

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 1. С. 3–11
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 1, pp. 3–11

Научная статья
УДК 629.7.018.3:536.24
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184524>
EDN: <https://www.elibrary.ru/UEXQS>

К вопросу выбора проектных параметров теплообменного узла последовательно соединенных контурных тепловых труб составного теплопровода

Ю.В. Панин¹, А.Ю. Беляков²✉

^{1,2}Акционерное общество «Научно-производственное объединение им. С.А. Лавочкина», Химки, Российская Федерация

²BeliakovAIU@laspace.ru✉

Аннотация. В настоящей работе рассматривается применение контурных тепловых труб (КнТТ) для отвода тепла из труднодоступных обособленных модулей КА с помощью составного теплопровода на их основе. Предлагается вариант решения проектной задачи по расчету узла стыковки конденсатора и испарителя двух последовательно соединенных КнТТ. Для решения поставленной задачи используется вычислительный программный комплекс Siemens FloEFD, основанный на методе конечных элементов. На основе полученного с помощью данного программного комплекса поля температур проводится сравнительный анализ различных вариантов конфигурации одного из элементов рассматриваемого узла – конденсационного теплообменника. Исходя из данного анализа выбирается его оптимальная конфигурация.

Ключевые слова: контурные тепловые трубы, тепловая модель, тепловой расчет, конденсатор, испаритель, конечно-элементный метод

Для цитирования. Панин Ю.В., Беляков А.Ю. К вопросу выбора проектных параметров теплообменного узла последовательно соединенных контурных тепловых труб составного теплопровода // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 1. С. 3–11. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184524>

Original article

On the issue of the design parameters choosing of a heat exchange unit of sequentially connected loop heat pipes of a composite heat conductor

Yu.V. Panin¹, A.Yu. Beliakov²✉

^{1,2}Lavochkin Association, JSC, Khimki, Russian Federation

²BeliakovAIU@laspace.ru✉

Abstract. Thermal control systems of modern spacecraft (SC) are based on the use of heat pipes of various types. A special place among heat pipes is occupied by loop heat pipes (LHP). LHP is a system

consisting of an evaporator with a compensation chamber adjacent to the evaporator, a condenser-radiator and small-diameter connecting tubes (condensate and vapor lines). Unlike axial or arterial heat pipes, LHP have a separate evaporator and condenser.

This paper considers the application of loop heat pipes (LHP) for heat removal from hard-to-reach isolated modules of the SC using a composite heat conductor based on them. This heat conductor includes two series-connected loop heat pipes. The first loop heat pipe (LHP-1) is used to heat transfer from the heat source and transfer it to the condensation heat exchanger (condenser). The second LHP (LHP-2) is used to create a heat sink in the LHP-1 condenser and heat transfer from the LHP-1 condenser by the LHP-2 to the radiator.

The purpose of this work is to estimate the temperature difference at the junction of two LHPs considering the optimization of the design of the LHP-1 condenser.

The problem can be solved by thermal calculation of three design options for the LHP-1 condenser and then selecting the optimal one. These variants differ in the number of turns of the LHP -1 channel in the condenser (coil): in the first variant, the channel has one 90-degree turn, in the second – two, and in the third – three.

Optimization is performed according to two criteria: the temperature difference at the junction and the simplicity of manufacturing the LHP-1 condenser. The temperature difference must be minimized. Manufacturing the condenser should be as simple as possible.

For thermal calculations, the Siemens NX FloEFD computing software package based on the finite element method is used. As a result of the thermal calculation, the temperature fields of three variants of the joint of two LHP with different versions of the capacitor were obtained. Based on these temperature fields, their comparative analysis is carried out. Based on this analysis, the optimal configuration of the capacitor LHP-1 is selected.

