

К. т. н. В. Ю. КРАВЕЦ, А. Н. НАУМОВА, А. Н. ВОВКОГОН

Украина, г. Киев, НТУУ «Киевский политехнический институт»
E-mail: kravetz_kpi@ukr.netДата поступления в редакцию
18.09 2009 г.Оппонент к. т. н. В. Е. ТРОФИМОВ
(ОНПУ, г. Одесса)

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕПЛООБМЕНА В ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЕ

Представлена конструкция пульсационной тепловой трубы, схема измерений и данные по термическому сопротивлению. Показаны особенности процессов теплообмена внутри пульсационной тепловой трубы.

В настоящее время все больший интерес вызывают системы охлаждения на основе пульсационных тепловых труб (ПТТ), в которых движение теплоносителя осуществляется не только за счет капиллярных сил, сил инерции и гравитации, но и механического воздействия растущих паровых пузырей. В первом упоминании о ПТТ в [1] была показана возможность переноса тепловой энергии теплоносителем за счет инерционных сил. Затем были представлены реальные конструкции ПТТ [2—4]. В дальнейшем изучение физических процессов, происходящих в ПТТ, нашло свое отражение в работах [5, 6] и др. Несмотря на широкий интерес к ПТТ и большое количество разнообразных конструкций, в настоящее время нельзя однозначно ответить на вопрос о влиянии различных факторов на их теплопередающие характеристики, в частности на термическое сопротивление. Это связано с тем, что при передаче тепловой энергии из зоны нагрева в зону конденсации одновременно происходят разные физические процессы (конвекция, процесс парообразования, конденсация, массоперенос), каждый из которых требует отдельного изучения.

ПТТ очень просты в изготовлении. Они не содержат ни капиллярно-пористой структуры, ни клапанов, ни других элементов для перемещения теплоносителя из зоны нагрева в зону конденсации и при этом могут функционировать при любой ориентации в пространстве [6, 7]. Поэтому ПТТ являются одними из наиболее эффективных и перспективных устройств для охлаждения теплонагруженных элементов.

Целью настоящей работы было изучение процессов, происходящих внутри ПТТ (начало действия центров парообразования и, как следствие, изменение термического сопротивления), в зависимости от различных факторов (величины теплового потока, температуры и расхода охлаждающей жидкости).

Экспериментальная установка и методика проведения измерений

Экспериментальная ПТТ была изготовлена из медной трубки с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 1$ мм

и наружным диаметром $d_{\text{нар}} = 2$ мм. Трубка длиной 1865 мм была изогнута в змеевик из семи петель, замкнутых в единый объем (рис. 1). Высота конструкции составляла 110 мм, при этом высота зоны нагрева — 50 мм, зоны транспорта — 35 мм, а зоны конденсации — 45 мм.

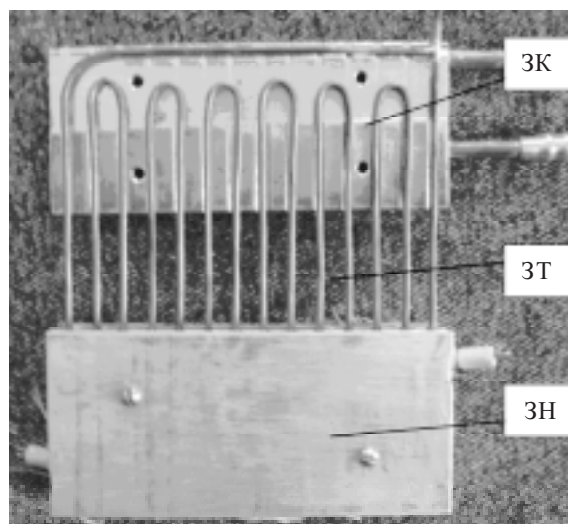


Рис. 1. Конструкция экспериментальной ПТТ:
ЗН — зона нагрева; ЗТ — зона транспорта; ЗК — зона конденсации

Температурное поле ПТТ измерялось медь-константановыми термопарами, показания которых в режиме реального времени выводились на экран персонального компьютера через аналогово-цифровой преобразователь. Такое устройство позволяло непрерывно в течение всего эксперимента наблюдать изменение температурного поля ПТТ, а также четко фиксировать момент начала пульсаций температуры.

