

УДК 629.78.048.7

DOI: 10.24160/1993-6982-2022-1-51-57

Влияние неконденсирующегося газа на диапазон регулирования тепловых труб переменной проводимости

Н.М. Савченкова, Ю.В. Панин, И.О. Кузнецов, К.А. Гончаров, А.Е. Холяков

Одна из важных задач при разработке и изготовлении тепловых труб (ТТ) — определение их тепловых параметров с учетом заданной геометрии и массы теплоносителя. Она усложняется, когда в тепловой трубе, помимо теплоносителя, появляется составляющая в виде неконденсирующегося газа (НГ), принудительно введенного для регулирования. Это требует создания модели процессов переноса для конструкций газорегулируемых тепловых труб (ГРТТ) на базе широко распространенных аксиальных тепловых труб (АТТ), где корпус и капиллярная структура изготавливаются методом экструзии как одно целое, и ее верификации с разработанными конструкциями.

Рассмотрены варианты моделирования работы ТТ с аксиальными канавками при различных массах неконденсирующегося газа с учетом теплопроводности и диффузии. Данный подход позволил не только оценить адекватность двумерной модели тепломассообмена в парогазовом фронте для конкретной конструкции ГРТТ, но и возможность использования одной и той же геометрии ГРТТ при различных массах НГ для повышения точности регулирования.

Расчет приведен для ГРТТ с аксиальными канавками, в которой объем резервуара, длина зоны испарения и конденсации заведомо определены.

Описана методика испытаний аксиальной тепловой трубы, заправленной теплоносителем и неконденсирующимся газом. Получены результаты по распределению температурных полей при режимах работы ГРТТ для случаев с минимальной (10 Вт) и максимальной (100 Вт) тепловыми нагрузками при различных температурах зоны конденсации. Сопоставлены результаты испытаний и расчетные данные, доказана их высокая сходимость.

Несмотря на то, что корректность методики была подтверждена, результат испытаний в части требований к верхней температуре регулирования является отрицательным. Требуемый диапазон составляет 15 °С вместо 32 °С фактических. Из этого сделан вывод, что геометрия анализируемой трубы при данных внешних условиях не может обеспечить диапазон регулирования от 15 до 30 °С. На основании этого предложены варианты увеличения объема резервуара без существенного изменения конструкции ГРТТ и ее внешних размеров.

Продемонстрировано, что конструкция ГРТТ с аксиальными канавками и резервуаром в виде продленного корпуса не обеспечивает диапазон регулирования более 25 °С даже при 10-кратном увеличении объема НГ в связи с влиянием паров теплоносителя, попадающих в резервуар, на температуру НГ. Предложены способы повышения точности регулирования.

Ключевые слова: газорегулируемая тепловая труба, аксиальная канавка, теплоноситель, неконденсирующийся газ, переменная проводимость.

Для цитирования: Савченкова Н.М., Панин Ю.В., Кузнецов И.О., Гончаров К.А., Холяков А.Е. Влияние неконденсирующегося газа на диапазон регулирования тепловых труб переменной проводимости // Вестник МЭИ. 2022. № 1. С. 51—57. DOI: 10.24160/1993-6982-2022-1-51-57.

The Influence of Non-Condensable Gas on the Control Range of Variable-Conductivity Heat Pipes

N.M. Savchenkova, Yu.V. Panin, I.O. Kuznetsov, K.A. Goncharov, A.E. Kholyakov

One of the important tasks to be solved in designing and manufacturing heat pipes (HP) is the determination of their thermal parameters, taking into account the specified geometry and coolant mass. The task becomes more complicated when in addition to the coolant, non-condensable gas (NG) appears in the heat pipe as a component forcedly introduced for control purposes. This generates the need to develop a model of transfer processes for the designs gas-controlled heat pipes (GCHP) based on widely used axial heat pipes (AHP), the body and the capillary structure of which are manufactured by extrusion as a whole, and to verify it with the developed structures.

Options of simulating the operation of an HP with axial grooves for various masses of non-condensable gas with taking into account thermal conductivity and diffusion are considered. This approach made it possible not only to assess the adequacy of the 2D model of heat and mass transfer in the vapor-gas front for a particular GCHP design, but also the possibility of using the same GCHP geometry with various masses of NG to improve the control accuracy.

