

УДК 532.54

Надані результати експериментального дослідження втрат тиску при течії теплоносія в конструкційних капілярних структурах теплових труб. Отримані дані співставленні з результатами моделювання за допомогою одно- дво- та тривимірних моделей. Розглянуто також вплив взаємодії зустрічних потоків рідини та пари в теплової трубі

Ключові слова: теплова труба, капілярна структура, втрати тиску

Представлены результаты экспериментального исследования потерь давления при течении теплоносителя в конструкционных капиллярных структурах тепловых труб. Полученные данные сопоставлены с результатами моделирования течения с помощью одно- двух- и трехмерных моделей. Рассмотрено также влияние взаимодействия встречных потоков жидкости и пара в тепловой трубе

Ключевые слова: тепловая труба, капиллярная структура, потери давления

The results of experimental research of pressure losses at the heat-carrier flow in constructional capillary structures of heat pipes are presented. The obtained data are compared with the results of flow simulation by means of one-, two- and three-dimensional models. The influence of interaction of counter-current flows of liquid and vapor in heat pipe is considered as well

Key words: heat pipe, capillary structure, pressure losses

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРО- ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИОННЫХ КАПИЛЛЯРНЫХ СТРУКТУР В ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

В. М. Батуркин

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник*

Контактный тел.: 8 (044) 517-87-21

Е. В. Шевель

Кандидат технических наук, доцент*

Контактный тел. 8 (044) 570-47-41, 8-067-786-77-63

E-mail nik28@gala.net

*Кафедра атомных электростанций и инженерной теплофизики

Национальный технический университет «Киевский политехнический институт»

1. Введение

Для создания систем охлаждения и термостабилизации электронной аппаратуры, особенно при их эксплуатации в космическом пространстве, типичным элементом являются тепловые трубы (ТТ). Опыт применения ТТ в космосе за последние 30 лет показал рациональность и преимущества применения конструкционной капиллярной структуры (КС), получаемой методом экструзии алюминиевых сплавов. На внутренней поверхности корпуса трубы формируются продольные канавки заданного профиля – прямоугольные, трапециевидные, Ω - образные, которые служат КС, а профиль сечения ТТ может быть легко приспособлен к решению конкретных практических задач. При проектировании ТТ их теплопередающие характеристики определяются с помощью расчета, в основу которого положен баланс потерь давления при

движении жидкостной и парой фазы теплоносителя. При этом капиллярный напор КС сравнивается с потерями давления трения при движении теплоносителя вдоль канавки и в паровом пространстве, гидростатическим напором и подтормаживающим напором при взаимодействии встречных потоков пара и жидкости. Потери трения в жидкой фазе зависят от гидравлического сопротивления капиллярной структуры и характеризуют ее транспортные возможности, что является одним из важнейших параметров, ограничивающих теплопередающую способность тепловых труб данного типа.

2. Постановка задачи

Целью данной работы являлась разработка методики расчета потерь давления при движении жидкости в

канавке конструкционной капиллярной структуры, а также экспериментальное определение этих потерь. В качестве исследуемых образцов рассматривались профили четырех типоразмеров (рис.1), изготовленные известными производителями ТТ в Европе.

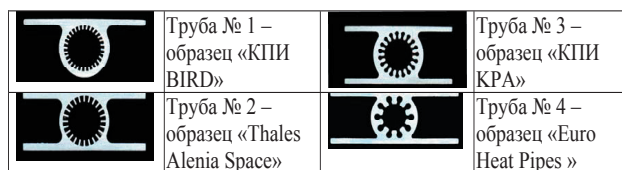


Рис. 1. Сечения рассматриваемых образцов труб

Для математического описания течения с последующим решением использовались следующие модели. Одномерная стабилизированная модель движения жидкости в трубе произвольного профиля построена на основании рекомендаций, изложенных в программе ESATAN-FHTS, ESA [1]. В этом случае потери давления Δp на преодоление сил трения при течении несжимаемой жидкости в каналах рассчитываются по формуле:

$$\Delta p = f \frac{l}{d} \rho_1 \frac{\bar{w}^2}{2}; \quad d = \frac{4A}{\text{Per}}. \quad (1)$$