Перед началом исследований внутренняя полость ПТТ очищалась и дегазировалась с последующей проверкой на герметичность. После этого ПТТ вакуумировалась с помощью специально оборудованного вакуумного стенда [8]. Заправка ПТТ теплоносителем производилась на этом же стенде, степень заполнения составляла 50% от внутреннего объема ПТТ. В качестве теплоносителя использовалась дистиллированная деаэрированная вода.

На рис. 2 представлена схема установки для исследования теплопередающих характеристик ПТТ. Подвод теплоты к зоне нагрева осуществлялся с по-

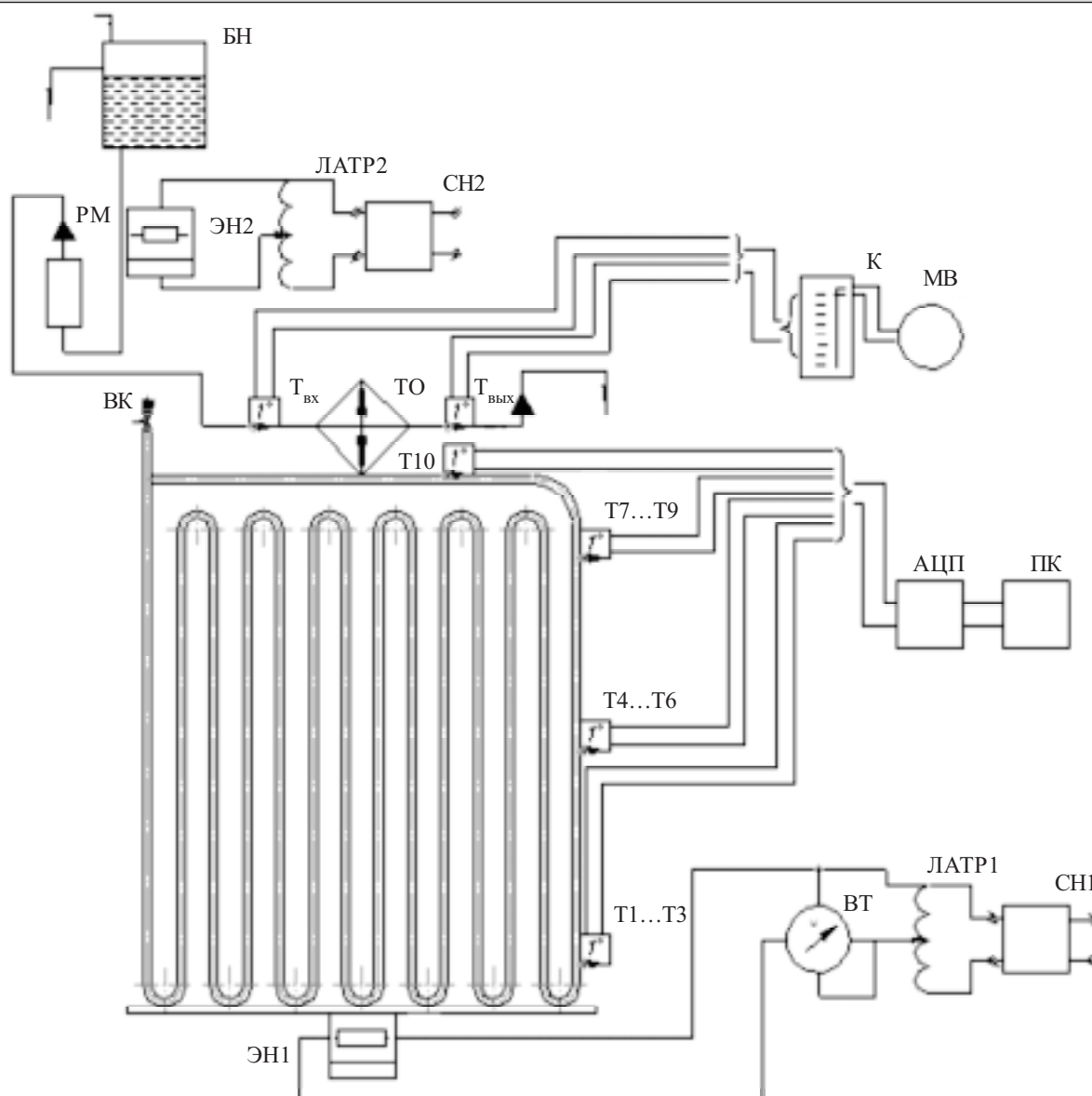


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки

ВК — вакуумный кран; ВТ — ваттметр; БН — напорный бак; К — коммутатор; ПК — персональный компьютер; ЛАТР — лабораторный автотрансформатор; ЭН — электронагреватель; МВ — милливольтметр; РМ — ротаметр; СН — стабилизатор напряжения; T1...T10 — медь-константановые термопары; T_{вх}, T_{вых} — хромель-алюмелевые термопары; ТО — теплообменник; АЦП — аналого-цифровой преобразователь

мощью нагревателя специальной конструкции, состоящего из двух частей, между которыми располагалась ПТТ. Зона конденсации также представляла собой конструкцию из двух отдельных пластин с припаянными трубками, по которым подавалась охлаждающая вода из напорного бака. Для уменьшения термического сопротивления между ПТТ и электронагревателем, а также между ПТТ и конденсатором, наносилась теплопроводная паста КПТ-8. Подача теплового потока на электронагреватель производилась с помощью ЛАТРа РНО-250-2-М и измерялась ваттметром Д5088 с классом точности 0,2.

Температура воды на входе в конденсатор поддерживалась постоянной (в интервале от 20 до 40°C) с помощью нихромового нагревателя, намотанного на

подводящую трубку. Расход охлаждающей жидкости G фиксировался расходомером, который был предварительно оттарирован. Температура охлаждающей жидкости на входе в конденсатор ($t_{вх}$) и на выходе из него ($t_{вых}$) измерялась хромель-алюмелевыми термопарами. Величина реально отводимого теплового потока рассчитывалась как

$$Q_{отв} = G C_p (t_{вых} - t_{вх}), \quad (1)$$

где C_p — теплоемкость воды для данного диапазона температуры.