The article presents a calculation for a GCHP with axial grooves, in which the reservoir volume and the evaporation and condensation zone lengths are predetermined.

A procedure for testing an axial heat pipe filled with a coolant and non-condensable gas is described. The results on the distribution of temperature fields in the GCHP operation modes with the minimal (10 W) and maximal (100 W) thermal loads at various condensation zone temperatures are obtained. The test results are compared with the calculated data, and a good agreement between them is shown.

Despite the fact that the correctness of the procedure has been confirmed, the test result in terms of requirements for the upper control temperature is negative. The required range is 15°C instead of its actual value equal to 32°C. A conclusion was drawn from this result that, given the existing external conditions, the considered pipe geometry cannot ensure the control range from 15 to 30°C. Based on this result, options with a larger reservoir volume without a significant change in the GCHP design and its external dimensions were proposed.

It is shown that the GCHP design with axial grooves and a reservoir in the form of an extended casing cannot ensure a control range of more than 25 °C even with a ten-fold increase in the NG volume in view of the influence the coolant vapor entering the reservoir has on the NG temperature. Methods for improving the control accuracy are proposed.

Key words: gas-controlled heat pipe, axial groove, coolant, non-condensable gas, variable conductivity.

For citation: Savchenkova N.M., Panin Yu.V., Kuznetsov I.O., Goncharov K.A., Kholyakov A.E. The Influence of Non-Condensable Gas on the Control Range of Variable-Conductivity Heat Pipes. Bulletin of MPEI. 2022;1:51—57. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2022-1-51-57.

Постановка задачи моделирования работы газорегулируемой тепловой трубы

Конфигурация газорегулируемых тепловых труб (ГРТТ) часто определяется местом расположения указанного теплоотводящего устройства в общей конструкции космического аппарата. Бывает довольно сложно подобрать место для резервуара с неконденсирующимся газом и вписать его в требуемые габариты. Недостаточный объем резервуара ведет к невозможности обеспечения заданной точности регулирования ГРТТ [1 — 5], что в дальнейшем может негативно сказаться на поддержании параметров регулирования в требуемых пределах.

Для заданной конфигурации тепловых труб (ТТ) с аксиальными канавками рассмотрен процесс моделирования работы ГРТТ в зависимости от массы заправленного неконденсирующегося газа с учетом теплопроводности и диффузии. Условия работы ТТ определены тем, что на участке испарения к ГРТТ подведен заданный тепловой поток, а на участке конденсации поддерживается температура стенки на требуемом постоянном уровне.

Моделирование процессов переноса в конвективно-диффузионной парогазовой зоне газорегулируемой тепловой трубы

Изменение концентрации пара теплоносителя — основа для построения моделей процессов переноса в конвективно-диффузионной парогазовой зоне ГРТТ и описывается следующим уравнением [6, 7]:

$$\frac{d^2 c_1}{dx^2} + \frac{1}{1-c_1} \left(\frac{dc_1}{dx} \right)^2 + \frac{1-c_1}{D_{12}\rho\omega} \frac{dG_1}{dx} = 0, \quad (1)$$

где c_1 — концентрация теплоносителя; ω — площадь поперечного сечения ГРТТ; G — массовый расход компоненты смеси; x — координата вдоль ТТ; D — коэффициент диффузии, ρ — плотность; индексы 1, 2 относятся к пару теплоносителя и неконденсирующегося газа (НГ).

Перенос массы диффузией, конвекцией, а также интенсивность поглощения или выделения компоненты смеси (источниковый член) характеризуются первым, вторым и третьим слагаемыми уравнения (1).

Алгоритм расчета базируется на численном решении (1) для пристеночного парогазового слоя переменного сечения, на каждом шаге которого из уравнения для поперечного Стефановского потока определяется толщина парогазового слоя.

Несущественный продольный конвективный перенос позволяет НГ проникнуть в паровую зону вдоль стенки ГРТТ посредством диффузии на значительно большее расстояние, чем вблизи оси.