Здесь \bar{w} , ρ_1 , d , l , A , Per - соответственно, средняя скорость, плотность жидкости, диаметр канала, его длина, поперечное сечение и периметр смоченного сечения, f - коэффициент сопротивления трения. Для ламинарного режима

$$f = k / \text{Re},$$

$$\text{Re} = \frac{Gd}{A\mu_1} = \frac{d\bar{w}}{\nu_1},$$

$$\bar{w} = \frac{Q}{A\rho_1} = \frac{G}{A\rho_1},$$

где k - коэффициент формы канала, в данной методике он равен значению для круглой трубы $k = 64$, G , μ_1 , ν_1 , ρ_1 - соответственно, массовый расход, динамический и кинематический коэффициенты вязкости, теплота парообразования жидкости, Q - переносимый тепловой поток.

Двухмерная модель стабилизированного движения жидкости в трубе произвольного профиля построена на основании решения уравнения Навье - Стокса для скорости $w_z(x, y)$ вдоль оси z вдоль, которой происходит течение жидкости за счет перепада давлений по длине канала:

$$\mu \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2)$$

Граничными условиями для этого уравнения являются:

$$w_z = 0 \quad \text{- на поверхности канала,}$$

$\mu_1 \frac{\partial w_z}{\partial x} = 0$ - на оси симметрии по оси y (если канал симметричный),

Для ламинарного, переходного или турбулентного режима течения пара могут быть использованы следующие граничные условия на поверхности раздела жидкость - пар:

$$\mu_1 \frac{\partial w_z}{\partial n} = -f \frac{\rho_v \bar{w}_v^2}{2},$$

где f - коэффициент сопротивления трения, зависящий от режима течения парового потока, \bar{w}_v - средняя скорость пара теплоносителя, n - нормаль к поверхности раздела «жидкость-пар».

При моделировании течения жидкости в канавке, ее контакт с паровым объемом заменялся на контакт с твердой стенкой, что несколько отличается от реальных условий течения в ТТ, но соответствует условиям проведения экспериментальных исследований, выполненных в данной работе.

Для решения уравнения (2) использовались программные пакеты HEAT-90 разработки НТУУ «КПИ» [2] и TAS, США [3].

Трехмерная модель стабилизированного движения жидкости в трубе произвольного профиля построена на основании полномасштабного решения уравнения Навье-Стокса для трех составляющих скорости w (x , y , z) по всем осям с учетом начального гидродинамического участка. Подробное описание используемых уравнений и упрощений приведено в инструкции [4].

При моделировании исходные геометрические данные основывались на идеализированных формах сечения канавок, которые брались из чертежей производителей профилей. Однако проведенные нами измерения реальных изделий выявили некоторые отклонения от заявленных размеров и формы профиля сечения, что, очевидно, является следствием особенностей процесса экструзии. Отклонения формы и размеров сечения капиллярных каналов приводит к неопределенности при задании исходных данных в расчетных моделях и, следовательно, к необходимости экспериментального определения гидравлических характеристик КС.

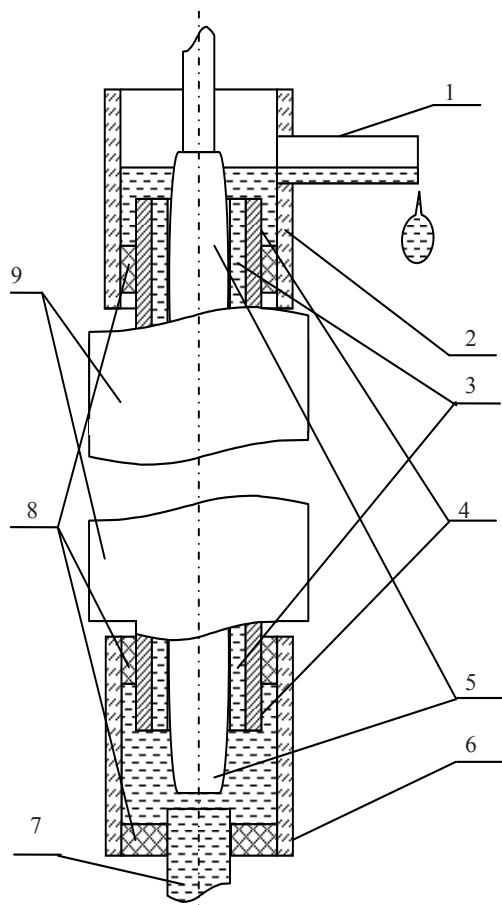
3. Экспериментальное исследование и моделирование

При проведении экспериментального исследования гидравлических характеристик конструктивных КС необходимо было обеспечить прохождение жидкости исключительно по капиллярам, а также исключить влияние всех паразитных гидравлических сопротивлений, которые могут возникнуть в экспериментальной установке (при подводе и отводе жидкости, потерь давления на трение в циркуляционном контуре и т.д.).