С целью минимизации тепловых потерь в окружающую среду рабочий участок теплоизолировался базальтовым волокном.

По показаниям термопар, установленных в различных зонах, рассчитывались средние значения тем-

пературы в зонах нагрева ($\bar{t}_{\text{зн}}$) и конденсации ($\bar{t}_{\text{зк}}$), после чего рассчитывалось термическое сопротивление

$$R_{\text{ПТТ}} = \frac{\Delta t}{Q_{\text{отв}}} = \frac{\bar{t}_{\text{зн}} - \bar{t}_{\text{зк}}}{Q_{\text{отв}}} \quad (2)$$

Результаты исследований

Проведенные исследования показали, что начало эффективной работы ПТТ наступало только когда подводимый тепловой поток Q был не меньше некоторой минимальной величины Q_{min} , при которой могли активироваться центры парообразования в зоне нагрева. При $Q < Q_{\text{min}}$ температура зоны нагрева ПТТ монотонно повышалась до установления стационарного состояния (рис. 3, а).

При небольших тепловых нагрузках стационарный режим достигался за 30—40 мин и характеризовался значительными перепадами температуры между зонами нагрева и конденсации (до 180°C). После начала активации первых центров парообразования в результате выталкивания части теплоносителя в зону конденсации перепад температур между зонами теплообмена резко снижался примерно в три раза. Время выхода на стационарный режим было минимальным и не превышало двух минут (рис. 3, б).

В пульсационной тепловой трубе можно выделить на два режима теплопередачи (рис. 4). Первый режим соответствует низким тепловым потокам и характеризуется теплопереносом за счет, в основном, теплопроводности стенки и конвекции паровой и жидкой фаз. В этом режиме при небольших тепловых нагрузках иногда наблюдались небольшие колебания температуры в зоне транспорта, обусловленные, вероятно, расширением паровой фазы и вытеснением теплых столбиков жидкости из зоны нагрева в зону транспорта. В зонах нагрева и транспорта температура монотонно возрастала, в то время как в зоне конденсации она оставалась практически постоянной, что хорошо видно на рис. 4 в области первого режима. При этом интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева была сравнительно низкой ($< 200 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$), и ПТТ практически не передавала тепловую энергию.