Рассмотрим конвективно-диффузионный массоперенос в плоском пристеночном слое. Примем линейное изменение толщины парогазового слоя равным $\delta = \delta_0 + xk_\delta$, где $k_\delta = \delta_{x=l}/l$, тогда

$$\frac{1}{\omega} \frac{d\omega}{dx} = \frac{k_\delta}{\delta} = \frac{k_\delta}{\delta_0 + k_\delta x},$$

где l, δ — длина и толщина пристеночного парогазового слоя; k — коэффициент массообмена.

С учетом этого для случая изменения площади поперечного сечения уравнение (1) будет выглядеть так:

$$\frac{d^2 c_1}{dx^2} + \frac{1}{1-c_1} \left(\frac{dc_1}{dx} \right)^2 + \frac{1-c_1}{D_{12}\rho\omega} \left(\frac{dG_1}{dx} - G_1 \frac{k_\delta}{\delta_0 + k_\delta x} \right) = 0.$$

Изменение расхода теплоносителя в пристеночном парогазовом слое связано, с одной стороны, с конденсацией теплоносителя на стенке, а с другой — с поперечным притоком теплоносителя из ядра потока.

Уравнение теплопроводности вдоль стенки с учетом канавок ГРТТ:

$$\lambda \frac{d^2 t_w}{dx^2} + \frac{1}{\omega_w} \frac{dQ}{dx} = 0, \quad (2)$$

где λ, ω_w — коэффициент теплопроводности и площадь поперечного сечения стенки; Q — тепловой поток.

Изменение расхода теплоносителя зависит от подведенного (отведенного) теплового потока:

$$\frac{dQ}{dx} = r \frac{dG_1}{dx}, \quad (3)$$

где r — удельная теплота парообразования теплоносителя.

Запишем граничные условия.

При $x = 0$ и $x = l$:

$$\begin{aligned} \frac{dc_1}{dx} &= 0; \quad \frac{dt_w}{dx} = 0; \\ \frac{dc_1}{dx} &= 0; \quad \frac{dt_w}{dx} = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнения (1) — (4) представляют собой простейшую одномерную стационарную модель ГРТТ, по-

звolyающую вычислять изменения температуры в продольном направлении ГРТТ. Для расчета изменения температуры как по длине ТТ, так и по ее радиусу запишем эту же модель в двумерном виде:

$$\begin{aligned} \lambda \frac{\partial^2 t_w}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 t_w}{\partial y^2} + \frac{1}{\omega_w} \frac{\partial Q}{\partial x} &= 0; \\ D \frac{\partial^2 c_1}{\partial x^2} + D \frac{\partial^2 c_1}{\partial y^2} - \frac{\partial(\rho v c_1)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho u c_1)}{\partial y} &= \frac{1}{\rho \omega} \frac{\partial G_1}{\partial x}; \\ D \frac{\partial^2 c_2}{\partial x^2} + D \frac{\partial^2 c_2}{\partial y^2} - \frac{\partial(\rho v c_2)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho u c_2)}{\partial y} &= 0; \\ c_1 + c_2 &= 1. \end{aligned}$$

Граничные условия:

При $x = 0$:

$$\frac{\partial c_1}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial c_2}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial c_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial c_2}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial t_w}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial t_w}{\partial y} = 0.$$

При $x = l$:

$$c_1 = 1; \quad c_2 = 0; \quad \frac{\partial c_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial c_2}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial t_w}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial t_w}{\partial y} = 0.$$

Решение системы дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка получено методом трехдиагональной матрицы.

Численное определение параметров газорегулируемой тепловой трубы

ГРТТ с аксиальными канавками рассчитывали при заданных заранее длинах испарения и конденсации, объеме резервуара с НГ. ГРТТ должна обладать диапазоном регулирования от 16 до 30 °С при изменении подводимой мощности от 10 до 100 Вт. Основная задача расчета — определение массы НГ, необходимого для обеспечения заданного диапазона регулирования при заданной геометрии тепловой трубы.

По результатам расчета масса заправки НГ составила 0,183 г. Зависимость температуры насыщения в испарителе от массы НГ при максимальной и минимальной температурах радиатора и максимальной и минимальной тепловых нагрузках приведена на рис. 1.

