\text{К}$ .

Зона конденсации омывалась водой с постоянным расходом  $G(\text{кг/с})$ , который поддерживался с помощью напорного бака и контролировался ротаметром.

Температура воды на входе в конденсатор и на выходе из него измерялась двумя медь-константановыми

термопарами 7, сигнал от которых также подавался на АЦП и далее на компьютер.

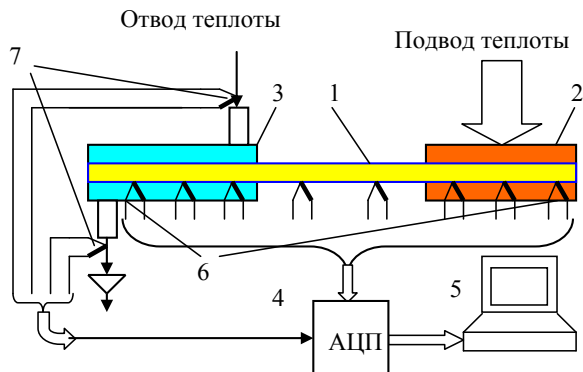


Рис.2. Схема экспериментальной установки для исследования теплопередающих характеристик МТТ: 1 – МТТ; 2 – нагреватель зоны испарения; 3 – конденсатор типа «труба в трубе»; 4 – аналогово-цифровой преобразователь; 5 – персональный компьютер; 6, 7 – медь-константановые термопары (10шт).

Температура воды на входе в конденсатор во время эксперимента поддерживалась постоянной с точностью  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ . По показаниям термопар 6 ( $t_{\text{вых}}$  и  $t_{\text{вх}}$ ) при известной удельной теплоемкости  $C_p$  и расходу воды  $G$  рассчитывался реальный передаваемый МТТ тепловой поток  $Q_{\text{отв}} = C_p \cdot G [t_{\text{вых}}(\tau) - t_{\text{вх}}(\tau)]$ .

Поскольку средняя температура в зоне транспорта практически соответствует температуре насыщения в МТТ, то по известным значениям средних температур в зонах испарения, транспорта и конденсации, а также величине реально отводимого теплового потока, в дальнейшем рассчитывались термические сопротивления и средние коэффициенты теплоотдачи в зоне нагрева:

$$\alpha_{\text{зн}} = \frac{Q_{\text{отв}}}{(t_{\text{зн}} - t_{\text{зт}}) F_{\text{зн}}} = \frac{q_{\text{зн}}}{(t_{\text{зн}} - t_{\text{зт}})}, \quad (2)$$

где  $F_{\text{зн}}$  - внутренняя площадь зоны испарения:  $F_{\text{зн}} = \pi d_{\text{вн}} l_{\text{зн}}$   
 $t_{\text{зн}}$  и  $t_{\text{зт}}$  - соответственно, средние температуры в

зонах испарения и транспорта:

$$\overline{t_{\text{зн}}} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 t_i, \quad (3)$$

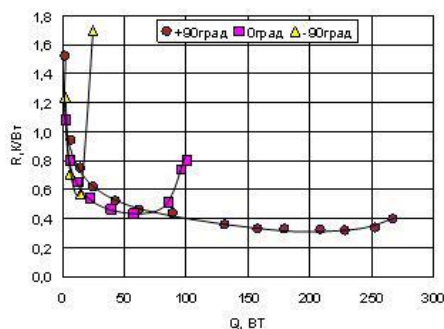
$$\overline{t_{\text{зт}}} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 t_j, \quad (4)$$

где  $i$  – номера термопар в зоне испарения,  $j$  – номера термопар в зоне транспорта.

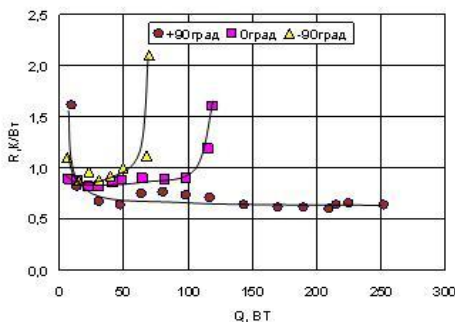
### 3. Результаты исследования

Как показали предыдущие исследования [10,11], снижение общего термического сопротивления во многом зависит от интенсивности теплоотдачи в зоне

испарения. На величину коэффициентов теплоотдачи в свою очередь оказывают влияние толщина капиллярной структуры, пористость, расположение в пространстве, диаметр парового канала и др. Чем выше интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева, тем ниже термическое сопротивление. На рис.3 показано влияние ориентации в пространстве на величину термического сопротивления исследованных МТТ. Как видно, снижение пористости ( $\Pi=70\%$ ) и увеличение толщины ( $\delta=1,0\text{мм}$ ) капиллярной структуры (рис.3,б) увеличивает максимальный тепловой поток по сравнению с МТТ, где толщина структуры  $\delta=0,5\text{мм}$ . Однако термическое сопротивление возрастает.