Для проведения опытов по определению гидравлических характеристик тепловых труб с канавчатой капиллярной структурой собрана экспериментальная установка, обеспечивающая движение жидкости через рабочий участок при заданном перепаде давлений. Рабочий участок (рис.2) представлял собой отрезок исследуемой трубы 4 с входной 6 и выходной 2 камерами. Внутрь трубы помещался резиновый баллон 5, который при подаче в него воздуха под давлением, заполнял всю внутреннюю полость, за исключением ка-

пилляров. Таким образом обеспечивалось протекание жидкости исключительно по капиллярным канавкам.

Рабочий участок включался в открытый циркуляционный контур экспериментальной установки (рис.3). Движущий напор создавался гидростатическим столбом жидкости Н в напорном цилиндре 2, регулируемым зажимами 4-8. Давление воздуха в баллоне 5 создавалось компрессором 17 и контролировалось манометром 16. Масса жидкости в мерном цилиндре 12 определялась на электронных весах с точностью измерения 0,1 г, а время – секундомером с точностью 0,1 с. Температура рабочей жидкости определялась по показаниям терморпары, расположенной в выходной камере 2.

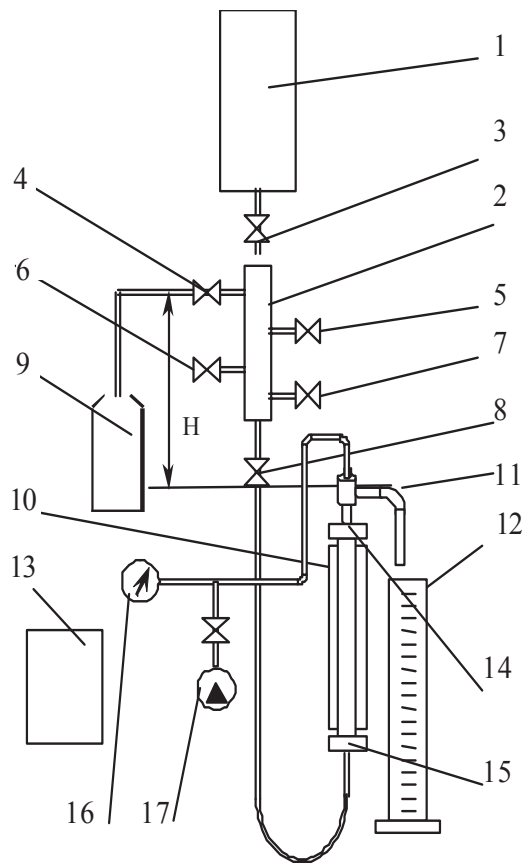


1 - сливной патрубков; 2 – выходная камера; 3 – канавки капиллярной структуры; 4 – цилиндрическая часть корпуса тепловой трубы; 5 – резиновый баллон; 6 – входная камера; 7 – входной патрубков; 8 - резиновые уплотнения; 9 – фланцы корпуса тепловой трубы

Рис. 2. Рабочий участок установки

Определение гидравлических характеристик каналов ТТ было проведено с учетом потерь давления в подводящих трубопроводах для 4-х профилей: два профиля - разработки Национального технического университета Украины «КПИ» с прямоугольными (КПИ ВІRD) и Ω-образными канавками (КПИ КРА), по одному профилю бельгийской фирмы Euro Heat Pipes (EHP, Ω- образные канавки) и французской фирмы

Thales Alenia Space (TAS, трапецевидные канавки). Диапазон перепада давлений составил 1000 – 2000 Н/м², расходов рабочей жидкости – дистиллированной воды (0,8 – 12) 10⁻⁶ м³/с.