Анализ результатов расчета показал, что в отсутствии газа температура при максимальных условиях четко попадает в требуемые значения, но при минимальных опускается до -15 °С. Требуемые +16 °С при минимальных условиях обеспечивают упомянутые 0,183 г газа (вертикальная линия на рис. 1). При максимальных параметрах температура растет до 47 °С.

Указанный расчет выполнен для уже изготовленной трубы, и, несмотря на то, что расчетные результаты не удовлетворяют требованиям по верхней границе регулирования, испытания с указанной массой заправки были проведены.

Методика испытаний аксиальной тепловой трубы, заправленной теплоносителем и неконденсирующимся газом

Проверка рассмотренной методики расчета и результатов численного анализа проведена на образце ТТ с аксиальными канавками, заправленной теплоносителем и НГ. Резервуаром для НГ стал удлиненный конденсатор. ГРТТ установлена на стол тепловых испытаний в соответствии со схемой рис. 2. Для более равномерных подвода тепла и теплоотвода в зоне конденсации установлены дополнительные аксиальные тепловые трубы (АТТ).

Температурные параметры контролировались по температурным датчикам, расположенным по схеме рис. 3.

Объект испытаний теплоизолирован от внешней среды атмосферной теплоизоляцией. Общий вид ГРТТ до установки теплоизоляции изображен на рис. 4. Охлаждение проходило с помощью криотермостата при заданной температуре +22 °С.

Результаты испытаний

По результатам испытаний получены данные по распределению температурных полей при режимах работы ГРТТ для случая с минимальной (10 Вт) и максимальной (100 Вт) тепловыми нагрузками при различных температурах зоны конденсации (таблица).

Температура регулирования при минимальной мощности 10 Вт составила 16,6 °С при $t_{\text{конд}} = -16^\circ\text{C}$, температура при максимальной мощности 100 Вт — 46,6 °С при $t_{\text{конд}} = +16^\circ\text{C}$. Таким образом, диапазон регулирования составил 30 °С.

Температура насыщения в испарителе

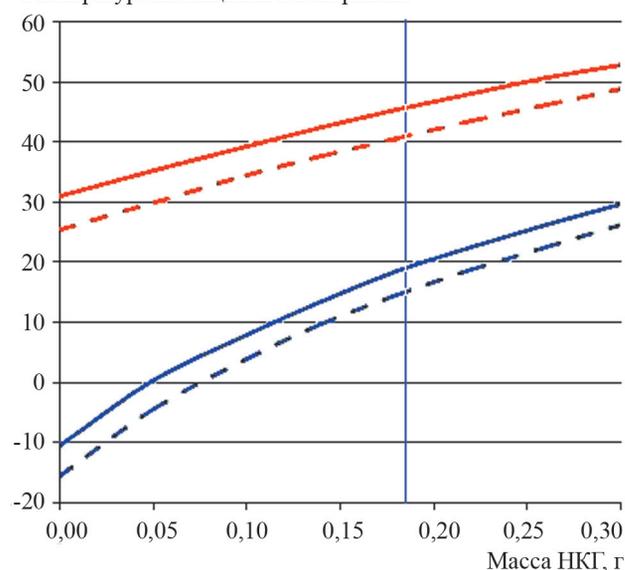


Рис. 1. Результаты расчета массы НГ в зависимости от температуры насыщения:

— — — 10 Вт, $t_r = -16^\circ\text{C}$; — — — 100 Вт, $t_r = -16^\circ\text{C}$; - - - 10 Вт, $t_r = 25^\circ\text{C}$; — — — 100 Вт, $t_r = 25^\circ\text{C}$

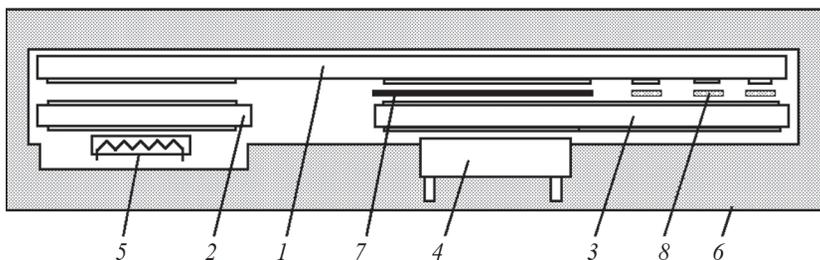


Рис. 2. Схема установки ГРТТ на стенд тепловых испытаний

1 — ГРТТ; 2 — АТТ зоны нагрева; 3 — АТТ зоны охлаждения; 4 — теплообменник; 5 — нагреватель; 6 — теплоизоляция; 7 — теплопроводная прокладка; 8 — прокладка из стеклотекстолита