а



б

Рис.3. Влияние сил гравитации на термическое сопротивление МТТ: а) -  $\Pi=82\%$ ,  $d_{\text{пн}}=4\text{мм}$ ; б) -  $\Pi=70\%$ ,  $d_{\text{пн}}=3\text{мм}$

На рис. 4 приведено влияние угла наклона на максимальные тепловые потоки для испытанных МТТ. Максимальный тепловой поток определяется по минимальному значению термического сопротивления. Снижение пористости приводит к уменьшению диаметра пор, что в свою очередь увеличивает капиллярный напор. Рассчитать капиллярные силы можно по зависимости:

$$P_{\text{кап}} = \frac{2 \cdot \sigma}{R_{\text{эф}}} + \rho' g l_{\text{эф}} \sin \phi, \quad (5)$$

где  $\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения;  $\rho'$  - плотность жидкости;  $g$  - ускорение свободного падения;  $l_{\text{эф}} = l_{\Sigma} - (l_{\text{зн}} + l_{\text{зк}})/2$  - эффективная длина МТТ;  $\phi$  - угол наклона МТТ;  $R_{\text{эф}}$  - эффективный радиус пор капиллярной структуры.

Для пористости  $\Pi=70\%$  эффективный радиус пор капиллярной структуры согласно [12] равен  $35 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ . Для  $\Pi=82\%$  он составляет  $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ .

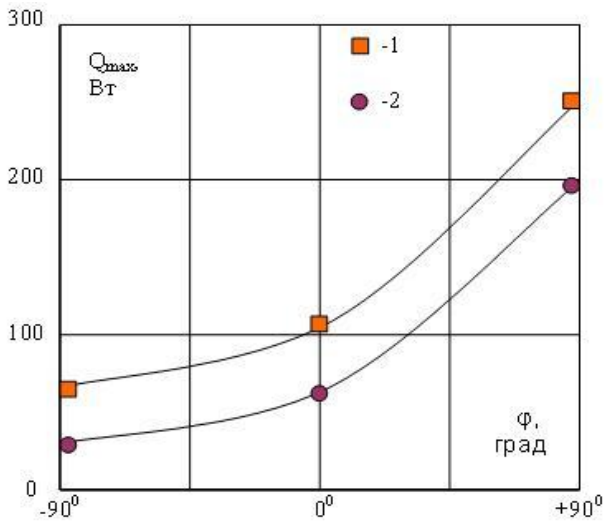


Рис. 4. Зависимость максимального передаваемого теплового потока от угла наклона МТТ: 1-  $\Pi=70\%$ ,  $d_{\text{пн}}=3\text{мм}$ ; 2 -  $\Pi=82\%$ ,  $d_{\text{пн}}=4\text{мм}$

Если рассчитать капиллярное давление по зависимости (5), то окажется, что для пористости 70% оно больше в 1,5 раз, чем для капиллярной структуры с  $\Pi=82\%$ . Примерно такое различие в максимальных тепловых потоках мы и наблюдаем на рис.4.

Давление, создаваемое в капиллярной структуре, идет на преодоление сил трения при движении жидкости в капиллярной структуре и на преодоление сил трения при движении пара в паровом пространстве.

Потеря давления за счет сил трения теплоносителя о капиллярную структуру, определяется по зависимости (6):

$$\Delta P_{\text{ж}} = \mu \cdot \frac{L_{\text{а}} \cdot W_{\text{ж}}}{K}, \quad (6)$$

где  $\Delta P_{\text{ж}}$ - потери давления в капиллярной структуре;  $K$  – коэффициент проницаемости;  $W_{\text{ж}}$  - скорость движения жидкости в капиллярной структуре.