1 - расходная емкость; 2 - напорный цилиндр; 3 - кран; 4,5,6,7,8 - зажимы; 9 - емкость для сбора избытка жидкости; 10 - опытный элемент; 11 - сливное устройство; 12 - мерный цилиндр; 13 - емкость для сбора жидкости; 14 - выходная камера со сливным устройством; 15 - входная камера; 16 - манометр; 17 - компрессор

Рис. 3. Экспериментальная установка

Испытания основывались на измерении объемного расхода жидкости, протекающей по капиллярам при заданном перепаде давлений. Конфигурация поперечного сечения капилляра образовывалась телом канавки и внутренним баллоном, блокирующим открытую ее часть.

Для учета потерь напора в подводящих трубопроводах проводилась отдельная серия опытов по определению этого параметра. В результате для получения перепада давлений на концах исследуемого образца из общей величины потери напора вычиталась потеря напора в подводящих трубопроводах при заданном расходе рабочей жидкости.

Экспериментальные данные по определению гидравлических характеристик рассматриваемых профилей представлены на рисунках 4-7. Здесь же показаны и результаты расчетов по одно- (1-D), двух- (2-D) и трехмерным (3-D) моделям.

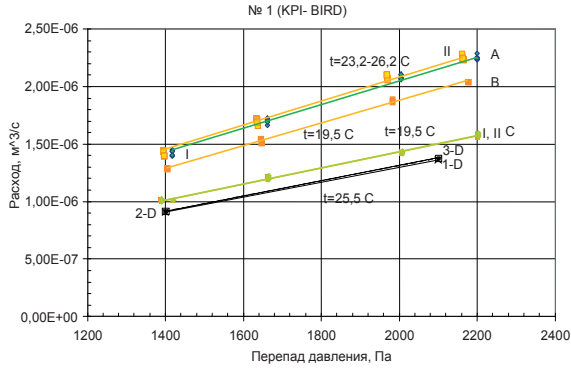


Рис. 4. Результаты исследования профиля КПИ BIRD

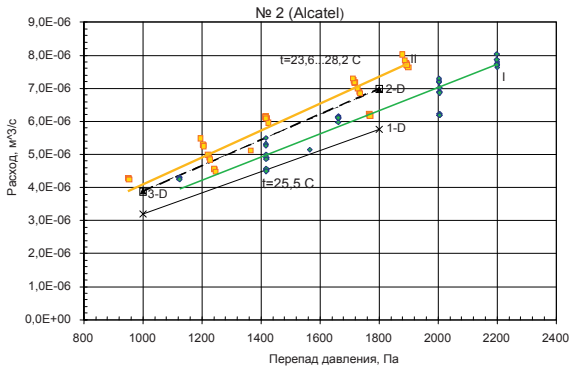


Рис. 5. Результаты исследования профиля TAS

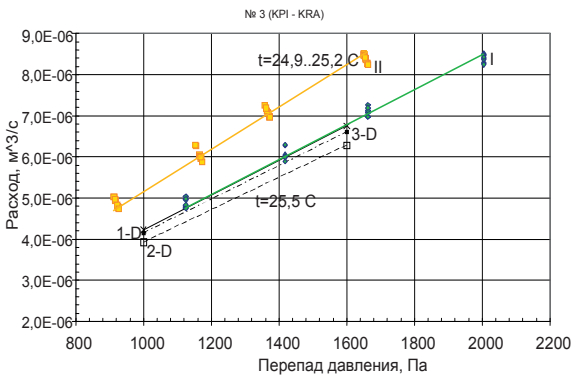


Рис. 6. Результаты исследования профиля КПИ KRA

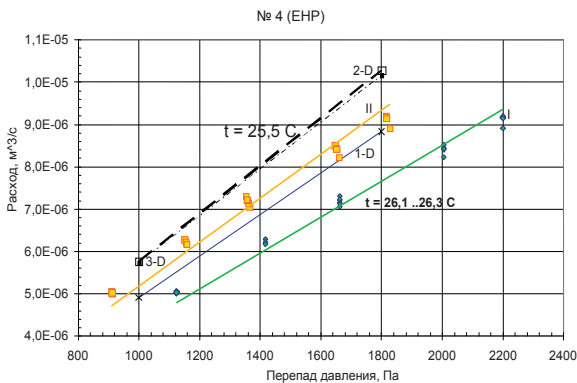


Рис. 7. Результаты исследования профиля ENP

Анализ графиков указывает на хорошую сходимость результатов расчетов по двух- и трехмерным моделям и расхождение до 20% с результатами расчета по одномерной модели для профилей TAS и ENP. Данное расхождение обусловлено особенностями конфигурации профиля, в частности – расширением канала в паровое пространство, что увеличивает смоченный периметр и уменьшает гидравлический диаметр. Экспериментальные данные хорошо согласуются с расчетными для образца TAS и имеют расхождение для других образцов профилей.