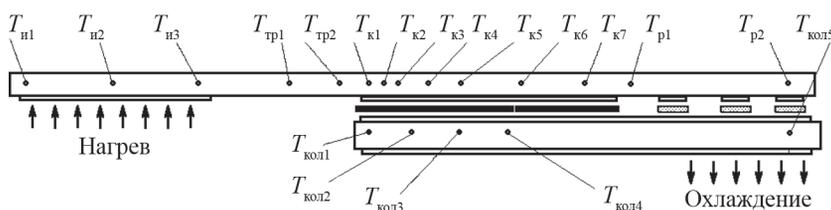


Рис. 3. Схема установки датчиков температуры:

$T_{и}, T_{тр}, T_{к}, T_{р}, T_{кол}$ — температуры зоны испарения, транспортной зоны, зоны конденсации, резервуара и коллектора

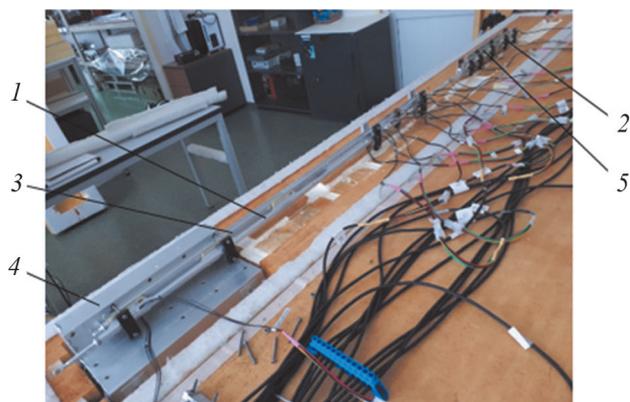


Рис. 4. ГРТТ на стенде атмосферных испытаний:

1 — ГРТТ; 2, 3 — АТТ зон нагрева и охлаждения; 4 — теплообменник; 5 — нагреватель

Анализ полученных результатов

Сопоставление результатов испытаний и расчетных данных продемонстрировано на рис. 5, 6. Из графиков видно, что результаты испытаний имеют высокую сходимость с результатами расчетов ГРТТ, проведенных по предложенной методике.

В целом, результаты экспериментальной отработки показали корректность использования предложенной методики для выбора проектных параметров ГРТТ. Эксперимент доказал, что предлагаемая конструкция ГРТТ с заданным резервуаром неспособна обеспечить заданную точность регулирования. Заданный диапазон регулирования составляет порядка 15 °С, а фактический — не менее 32°С. Геометрия изучаемой трубы при данных внешних условиях не может обеспечить диапазон регулирования от 15 до 30°С. На основании этого

Распределение температурных полей при различных нагрузках

T	L, мм	Q, Вт	
		100	10
$T_{и1}$	20	46,6	16,7
$T_{и2}$	200	46,7	16,8
$T_{и3}$	380	46,6	16,7
$T_{тр1}$	520	45,6	16,1
$T_{тр2}$	620	45,7	8,4
$T_{к1}$	662	45,0	-9,1
$T_{к2}$	692	45,0	-12,4
$T_{к3}$	722	44,9	-13,5
$T_{к4}$	787	44,9	-14,9
$T_{к5}$	842	35,8	-15,8
$T_{к6}$	942	27,0	-16,1
$T_{к7}$	1047	26,4	-15,6
$T_{р1}$	1097	26,2	-15,3
$T_{р2}$	1579	25,6	-16,5
$T_{кол1}$	692	30,4	-15,0
$T_{кол2}$	792	28,9	-15,6
$T_{кол3}$	892	26,8	-16,2
$T_{кол4}$	992	26,3	-16,5
$T_{кол5}$	1579	25,3	-16,8