Скорость движения жидкости внутри капиллярной структуры определяется по зависимости (7):

$$W_{\text{ж}} = \frac{Q}{r \cdot \rho' \cdot F_{\text{ср}}}, \quad (7)$$

где  $r$  – теплота парообразования;  $F_{\text{ср}}$  – площадь поперечного сечения капиллярной структуры для прохода жидкости.

Потеря давления за счет сил трения пара о капиллярную структуру  $\Delta P_{\text{пара}}$ , определяется по зависимости (8):

$$\Delta P_{\text{пара}} = \xi \cdot \frac{L_{\text{эф}} \cdot \rho'' \cdot W_{\text{пара}}^2}{d_{\text{пн}} \cdot 2}, \quad (8)$$

где  $\xi = \frac{64}{\text{Re}}$  - коэффициент трения при ламинарном

движении паровой фазы ( $\text{Re} \leq 2320$ );  $\rho''$  – плотность пара.

$$\text{Re} = \frac{W_{\text{пара}} \cdot d_{\text{пн}}}{\nu''}, \quad (9)$$

где  $W_{\text{пара}}$  - скорость движения пара в паровом канале;  $\nu''$  – коэффициент кинематической вязкости

$$W_{\text{пара}} = \frac{Q}{r \cdot \rho'' \cdot F_{\text{пн}}}, \quad (10)$$

где  $F_{\text{пн}}$  - площадь парового канала.

Если капиллярный напор будет меньше чем суммарные потери давления в капиллярной структуре и в паровом канале ( $\Delta P_{\text{ж}} + \Delta P_{\text{пара}}$ ), то теплоноситель не будет поступать в зону нагрева в количестве, необходимом для эффективной работы тепловой трубы. Будет происходить осушение зоны нагрева и вследствие этого возрастание температуры.

Скорость движения пара в паровом канале в зоне транспорта показана на рис. 5

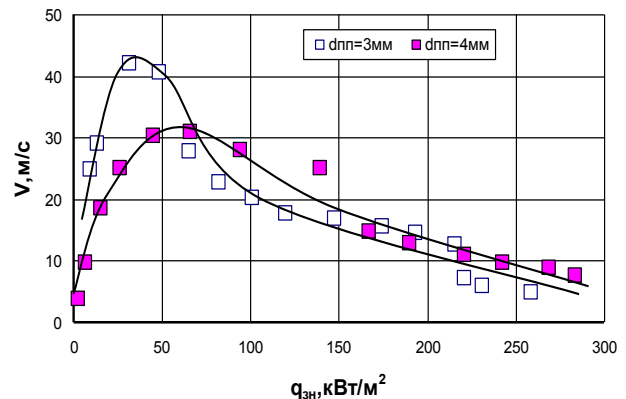


Рис. 5. Зависимость скорости движения пара от передаваемого теплового потока в МТТ при вертикальном ее расположении (+90°)

С ростом теплового потока скорость пара увеличивается до некоторого значения, после чего наблюдается ее монотонное снижение. Характерные максимумы для обеих МТТ зафиксированы при температуре насыщения  $\approx 50^\circ\text{C}$ , что соответствует давлению 0,012МПа. Дальнейший рост давления приводит с уменьшению размеров возникающих паровых пузырей и количество пара снижается.

В тепловых трубах большого диаметра обычно считается, что движение пара в транспортной зоне ламинарное и расчет коэффициентов трения производят по выше приведенной зависимости. Расчет числа Рейнольдса для нашего случая показал (рис.6), что возможны случаи возникновения турбулентного течения, что может привести к срыву с капиллярной структуры жидкой фазы и уносу ее в зону конденсации. Если учесть, что в большинстве миниатюрных тепловых труб толщина капиллярной структуры не превышает 1мм и пористость достигает 90%, то можно предположить, что предел по капиллярному впитыванию произойдет значительно раньше, чем это рассчитывается по известным зависимостям.