В результате моделирования и решения задач были получены данные по перепаду давлений в капиллярах, а также по распределению скоростей в поперечных сечениях капилляров при двух- и трехмерном моделировании. Пример сеточной модели и распределение скорости жидкости в сечении при двухмерном моделировании и распределение скорости в выходном сечении канала при трехмерном моделировании для профиля ENP показаны на рисунке 8.

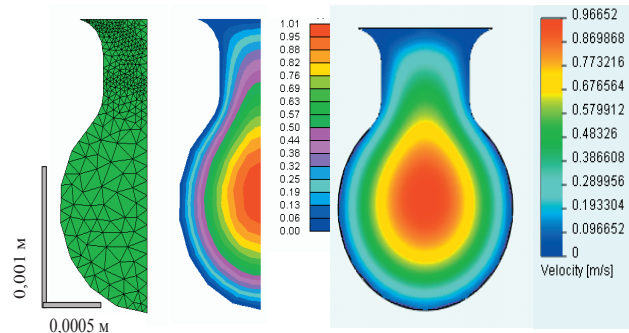


Рис. 8. Сеточная модель и распределение скорости в профиле ENP при двух- и трехмерном моделировании

Исходные экспериментальные данные можно свести к одинаковым условиям, приведенным к одной длине канала и температуре эксперимента. С этой целью, выражение для расчета перепада давлений в зависимости от средней скорости при ламинарном течении в канале (1) может быть преобразовано следующим образом:

$$\Delta p = f \frac{l}{d} \rho_1 \frac{\bar{w}^2}{2} = \frac{1}{2} \frac{k}{Re} \frac{l}{d} \rho_1 \left(\frac{\bar{V}/N}{A} \right)^2 = \frac{k \mu_1}{2} \frac{l}{d^2} \frac{\bar{V}/N}{A}$$

$$f = \frac{k}{Re}; \bar{w} = \frac{\bar{V}/N}{A}; Re = \frac{Gd}{\mu_1} = \frac{d \bar{w}}{\nu_1}$$

$$\frac{\Delta p}{\bar{V}/N} = \frac{k \mu_1}{2} \frac{l}{Ad^2}; k = 2Ad^2 \frac{\Delta p}{\bar{V}/N} \left(\frac{1}{\mu_1 l} \right)$$

где \bar{V} , – объемный расход теплоносителя через экспериментальный образец, N – количество канавок в профиле k – коэффициент формы данного профиля канавки.

Значения $\Delta p / (\bar{V}/N)$ находятся по экспериментальным данным, динамический коэффициент вязкости – по температуре эксперимента, длина канала соответствует размеру образца. Результаты экспериментов были обработаны относительно значений k – коэффициента формы в выражении для коэффициента трения (табл. 1).

Таблица 1

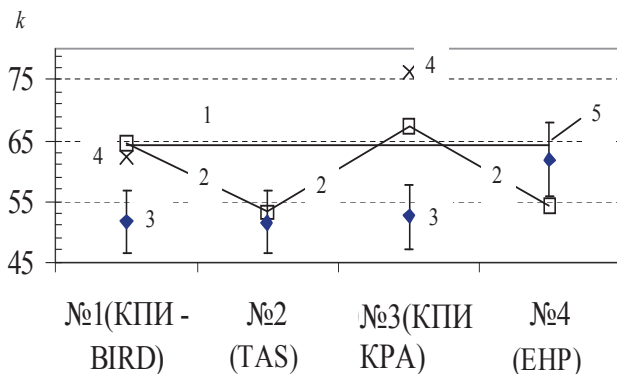
Обработка данных по определению гидравлических характеристик каналов