Keywords: loop heat pipes, thermal model, thermal calculation, condenser, evaporator, finite element method

For citation. Panin Yu.V., Beliakov A.Yu. On the issue of the design parameters choosing of a heat exchange unit of sequentially connected loop heat pipes of a composite heat conductor. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 1, pp. 3–11. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184524>

Введение

Системы обеспечения теплового режима (СОТР) современных негерметичных космических аппаратов (КА) [1] основываются на применение тепловых труб различного типа: аксиальных, артериальных и контурных. Особое место среди тепловых труб занимают контурные тепловые трубы (КнТТ). В отличие от аксиальных или артериальных тепловых труб, КнТТ имеют отдельный испаритель и конденсатор. Конденсатор КнТТ в виде радиационной поверхности используется для сброса избыточной тепловой энергии с борта КА в окружающее пространство.

На рисунке 1 показана конструкция КнТТ для КА [2], из которой видно, что КнТТ представляет собой систему, состоящую из испарителя

с компенсационной полостью, прилегающей к испарителю, конденсатора-радиатора и соединительных трубопроводов малого диаметра (конденсато- и паропровода).

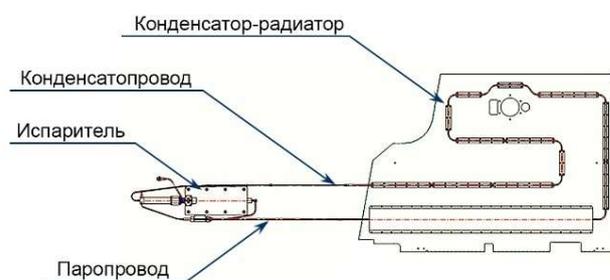


Рис. 1. Общий вид КнТТ с конденсатором-радиатором

Эти конструктивные особенности КнТТ позволяют обеспечивать эффективный перенос тепло-

вой мощности от источника тепла внутри КА на радиатор для сброса в космическое пространство.

Конструктивно составные части КнТТ, показанные на рисунке 1, соединяются между собой сваркой и создают замкнутый герметичный объем, заправленный теплоносителем, в связи с чем испаритель и конденсатор не могут монтироваться отдельно друг от друга. В некоторых случаях это обстоятельство может приводить к необходимости создания теплопровода радиатора из отдельных КнТТ, состыкованных между собой. Примерами такого конструктивного решения, например, являются КА для исследования тел солнечной системы, которые имеют в своем составе орбитальные, десантные или возвращаемыми модулями [3].

Данное конструктивное решение предполагает, что «стыком» будет являться соединение конденсатора одной из КнТТ с испарителем второй. С инженерной точки зрения такое соединение может приводить к ухудшению тепловой проводимости рассматриваемой сборки. При этом конструктивное исполнение конденсационного теплообменника, может существенно влиять на термическое сопротивление «стыка», что необходимо учитывать при проектировании.

Проектирование такого важного узла конструкции требует привлечения современных специализированных программных комплексов, позволяющих проводить сложные теплотехнические и гидродинамические расчеты, с учетом особенностей процесса теплообмена, в том числе и при фазовом переходе.

1. Постановка задачи

1.1 Принципиальная схема составного теплопровода

На рисунке 2 представлена принципиальная схема теплопровода, состоящая из двух последовательно соединенных КнТТ. Первая контурная тепловая труба (КнТТ-1) предназначена для отвода тепловой энергии от источника тепла и передачи ее на конденсатор. Вторая контурная тепловая труба (КнТТ-2) предназначена для создания стока тепла в конденсаторе КнТТ-1 и переноса тепловой энергии, отобранной от конденсатора КнТТ-1 испарителем КнТТ-2, на радиационный теплообменник (радиатор).



Рис. 2. Схема теплопровода, состоящая из двух КнТТ

Представленный на рисунке 2 стыковочный узел двух контурных тепловых труб образован соединением конденсатора КнТТ-1 и испарителя КнТТ-2.