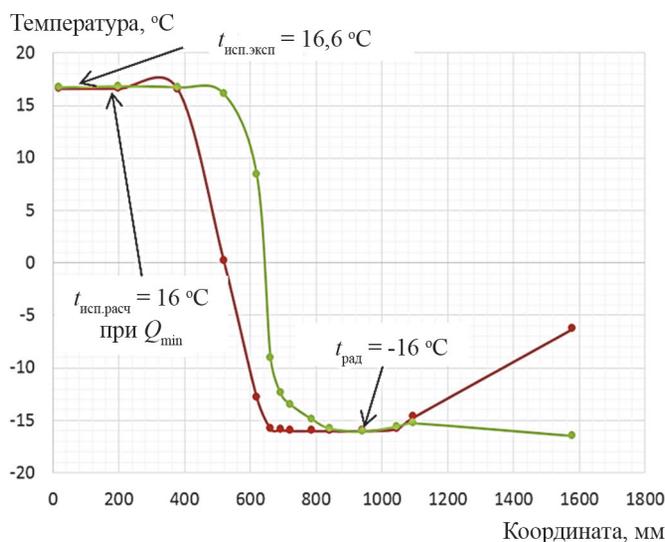


Рис. 5. Температурное поле ГРТТ при мощности $Q=10$ Вт, $t_{\text{рад}} = -16$ °С:
 ● — результаты, полученные в программе; ● — результаты испытаний

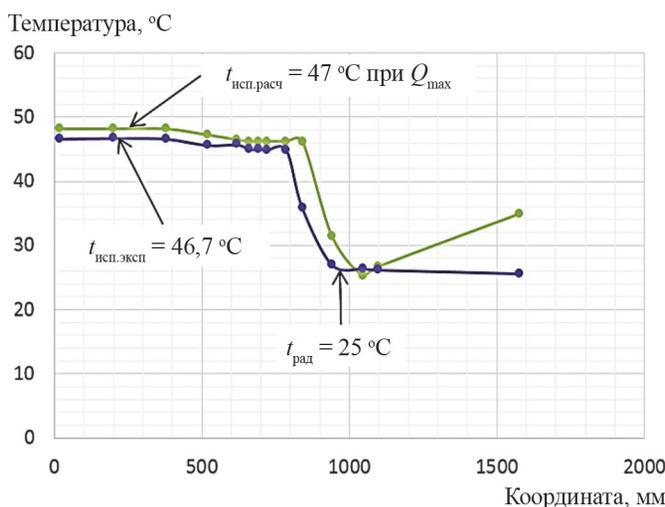


Рис. 6. Температурное поле ГРТТ при мощности $Q = 100$ Вт, $t_{\text{рад}} = 25$ °С:
 ● — результаты, полученные в программе; ● — результаты испытаний

предложены варианты увеличения объема резервуара без существенного изменения конструкции ГРТТ и ее внешних размеров. Например, за счёт удаления канавок в зоне резервуара по всей его длине.

Расчет показал, что масса НГ, при которой достигается 15 °С в испарителе при минимальной мощности, составляет $0,34$ г вместо $0,183$ г. Таким образом, при максимальных параметрах температура испарителя равна $44,4$ °С вместо 46 °С без удаления канавок, то есть указанная доработка не гарантирует нужный диапазон при сохранении геометрии резервуара ГРТТ и тех же внешних условиях.

Если увеличить длину расшервленного резервуара в 10 раз, то при массе НГ, обеспечивающей 15 °С при 10 Вт, для максимальной мощности температура испарителя составит $41,6$ °С, т. е. для конструкции с продленным резервуаром существенно повысить точность

регулирования представляется довольно затруднительно.

Следует отметить, что анализируемая ГРТТ относится к схеме с резервуаром с канавками и мокрыми стенками (схема с «холодным» резервуаром с капиллярной структурой) [8]. Расчет «горячего» резервуара [9] с сухими стенками показал, что получить температуру $28,7$ °С на максимальных параметрах можно при соблюдении требований по нижней границе регулирования и минимальной мощности, но при условии того же увеличенного в 10 раз резервуара.

Выводы

Проведены адаптация методики расчета ГРТТ, основанная на двумерной модели для расчета ГРТТ с аксиальными канавками и резервуаром в виде продленного корпуса, а также её верификация по результатам тепловых испытаний.