Профиль	$\Delta p / \bar{V}$	l	T	T _{средн}	μ_l	$\frac{k}{2Ad^2}$	d	A	k	R ²
	10 ⁻¹⁰ , м ³ /(с·Па)	м	°C	К	10 ⁻³ , Па·с	10 ¹⁴ , м ⁻⁴	10 ⁻³ , м	10 ⁻⁶ , м ²	-	-
№1 (КПИ - BIRD)	7,01	0,296	19-19,3	292	1,034	1,467	0,633	0,462	54,3	0,99
№2 (TAS)	40,9	0,277	23,5-28,2	299	0,878	0,241	0,97	1,133	51,5	0,92
№3 (КПИ - КРА)	51,5	0,28	24,9-25,2	298	0,895	0,147	1,083	1,516	52,3	0,99
№4 (ЕНР)	51,9	0,3	26,1-26,3	299	0,873	0,736	1,37	2,240	61,9	0,98

Поскольку экспериментальные данные имеют некоторое расхождение в значениях $\Delta p / (\bar{V} / N)$, связанное с характером проведения исследований, значение k рассчитано на основании среднеквадратичной линейной аппроксимации этой функции. Значение коэффициента смешанной корреляции R² для линейной аппроксимации составило 0,92 - 0,98 для 4 профилей ТТ.

4. Анализ результатов

Экспериментальные значения коэффициента k для исследуемых профилей, а также соответствующие ему значения, полученные расчетным путем на основании 1, 2 и 3 мерных моделей, обобщены на диаграмме (рис. 9). Здесь также представлены данные по значениям этого коэффициента для прямоугольных каналов, взятые из [5].



1 - расчеты по рекомендациям ESA на основе одномерной модели с использованием гидравлического диаметра; 2 - расчеты по 2 и 3-мерным моделям; 3 - экспериментальные значения; 4 - значения по [5] для прямоугольных каналов при соотношении сторон 2:1 (профиль КПИ BIRD) и 5:1 (профиль КПИ КРА имеет 3,5:1); 5 - погрешность эксперимента связанная с колебаниями температуры.

Рис. 9. Сравнение экспериментальных и расчетных значений коэффициента формы канала k

Из представленных результатов видно, что экспериментальные и расчетные значения коэффициента k близки к значениям из литературных источников, что говорит об адекватности применяемых моделей и используемой методики проведения экспериментов.

Расчеты по 2-х и 3-мерным моделям отражают влияние конфигурации профиля на коэффициент k. Таким образом, расчет по рекомендациям ESATAN/FTHS [4] должен учитывать действительное значение коэффициента k, которое можно получить, используя 2(3)-мерное моделирование, или экспериментальным путем.

Экспериментальные и расчетные данные согласуются с точностью от 4 до 30 %. Вероятная причина расхождений различна для профилей каждого типа. Так для профилей КПИ BIRD и КПИ КРА меньшее экспериментальное значение k обусловлено возможностью неполного блокирования парового канала баллоном, поскольку именно данные профили имеют наибольшие отклонения в геометрии сечения от номинальных размеров и, очевидно, нерегулярность этих характеристик по длине. Неполное блокирование приводит к появлению дополнительных каналов для движения жидкости и увеличению расхода при том же перепаде давлений.

Профиль ЕНР характеризуется относительно большой шириной канавки, выходящей в паровое пространство, что делает более вероятным частичное проникновение в нее материала баллона и уменьшение проходного сечения. Уменьшение на 10 % проходного сечения при той же величине смоченного периметра приводит к уменьшению гидравлического диаметра канавки на те же 10 %. Поскольку перепад давления обратно пропорционален гидравлическому диаметру в 4-й степени ($\Delta p \sim k/d_h^4$), то в данном случае при том же значении Δp коэффициент k увеличится в 1,14= 1,46 раз.

Более тщательный контроль блокирования парового пространства в условиях данного эксперимента не представлялся возможным ввиду большой трудоемкости и ненадежности.

5. Влияние взаимодействия встречных потоков жидкости и пара

Как было отмечено ранее, одной из составляющих баланса давлений является подтормаживающий напор, возникающий при взаимодействии встречных потоков пара и жидкости, который при высоких скоростях пара имеет существенное значение.