Испаритель КнТТ-2 имеет плоское основание, контактирующее с плоским основанием конденсатора КнТТ-1. Обе контактные поверхности обладают неплоскостностью и шероховатостью, в связи с чем имеют зазор между собой. Для устранения зазоров между двумя рассматриваемыми основаниями используется прокладка из теплопроводного материала. Общий вид узла стыка КнТТ-1 и КнТТ-2 показан на рисунке 3.

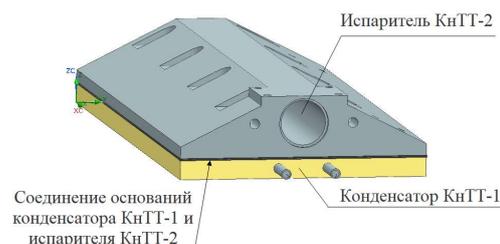


Рис. 3. Общий вид стыковочного узла двух КнТТ

Перенос тепла по КнТТ входящим в данную систему осуществляется теплоносителем. Теплоносителем КнТТ-1 является аммиак. Достоинством этого теплоносителя являются высокие теплотехнические показатели объединяемые в критерий качества, основным из которых является высокое значение скрытой теплоты парообразования.

Критерий качества характеризует отношение передаваемой КнТТ тепловой мощности к потерям энергии при движении теплоносителя внутри трубы из-за вязкого трения. Чем выше значение критерия качества, тем эффективнее работает КнТТ и больший тепловой поток она может передать [4].

Однако наряду с высокими теплотехническими показателями аммиак обладает существенным недостатком при его использовании на борту КА. Температура замерзания аммиака лежит на уровне минус 77°C и создает опасность за-

мерзания теплоносителя в канале конденсатора. В связи с этим в качестве теплоносителя в КнТТ-2 используется пропилен.

Пропилен имеет стойкость к более низким температурам, по сравнению с аммиаком (температура замерзания пропилена лежит на уровне минус 190 °С при давлении 70 кПа). При работе КА на орбите Земли использование пропилена практически гарантированно обеспечивает отсутствие замерзания рабочего тела в КнТТ-2.

1.2 Особенности конструктивного исполнения «стыка» теплопровода

Основными конструктивными элементами, входящими в стыковочный узел (стык), являются корпус конденсационного теплообменника КнТТ-1 и испаритель КнТТ-2, представляющий собой корпус испарительного теплообменника.

Испарительный теплообменник является стандартным элементом испарителя КнТТ и предназначен для передачи тепла от места контакта испарителя КнТТ-2 с конденсатором КнТТ-1 к пористой втулке самого испарителя. В состав испарителя КнТТ-2 входят: корпус испарительного теплообменника, корпус канала пористой втулки и сама пористая втулка.

Обычно корпус испарительного теплообменника изготавливается из алюминиевого сплава. В проходящее через него сквозное отверстие, показанное на рисунке 3, впаивается корпус пористой втулки из нержавеющей стали, внутри которого расположена пористая втулка, в которой происходит испарение теплоносителя.

Конденсационный теплообменник КнТТ-1 представляет собой изогнутую трубку («змеевик») из нержавеющей стали марки 12Х18Н10Т впаиваемую в две параллельно расположенные пластины из алюминиевого сплава, называемые корпусом конденсационного теплообменника. Сечение конденсационного теплообменника параллельное плоскости контакта с испарителем показано на рисунке 4. Конденсационный теплообменник имеет длину $A = 200$ мм и ширину $B = 100$ мм.