Представленная методика обеспечивает высокую сходимость расчетных параметров с результатами тепловых испытаний и может быть использована для прогнозирования статических параметров регулирования ГРТТ с аксиальными канавками.

Анализ конструкции ГРТТ с аксиальными канавками и резервуаром в виде продленного корпуса показал, что данное техническое решение имеет ограниченную область использования, поскольку не может

обеспечить диапазон регулирования более 25°C даже при 10-кратном увеличении объема НГ в связи с влиянием паров теплоносителя, попадающих в резервуар, на температуру НГ. Увеличить точность регулирования при указанных внешних условиях возможно за счёт снижения температуры резервуара при схеме с «холодным» резервуаром [10] или за счет принципиальной замены схемы работы ГРТТ на схему с «горячим» резервуаром [11, 12].

Литература

1. Saad S.M.I., Ching C.Y., Ewing D. The Transient Response of Wicked Heat Pipes with Non-condensable Gas // *Appl. Thermal Eng.* 2012. V. 37. Pp. 403—411.
2. Галактионов В.В., Труханова Л.П. Исследование процесса тепло- и массопереноса в области парогазового фронта газорегулируемой тепловой трубы // *Инженерно-физический журнал*. 1985. Т. 48. № 3. С. 409—414.
3. Галактионов В.В., Парфентьева А.А., Портнов В.Д., Сасин В.Я. Исследование границ парогазового фронта в конденсаторе плоской газорегулируемой тепловой трубы // *Инженерно-физический журнал*. 1982. Т. 42. № 3. С. 387—391.
4. Гончаров К.А., Панин Ю.В., Коржов К.Н., Гуткин А.Р. Тепловая труба переменной проводимостью для малых КА // *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: Труды X Междунар. семинара*. Минск, 2018.
5. William G. e. a. Walker Pressure Controlled HP Application // *Proc. XVI Intern. Heat Pipe Conf.* Lyon, 2012.
6. Faghri A. *Heat Pipe Science and Technology*. Washington: Taylor & Francis, 1995.
7. Гогишвили Г.Б. Моделирование тепловых процессов замкнутых испарительно-конденсационных устройств: автореф. дис. канд. техн. наук. Тбилиси: Грузинский техн. ун-т, 1991.
8. Гончаров К.А., Кочетков А.Ю., Панин Ю.В., Антонов В.А., Кайя Т. Анализ циркуляции теплоносителя в артериальной тепловой трубе // *Вестник «НПО им. С.А. Лавочкина»* 2013. № 2(18). С. 20—25.
9. Чи С. *Тепловые трубы. Теория и практика*. М.: Машиностроение, 1981.
10. Панин Ю.В., Гончаров К.А., Коржов К.Н. Разработка аксиальной тепловой трубы переменной проводимости для СОТР КА // *Материалы VI Росс. национ. конф. по теплообмену*. М.: Издат. дом МЭИ, 2014. С. 855—858.
11. Peters C.J., Hartenstine J. R., Tarau C., Anderson W.G. Variable Conductance Heat Pipe for a Lunar Variable Thermal Link // *Proc. 41 ICES*. Portland, 2011. P. 5120.
12. Ellis M., Anderson W. Variable Conductance Heat Pipe after Extended Periods of Freezing // *Proc. Space Propulsion & Energy Sci. Intern. Forum*. N-Y., 2009.