В классической теории тепловых труб взаимодействие потоков жидкости и пара оценивается критерием Вебера We, приравнивая который 1, находится максимальный аксиальный тепловой поток $q_{кр}$:

$$We = \frac{\rho_v \bar{w}_v^2}{2\pi\sigma/z}$$

$$q_{кр} = \sqrt{\frac{2\pi\sigma\rho_v r^2}{z}}$$

Наиболее проблемным в использовании критерия Вебера есть геометрическая величина z , которая характеризует капиллярный размер поверхности взаимодействия жидкости и пара теплоносителя. Теоретическое исследование этого вопроса предложено в [6] для каналов, имеющих сечение в виде прямоугольника. Но такие каналы не всегда оптимальны при использовании, более целесообразными могут быть каналы с сечением в виде трапеций, треугольников и более сложной формы. Для таких каналов аналитического решения не существует, поэтому разработка более универсальных подходов имеет существенное практическое значение

Использование конечно-элементных (КЭ) и конечно-разностных (КР) пакетов программ дает возможность решить эту задачу для произвольной формы канала и заданной формы жидкостного мениска.

Для примера рассмотрим применение данного подхода при решении задачи взаимодействия жидкостного и парового потоков для той же формы канала, что и в [6] - прямоугольной, с использованием аммиака в качестве рабочего тела. Объектом расчета является тепловая труба с капиллярной структурой в виде 30 канавок глубиной 0,001 м и шириной 0,00046 м, диаметр парового пространства – 0,008 м. Тепловая труба передает тепловой поток мощностью 90 Вт, при этом имеем следующие значения средней скорости пара и жидкости в зависимости от температуры насыщения (табл.2).

Таблица 2

Исходные данные по средней скорости жидкости и пара							
Температура, К	213	233	253	273	293	313	333
средняя скорость пара, м/с	5,790	2,069	0,841	0,415	0,228	0,137	0,089
средняя скорость жидкости, 10 ⁻² м/с	0,626	0,6764	0,737	0,8115	0,906	1,0312	1,207

При данных условиях с ростом температуры критерий Re для жидкости изменяется от 10 до 50, а для пара находится на уровне 1500 – 1200. Все эти значения соответствуют ламинарному режиму течения как для жидкости, так и для пара.

Численные модели реализованы в формате программных комплексов TAS [3] и HEAT-90 разработки НТУУ «КПИ» [2]. Поскольку канал является симметричным, результаты получены для половины канала, разделенного по оси симметрии. На рисунке 10 показано распределение скорости жидкости в поперечном сечении канала при разной скорости пара. Из рисунка видно, что начальный профиль (при скорости 0 м/с) является симметричным, и на открытой поверхности

жидкости находится максимум его скорости. С увеличением скорости пара скорость жидкости на поверхности уменьшается и при значении $\bar{w}_v = 4-5$ м/с появляется возвратное движение жидкости. Это также видно из графика зависимости скорости жидкости на оси канала от его высоты (рис. 11).

Аналогичный подход можно использовать и для капиллярных каналов более сложной непрямоугольной формы, например Ω -образной, трапецевидной, а также для моделирования поверхности жидкости в канале не плоской, а образующей мениск.

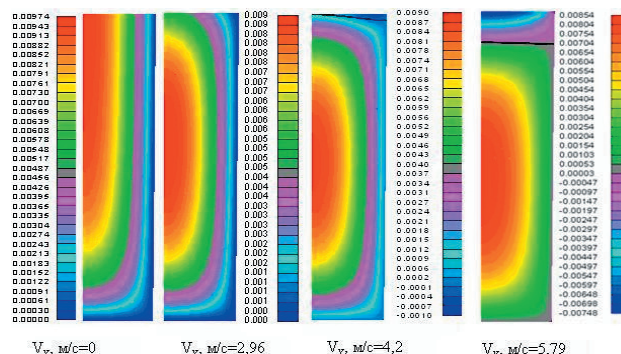


Рис. 10. Распределение скорости в поперечном сечении $w(x,y)$ прямоугольного канала с учетом воздействия встречного потока пара. Линия - изотаха $w = 0$ м/с