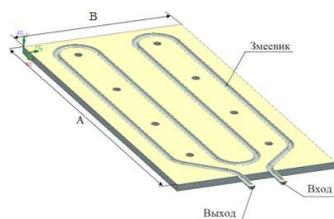


Рис. 4. Сечение конденсационного теплообменника

Испарительный и конденсационный теплообменники в рассматриваемом конструктивном узле соединяются друг с другом по плоским поверхностям их оснований. Минимизация теплового контактного сопротивления данного соединения обеспечивается плотным прилеганием контактных поверхностей друг к другу. Высокая плоскостность поверхностей оснований теплообменников (не менее 0,05 мм) обеспечивается механической обработкой и притиранием (шлифовкой). Несмотря на это, между основаниями возникает зазор, ухудшающий передачу тепла через данное соединение в вакууме. Поэтому, основания теплообменников, входящих в рассматриваемый узел, соединяются через теплопроводную прокладку. Толщина сжатой теплопроводной прокладки должна быть не менее $h_{\text{прокл}} 0,256$ мм для компенсации имеющейся неплоскостности и шероховатости контактных поверхностей. С этой целью широко применяются прокладки из терморасширенного графита.

Основные геометрические параметры стыковочного узла и его элементы показаны на поперечном сечении рисунок 5. К основным параметрам рассматриваемой узла этих элементов относятся внутренний диаметр (d) и толщина стенки (c) «змеевика», расстояние от центра канала пористой втулки до поверхности контакта корпусов теплообменников (H) внутренний диаметр (D) и толщина стенки (C) корпуса канала пористой втулки испарителя, высота конденсационного теплообменника (h), количество поворотов на 180 градусов «змеевика» (n).

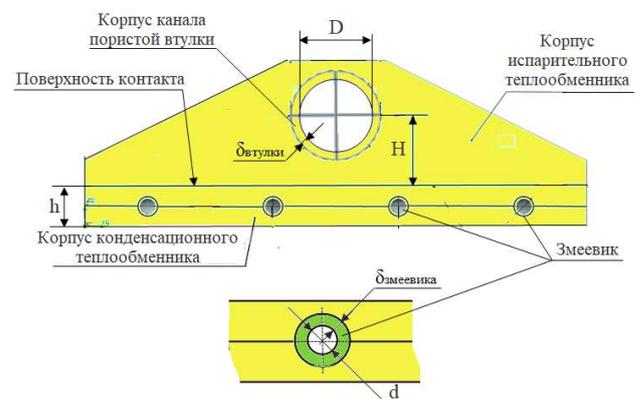


Рис. 5. Поперечное сечение стыковочного узла двух КнТТ

Основные геометрические параметры стыка и их значения представлены в таблице 1.

Таблица 1

Параметр	Обозначение	Значение
Расстояние между контактной поверхностью конденсатора КнТТ-1 и испарителя КнТТ-2 и осью канала пористой втулки, мм	H	18
Высота конденсационного теплообменника, мм	h	8
Внутренний диаметр канала пористой втулки, мм	D	16
Внутренний диаметр «змеевика», мм	d	3
Толщина стенки «змеевика», мм	$\delta_{змеевика}$	1
Толщина стенки корпуса канала пористой втулки, мм	$\delta_{втулки}$	1

В рассматриваемой конструкции геометрические параметры испарителя H и D выбраны как заданные на основании анализа типовых конструкций испарителей КнТТ для КА, предназначенных для исследований малых тел солнечной системы [3].

Настоящий предварительный анализ позволяет сформулировать цель данной работы как оценку перепада температур в узле стыка двух контурных тепловых труб с учетом оптимизации конструкционного исполнения конденсационного теплообменника.

2. Особенности выбора проектных параметров теплообменного узла

2.1 Исходные данные

Выбор проектных параметров конденсатора КнТТ-1 будем проводить для трех характерных схем расположения «змеевика» в рассматриваемом конденсаторе (рисунок 6).

Выбор конструктивной схемы конденсационного теплообменника сделаем для трех вариантов различной конфигурации «змеевика», отличающихся количеством поворотов змеевика на 180 градусов. Один, три и шесть поворотов змеевика для трех вариантов соответственно. Рассматриваемые варианты конфигурации представлены на рисунке 6.