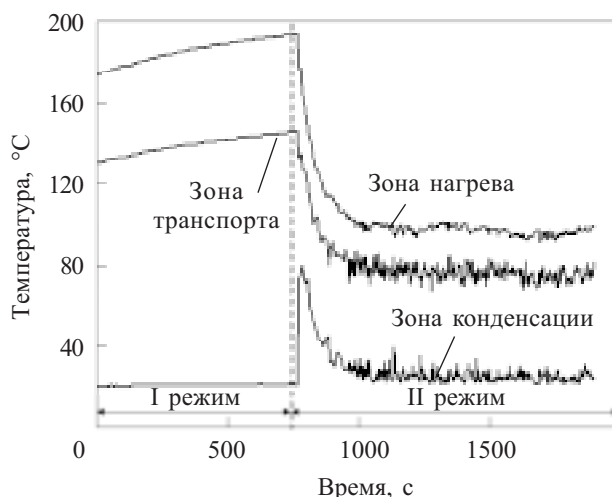


Рис. 4. Зависимость температуры ПТТ от времени

Начало второго режима характеризовалось резким снижением температуры зон нагрева и транспорта с одновременным скачком температуры в зоне конденсации. Интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева резко возрастала примерно в пять раз. При этом появлялись пульсации температуры во всех зонах ПТТ, что свидетельствовало об активации центров парообразования в зоне нагрева. В результате роста парового пузыря возникала движущая инерционная сила, которая выталкивала нагретую жидкость в зону конденсации, где часть паровой фазы конденсировалась. Поскольку ПТТ является замкнутой системой, холодная жидкость из зоны конденсации перемещалась в зону нагрева соседней петли. Такие процессы периодически повторялись при изменении плотности теплового потока и интенсивности охлаждения зоны конденсации.

Переход от первого режима работы ко второму сопровождался нестабильной работой ПТТ (рис. 5). Рассмотрим процесс такого перехода.

Температура стенки в зоне нагрева существенно превышала температуру насыщения, которая определялась по давлению внутри ПТТ. Давление в тепловых трубах общепринято определять по среднему значению температуры в адиабатной зоне. Для пульсиру-

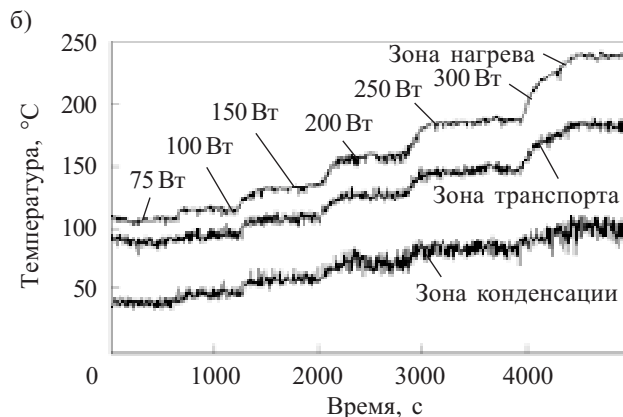
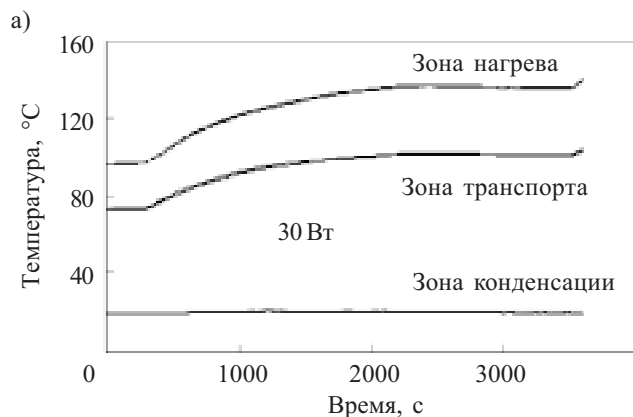


Рис. 3. Изменение температуры при выходе ПТТ на стационарный режим: а — до начала пульсаций ($Q < Q_{\text{min}}$); б — после начала пульсаций ($Q \geq Q_{\text{min}}$)