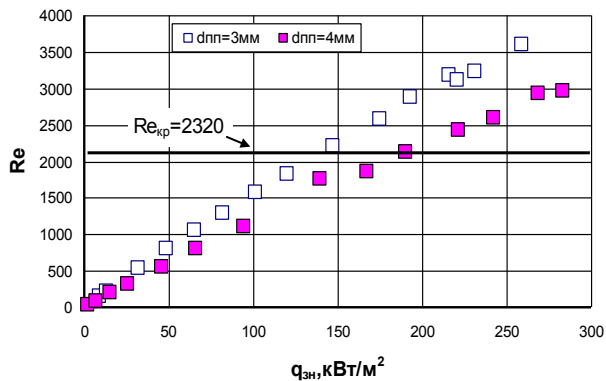
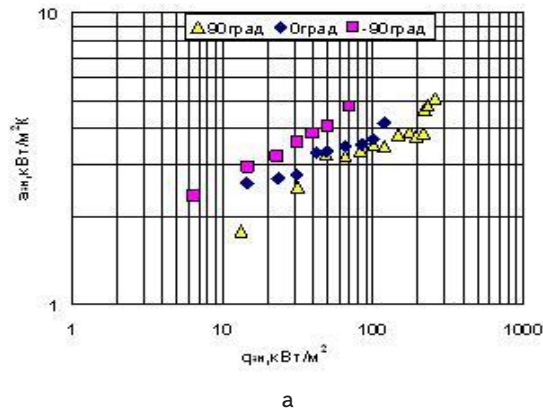


Рис.6. Зависимость числа Рейнольдса при движении пара от плотности теплового потока

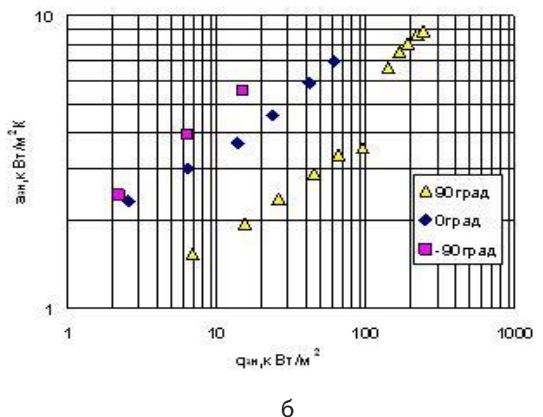
Эти особенности теплопереноса в миниатюрных тепловых труба приводят к тому, что коэффициенты теплоотдачи в зоне нагрева существенно ниже, чем при кипении в большом объеме. Так, на рис.7,а показано влияние сил гравитации на процесс парообразования в МТТ с диаметром парового пространства 3мм. Необходимо отметить, что самые низкие коэффициенты теплоотдачи наблюдаются при самом благоприятном расположении МТТ в пространстве, когда силы гравитации помогают теплоносителю достигать зоны нагрева. Это можно объяснить тем, что в таком положении часть теплоносителя может стекать в нижнюю точку МТТ и таким образом увеличивать толщину жидкости в зоне нагрева. Образовавшиеся паровые пузыри в данном случае должны преодолевать некоторое сопротивление столба жидкости, и тем самым способствуют снижению интенсивности теплоотдачи.

При ориентации против сил тяжести толщина слоя жидкости остается практически постоянной вплоть до предельных тепловых потоков. Максимальные тепловые потоки при этом существенно снижаются.

Увеличение пористости капиллярной структуры повышение сечения парового пространства (Π=82%, d\_pp=4мм) не привело к существенному изменению картины зависимости  $\alpha_{zh} = f(q_{zh})$ . Однако расслоение кривых увеличилось, что можно объяснить снижением капиллярных сил и ростом толщины слоя жидкости в зоне нагрева при вертикальном расположении МТТ. Причем возросли коэффициенты теплоотдачи при горизонтальном и вертикальном против сил тяжести расположении. Видимо утолщение слоя жидкости в зоне нагрева играет значительную роль для снижения интенсивности теплоотдачи при кипении при угле +90°.



а



б

Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи в зоне испарения от плотности теплового потока: а) - Π=70%, d\_pp=3мм; б) - Π=82%, d\_pp=4мм

**Выводы**

Таким образом, проведенное исследование показало, что стесненные условия существенно снижают коэффициенты теплоотдачи в зоне нагрева по сравнению с кипением в большом объеме. Увеличение толщины капиллярной структуры и уменьшение пористости снижают влияние сил гравитации на интенсивность теплоотдачи при кипении в зоне нагрева. При увеличении теплового потока возможно существование турбулентного режима течения в паровом канале что необходимо учитывать при проектировании миниатюрных тепловых труб для систем охлаждения малогабаритных объектов.