References

1. Saad S.M.I., Ching C.Y., Ewing D. The Transient Response of Wicked Heat Pipes with Non-condensable Gas. *Appl. Thermal Eng.* 2012;37:403—411.
2. Galaktionov V.V., Trukhanova L.P. Issledovanie Protssessa Teplo- i Massoperenosa v Oblasti Parogazovogo Fronta Gazoreguliruemoy Teplovoy Truby. *Inzhenerno-fizicheskiy Zhurnal*. 1985;48;3:409—414. (in Russian).
3. Galaktionov V.V., Parfent'eva A.A., Portnov V.D., Sasin V.Ya. Issledovanie Granits Parogazovogo Fronta v Kondensatore Ploskoy Gazoreguliruemoy Teplovoy Truby. *Inzhenerno-fizicheskiy Zhurnal*. 1982;42;3:387—391. (in Russian).
4. Goncharov K.A., Panin Yu.V., Korzhov K.N., Gutkin A.R. Teplovaya truba Peremennoy Provodimost'yu dlya Malykh KA. *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: Trudy X Mezhdunar. Seminara*. Minsk, 2018. (in Russian).
5. William G. e. a. Walker Pressure Controlled HP Application. *Proc. XVI Intern. Heat Pipe Conf.* Lyon, 2012.
6. Faghri A. *Heat Pipe Science and Technology*. Washington: Taylor & Francis, 1995.
7. Gogishvili G.B. Modelirovanie Teplovykh Protssessov Zamknytykh Isparitel'no-kondensatsionnykh Ustroystv: Avtoref. Dis. Kand. Tekhn. Nauk. Tbilisi: Gruzinskiy Tekhn. Un-t, 1991. (in Russian).
8. Goncharov K.A., Kochetkov A.Yu., Panin Yu.V., Antonov V.A., Kayya T. Analiz Tsirkulyatsii Teploносителя v Arterial'noy Teplovoy Trube. *Vestnik «NPO im. S.A. Lavochkina»* 2013;2(18):20—25. (in Russian).
9. Chi S. *Teplovye Truby. Teoriya i Praktika*. M.: Mashinostroenie, 1981. (in Russian).
10. Panin Yu.V., Goncharov K.A., Korzhov K.N. Razrabotka Aksial'noy Teplovoy Truby Peremennoy Provodimosti dlya SOTR KA. *Materialy VI Ross. Natsion. Konf. po Teploobmenu*. M.: Izdat. Dom MEI, 2014: 855—858. (in Russian).
11. Peters C.J., Hartenstine J. R., Tarau C., Anderson W.G. Variable Conductance Heat Pipe for a Lunar Variable Thermal Link. *Proc. 41 ICES*. Portland, 2011: 5120.
12. Ellis M., Anderson W. Variable Conductance Heat Pipe after Extended Periods of Freezing. *Proc. Space Propulsion & Energy Sci. Intern. Forum*. N-Y., 2009.

Сведения об авторах:

Савченкова Наталья Михайловна — кандидат технических наук, доцент кафедры тепломассообменных процессов и установок, начальник отдела иностранной аспирантуры и стажировок НИУ МЭИ, e-mail: SavchenkovaNM@mpei.ru

Панин Юрий Вячеславович — кандидат технических наук, начальник отдела комплекса «Центр тепловых труб» АО «НПО им. Лавочкина», e-mail: paninIUV@laspace.ru

Кузнецов Игорь Олегович — кандидат технических наук, ведущий инженер участка тепловых труб ООО НПП «Тепловые агрегаты и системы», e-mail: ikuznyetsov74@gmail.com

Гончаров Константин Анатольевич — главный конструктор конструкторского бюро ООО НПП «Тепловые агрегаты и системы», e-mail: tais@heatpipe.ru

Холяков Алексей Евгеньевич — аспирант кафедры экологии, систем жизнеобеспечения и безопасности жизнедеятельности Московского авиационного института, e-mail: leshhol@mail.ru

Information about authors:

Savchenkova Nataliya M. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Heat and Mass Transfer Processes and Installations Dept., Head of Foreign Postgraduate Studies and Internships Dept., NRU MPEI, e-mail: SavchenkovaNM@mpei.ru

Panin Yuriy V. — Ph.D. (Techn.), Head of Dept. of Complex «Center of Heat Pipes», JSC «NPO im. Lavochkina», e-mail: paninIUV@laspace.ru

Kuznetsov Igor O. — Ph.D. (Techn.), Leading Engineer of the Heat Pipe Section, NPP «Thermal Units and Systems» LLC, e-mail: ikuznyetsov74@gmail.com

Goncharov Konstantin A. — Chief Designer of the Design Bureau, NPP «Thermal Units and Systems» LLC, e-mail: tais@heatpipe.ru

Kholyakov Aleksey E. — Ph.D.-student of Ecology, Life Support Systems and Life Safety Dept., Moscow Aviation Institute, e-mail: leshhol@mail.ru

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests: the authors declare no conflict of interest

Статья поступила в редакцию: 03.02.2021

The article received to the editor: 03.02.2021