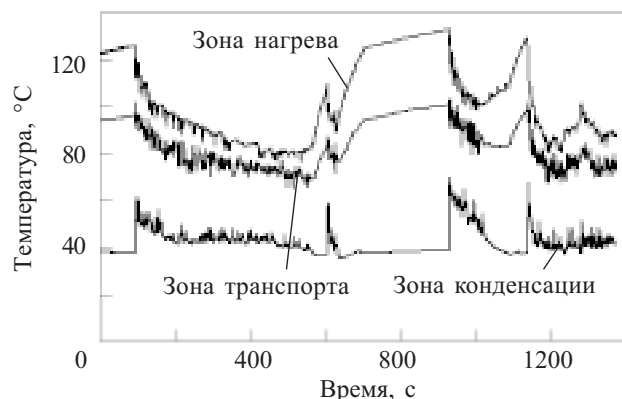


Рис. 5. Характерная картина переходов от одного режима работы к другому

ющих тепловых труб это также правомерно, в данном случае это зона транспорта. Давление насыщения в ПТТ при температуре 20°C не превышает $2,3 \cdot 10^3$ Па, что на два порядка ниже атмосферного, и по мере увеличения теплового потока оно возрастает.

Для активации центра парообразования на внутренней теплоотдающей поверхности зоны нагрева ПТТ необходимо создать некоторый перегрев жидкости по сравнению с температурой насыщения. В перегретом пограничном слое зарождение и начало роста парового пузыря происходит при некоторой минимальной разности между температурой поверхности нагрева $T_{ст}$ и температурой насыщения жидкости T_s . Связь перепада температуры начала кипения с критическим радиусом зародыша R_k описывается следующей зависимостью [9, с. 35; 10]:

$$\Delta T_{ст} = T_{ст} - T_s = \frac{2\sigma T_s}{r\rho'' R_k}, \quad (5)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения;

r — теплота парообразования;

ρ'' — плотность пара;

R_k — критический радиус парового пузыря.

Обычно критический радиус парового пузыря принимается равным размеру впадины на шероховатой поверхности. Чем ниже уровень шероховатости, тем больший перегрев необходимо создать, чтобы активировался центр парообразования и режим из конвективного, с низкой интенсивностью теплообмена, перешел в пузырьковый с высокими коэффициентами теплоотдачи.

Зависимость (5) справедлива лишь для равномерно перегретой жидкости и по сравнению с реальным процессом кипения жидкости на поверхности нагрева дает заниженные результаты. Процесс зарождения парового пузыря в стесненных условиях, которые имеют место в ПТТ, отличается от условий кипения в большом объеме. К наиболее существенным отличиям также можно отнести то, что зона нагрева лишь частично заполнена жидкой фазой. В зависимости от степени заправки системы теплоносителем длина участков жидкой и паровой фаз внутри ПТТ может быть различной. Паровая фаза в зоне нагрева, по всей вероятности, может занимать больший объем, чем жидкая. Поскольку в паре «медь—вода» смачивание близ-

ко к идеальному, на участках с паровой фазой можно предполагать существование тонкого микрослоя жидкости, с которого интенсивно испаряется теплоноситель. Согласно закону Фурье, количество теплоты Q , передаваемое в паровую фазу через тонкий микрослой жидкости, определяется следующей зависимостью:

$$Q = \frac{\lambda_{ж}}{\delta_{мс}} F \Delta t, \quad (6)$$

где $\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности микрослоя жидкости;

$\delta_{мс}$ — толщина микрослоя жидкости;

F — площадь поверхности теплообмена;

Δt — перепад температуры по толщине микрослоя.

Так как толщина микрослоя жидкости небольшая (от единиц до десятков микрон), эти участки с паровой фазой могут отводить достаточно большие тепловые потоки. При этом происходит как бы переток теплоносителя из участка с жидкой фазой в паровое пространство, что затрудняет формирование условий возникновения центров парообразования в жидкости. Наличие таких условий теплообмена, а также пониженного давления и действия капиллярных сил, приводит к увеличению перепада температуры начала кипения $\Delta T_{ст}$. Действительно, на рис. 5 видно, что начало активации первых центров парообразования произошло при $\Delta T_{ст} \approx 30^\circ\text{C}$. Далее пульсирующий характер работы ПТТ сопровождался монотонным снижением средних температур зон нагрева и транспорта, в то время как в зоне конденсации средняя температура оставалась примерно на одном уровне. Давление внутри ПТТ снижалось, это приводило к прекращению действия центров парообразования, условия передачи тепловой энергии по длине ПТТ ухудшались, а температура в зоне нагрева начинала повышаться. При достижении перегрева $\Delta T_{ст}$ опять возникал паровый пузырь. Такие периодические изменения характера теплообмена продолжались во время переходного режима. Увеличение теплового потока вплоть до максимального значения приводило к стабильному переходу во второй режим работы ПТТ, когда пульсации температуры наблюдались во всех зонах.