**Литература**

1. Cotter, T. P. Principles and Prospects of Micro Heat Pipes / T.P. Cotter // 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan. – 1984. – P. 328-335.
2. Babin B.R. Steady – State Modeling and Testing of a Micro Heat Pipe/ B.R. Babin, G.P. Peterson, D. Wu // Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer august 1990, Vol. 112. pp. 595 – 601.
3. Peterson G.P. Investigation of micro heat pipes fabricated as an integral part of silicon wafers/ G.P. Peterson //8-th. International Heat Pipe Conference. Beijing, China, 1992.-p. c-1, 1-11.

- Peterson G.P. Experimental Investigation of Micro Heat Pipes Fabricated in Silicon Wafers/ G.P. Peterson, A.B. Duncan, M.H. Weichold // Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer august 1993, Vol. 115. pp. 751 – 756.
- Ha, J. M. The Maximum Heat Transport Capacity of Micro Heat Pipes / J. M. Ha, G. P. Peterson // ASME J. Heat Transfer. – 1998. – Vol. 120, №4. – pp. 1064-1071.
- Schneider, M. Investigation of interconnected mini heat pipe arrays for micro electronics cooling / M.Schneider, M.Yoshida, M.Groll // 11th International Heat Pipe Conference, Sept. 14, 1999, Tokyo, Japan, Vol.1. – p. 7-9.
- Moon, S.H. Experimental study on the thermal performance of micro-heat pipe with cross-section of polygon / S.H.Moon, G.Hwang, S.C.Ko, Y.T.Kim // Microelectronics Reliability. – 2004. – Vol. 44. – pp. 315 – 321.
- Теплова мікротрубка: пат. № 50435 А, Україна: / Кравець В.Ю., Ніколаєнко Ю.Є. – 2002.
- Кравец В.Ю. Исследование термического сопротивления миниатюрных тепловых труб/ В.Ю. Кравец, Я.В. Некрашевич, А.П. Гончарова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2011. – Вып. 1/9(49), с.55-60.
- Kravets V.Yu. Experimental Studies of Heat-Transfer Characteristics of Miniaturized Heat Pipes/ V.Yu. Kravets, Yu.E. Nikolaenko, Ya.V. Nekrashevich // Heat Transfer Research. 2007, Vol. 38, № 6. pp. 553-563.
- Кравец В.Ю. Исследование характеристик миниатюрных тепловых труб для охлаждения микроэлектронной аппаратуры/ В.Ю. Кравец // Технология и конструирование в электронной аппаратуре, 2001 № 3, с.31-35.
- Семена М.Г. Тепловые трубы с металловолоконными капиллярными структурами / М.Г. Семена, А.Н. Гершуни, В.К. Замрипов –К.: Вища шк., Головное изд-во, 1984. – 215 с.

УДК 621.165

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА ЧЕРЕЗ ЦНД ТУРБИНЫ Т-250 / 300-240 ПРИ РАБОТЕ НА ТЕПЛОФИКАЦИОННОМ РЕЖИМЕ

*У статі за експериментальними дослідженнями надаються апроксимаційні формули для визначення витрат пари крізь ЦНД турбіни Т-250/300-240*

*Ключові слова: маловитратний режим, турбінна ступень, витрата пари, ЦНД, теплофікаційний режим, регулююча діафрагма, апроксимаційна залежність*

*В статье по экспериментальным исследованиям предлагаются аппроксимационные формулы для определения расхода пара через ЦНД турбины Т-250/300-240*

*Ключевые слова: малорасходный режим, турбинная ступень, расход пара, ЦНД, теплофикационный режим, регулирующая диафрагма, аппроксимационная зависимость*

*The approximation formulas for determining flow rate through LPC turbine T-250/300-240 by means of experimental studies are presented*

*Keywords: few consumable mode, turbine stage, steam flow, LPC, heat-extraction mode, regulating orifice, approximation dependence*

**В. Н. Голощапов**

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник  
Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН  
Украины  
ул. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046

**В. И. Касилов**

Кандидат технических наук, доцент\*

**О. В. Касилов**

Кандидат технических наук, доцент\*

**А. Ю. Козлоков**

Инженер, заместитель главного инженера ТЭЦ-5  
с. Подворки, Дергачевский район,  
Харьковская область, Украина, 62371

**Л. А. Иванова**

Старший преподаватель  
\*Кафедра парогенераторостроения  
Национальный технический университет «Харьковский  
политехнический институт»  
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002