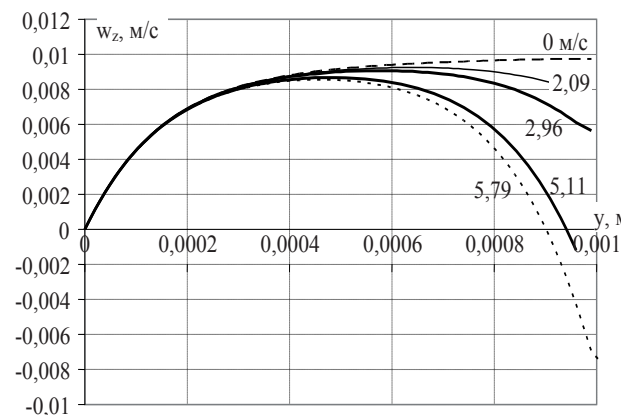


Рис. 11. Осевое распределение скорости жидкости по оси симметрии по высоте канала при различных значениях скорости встречного потока пара

Появление обратного течения на поверхности жидкостного мениска уменьшает общий расход жидкости (на 30 % при температуре -60°C). Это явление наиболее существенно в температурном диапазоне -60...-40°C при использовании аммиака.

6. Выводы

Впервые проведено экспериментальное определение потерь давления при течении жидкости в каналах современных конструкций тепловых труб европейских производителей с 4 типами продольных канавок прямоугольного, трапецевидного и омега-образного вида. Эти исследования позволили экспериментально

определить суммарное гидравлическое сопротивление и коэффициент формы для каждого вида канавок в уравнении для расчета потерь давления. Также показано, что величина суммарной площади жидкостного сечения при заданном диаметре тепловой трубы может быть получена при использовании канавок как традиционной геометрии (трапециевидные канавки), так и более сложных при изготовлении Ω -образных канавок.

Для рассмотренных конструкций ТТ определена функция зависимости расхода теплоносителя от перепада давлений с помощью математических моделей разного уровня: одно- и двухмерных моделей и трехмерной модели с участком стабилизации течения.

Сравнение результатов расчетов численного моделирования дало возможность уточнить коэффициент формы при определении гидравлического сопротивления по одномерной модели, как наиболее часто используемой, для трех наиболее типичных конфигураций канавок – прямоугольной, трапециевидной и Ω -образной.

Использование конечно-элементных (КЭ) и конечно-разностных (КР) программ позволило определить влияние встречного потока пара на движение жидкости в капиллярных каналах открытого типа. Показано, что касательные напряжения, возникающие на поверхности жидкости, могут приводить к возвратным течениям в части сечения канала и, как следствие, к уменьшению расхода жидкости, что в свою очередь снижает максимально передаваемый тепловой поток. При определенных условиях данное снижение может достигать 30%.

Материалы статьи подготовлены по программе проекта КНЕС-НКАУ-ИНТАС (Ref. Nr 06-100024-8916) и индивидуальному плану подготовки докторской диссертации В.М. Батуркина.

В выполнении расчетов по моделированию приняла участие магистранта НТУУ «КПИ» О.С. Горашенко.

Литература

1. ESATAN User Manual. ALSTOM Power Technology Centre, Whetstone, Leicester, UK, UM-ESATAN-004, ESATAN 8.9, April 2003, p. 4-13 - 4-33
2. V. Baturkin, L. Bondar, K. Shcoda. Thermal regimes simulation of ramified heat pipes communication by finite element method. Proceedings of the 25th International conference on environmental systems ICES-95, San-Diego, USA, 1995, SAE Technical Series No 951553, - 5 p.
3. TAS-Thermal analysis system. User's manual. Harvard Thermal Inc., Document HTTAS: 09, January 2003, www.HarvardThermal.com
4. Алямовский А.А. и др. SolidWorks – компьютерное моделирование в инженерной практике. Санкт Петербург, БХВ, 2005, ISBN 5-94157-558-0, с. 170-173
5. Справочник по теплообменникам, в двух томах, /Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. - М.: Энергоатомиздат, 1987, том 1, стр.126-127
6. Хуфшмидт, Бурк, Кола, Гофман. Влияние касательных напряжений, возникающих при движении пара на ламинарный поток жидкости в капиллярах тепловых труб. В книге «Тепловые трубы» под редакцией Шпильрайна Э.Э, Издательство «Мир», 1972, с. 203-243.