В результате расчетов были получены зависимости термического сопротивления ПТТ от величины передаваемого теплового потока, представленные на рис. 6. Из рисунка видно, что при высоких значениях передаваемого теплового потока изменение температуры воды на входе в конденсатор $t_{вх}$ и ее расхода G не оказывало какого-либо существенного влияния на величину и характер зависимости. Это соответствовало второму режиму работы ПТТ. Значение термического сопротивления в этом режиме монотонно снижалось при увеличении тепловых потоков вплоть до максимальных и не превышало $0,4^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

При небольших тепловых потоках наблюдались высокие значения термического сопротивления, что соответствовало первому режиму работы ПТТ. Условия перехода от первого режима ко второму зависят от режимных параметров G и $t_{вх}$. Увеличение температуры воды способствовало переходу работы ПТТ из режима конвекции к пульсирующему при мень-

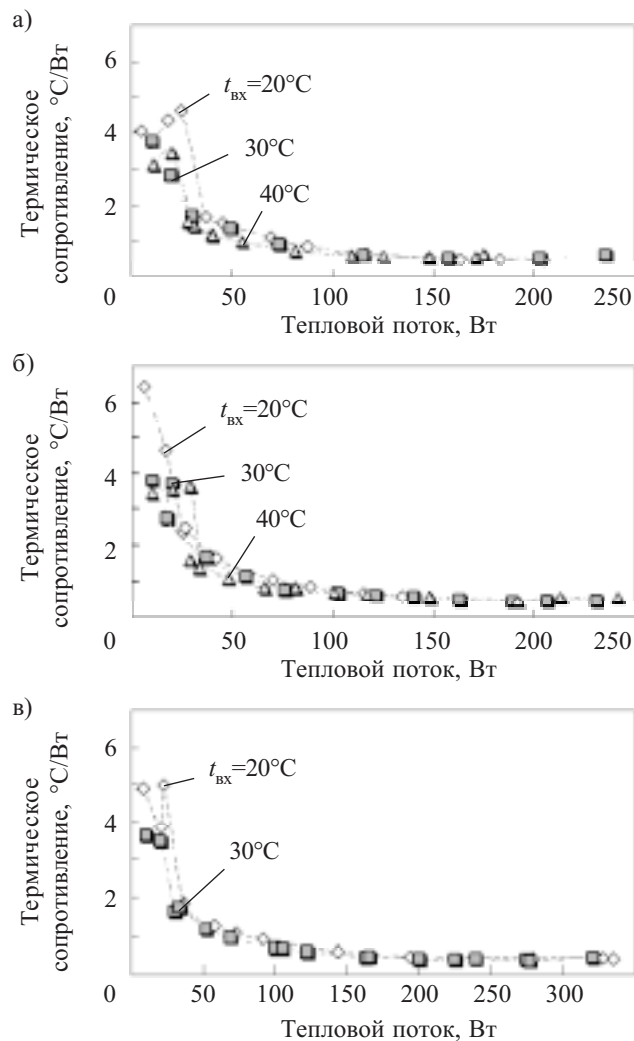


Рис. 6. Зависимость термического сопротивления ПТТ от величины передаваемого теплового потока для различных значений температуры воды $t_{вх}$ и ее расхода G : а — $1,7 \cdot 10^{-3}$; б — $2,6 \cdot 10^{-3}$; в — $4,6 \cdot 10^{-3}$ кг/с

ших тепловых потоках. Это связано с тем, что увеличение температуры в зоне конденсации приводит к повышению давления насыщения в ПТТ и, соответственно, к снижению $\Delta T_{ст}$, т. е. к активации центров парообразования уже при меньших тепловых потоках. Такое же влияние оказывало и увеличение расхода охлаждающей жидкости.

Помимо режимных факторов на величину термического сопротивления также влияют внутренний диаметр ПТТ $d_{вн}$ и количество петель змеевика при одинаковой длине [7, 11]. Для сопоставления результатов настоящего исследования с известными на рис. 7 представлены данные из [6, 12, 13], полученные для ПТТ с приблизительно одинаковыми внутренними диаметрами. Здесь видно, что в целом характер зависимостей термического сопротивления от передаваемого теплового потока, полученных в настоящей работе, хорошо согласуется с литературными данными, а имеющийся разброс значений может быть следствием различия в конструкциях ПТТ и особенностями в проведении экспериментов.

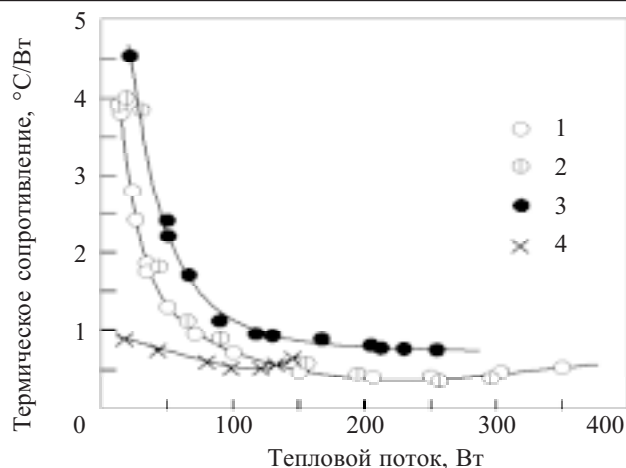


Рис. 7. Зависимость термического сопротивления от передаваемого теплового потока: 1, 2 — данные эксперимента (7 петель, $d_{вн} = 1 \cdot 10^{-3}$ м); 3 — [6, 9] (4 петли, $d_{вн} = 0,96 \cdot 10^{-3}$ м); 4 — [13] (5 петель, $d_{вн} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м)

Таким образом, ПТТ может функционировать в двух характерных режимах:

- конвективного теплообмена, при котором отсутствуют пульсации температуры в зонах подвода и отвода теплоты;
- пульсационном, при котором передача тепловой энергии происходит за счет действия центров парообразования.

Величина термического сопротивления напрямую зависит от режима работы ПТТ. Для эффективной работы системы охлаждения с ПТТ целесообразно создавать условия, соответствующие пульсационному режиму передачи тепловой энергии.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. А. с. 504065 СССР. Пульсирующая тепловая труба / Г. Ф. Смирнов, Г. А. Савченков.— 1971.
2. Pat. 4921041 US. Structure of a heat pipe / Akachi H.— 1990.
3. Pat. 5219020 US. Structure of micro-heat pipe / Akachi H.— 1993.
4. Pat. 5490558 US. L-type heat pipe / Akachi H.— 1996.
5. Khandekar S., Cui X., Groll M. Thermal performance modeling of pulsating heat pipes by artificial neural network // 12th Int. Heat Pipe Conf.— Moscow—Kostroma—Moscow.— 2002.— P. 215—219.
6. Кузнецов И. О., Смирнов Г. Ф. Экспериментальное и математическое моделирование характеристик пульсационных тепловых труб (ПТТ) // Холодильна техніка і технологія.— 2005.— № 5.— С. 61—69.
7. Кузнецов И. О. Экспериментальні дослідження та математичне моделювання теплопередавальних характеристик пульсуючих теплових труб / Автореф. дис... канд. техн. наук.— Одеса, ОДАХ.— 2006.
8. Наумова А. Н., Кравец В. Ю. Технологические аспекты изготовления плоской пульсационной тепловой трубы // Збірник наукових праць СевНУЯЕтаП.— 2009.— № 1.— С. 120—127.
9. Толубинский В. И. Теплообмен при кипении.— К.: Наук. думка, 1980.
10. Гриффитс А., Уоллис Дж. Роль состояния поверхности при пузырьчатом кипении // В кн.: Вопросы физики кипения.— М.: Мир, 1974.— С. 99—137.
11. Yang Honghai, Khandekar S., Groll M. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes // Applied Thermal Engineering.— 2008.— № 28.— P. 49—59.
12. Кузнецов И. О., Смирнов Г. Ф. Экспериментальное изучение характеристик пульсационных тепловых труб // Холодильна техніка і технологія.— 2005.— № 6.— С. 50—54.
13. Cao X., Cheng P. A novel design of pulsating heat pipes with improved performance // 13th Int. Heat Pipe Conf.— China.— 2004.— P. 302—307.