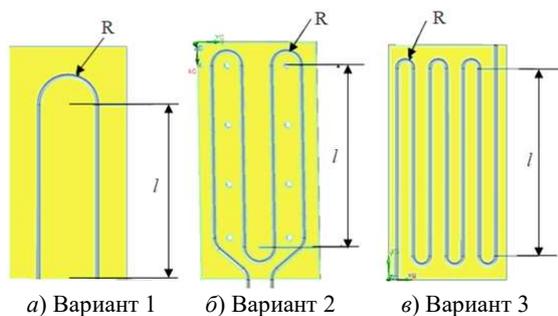


Рис. 6. Вариации конструкции «змеевика»

Основные геометрические параметры рассматриваемых конструкций представлены в таблице 2.

Таблица 2

Геометрические параметры	Номер варианта исполнения конденсатора		
	1	2	3
Радиус изгиба «змеевика», R , мм	25	12,5	7
Длина прямых участков «змеевика», l , мм	150	145	140
Общая длина «змеевика», мм	378	808	1171

Теплофизические свойства конструкционных материалов, используемых в расчетах, представлены в таблице 3.

Таблица 3

Элемент	Материал	Коэф. теплопроводности, Вт/м К	
Корпус испарительного теплообменника	АВ	170	
Корпус конденсационного теплообменника	АВ	170	
«Змеевик» конденсатора	12Х18Н10Т	15	
Теплопроводная прокладка	Графит	по толщине	1,46
		по длине и ширине	250
Корпус канала пористой втулки	12Х18Н10Т	15	

2.2 Математическая модель узла стыка КнТТ-1 и КнТТ-2

Для решения поставленной задачи необходимо провести тепловой расчет рассматриваемого узла стыка на основе его трехмерной модели. В качестве инструмента для расчета используется вычислительный комплекс для моделирования течения и теплопередачи газа и жидкости – Siemens FloEFD. Расчеты в данном вычислительном комплексе ведутся на основе методов конечных элементов [7].

Процесс распространения тепла в изотропной среде в общем случае описывается уравнением Фурье [10]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \times \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

где a – коэффициент температуропроводности:

$$a = \frac{\lambda}{c \times \rho},$$

где λ – коэффициент теплопроводности, c – теплоемкость, ρ – плотность.

При стационарном режиме температурное поле узла стыка двух КнТТ не зависит от времени, т. е. $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$. Уравнение 1 принимает вид:

$$a \times \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0. \quad (2)$$

Представленная системы дифференциальных уравнений в частных производных должна быть дополнена граничными и начальными условиями, показанными на рисунке 7.

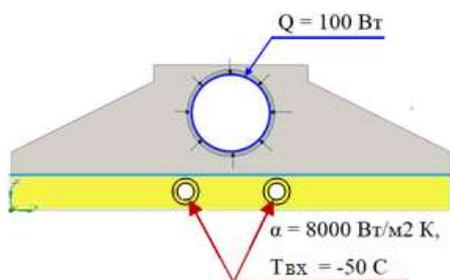


Рис. 7. Граничные условия для узла стыка двух КнТТ

На внутренней поверхности корпуса канала пористой втулки испарителя в качестве граничного условия задан тепловой поток, равный 100 Вт.

В качестве второго граничного условия задаем граничное условие третьего рода по внутренней поверхности «змеевика» конденсатора. Коэффициент теплоотдачи при конденсации рабочего тела задан равным $\alpha = 8000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, а температура потока – $T_{\text{вх}} = -50 \text{ }^\circ\text{С}$.

Дополнительно введем допущение, что внешние поверхности рассматриваемого узла не вступают в тепловое взаимодействие с окружающим пространством.

На следующем этапе решения задачи на всю область рассматриваемого стыка двух контурных тепловых труб накладывается сетка, состоящая из конечных элементов (рисунок 8). В расчетном комплексе FLOEFD используется гексагональная сетки, базовым элементом которой является параллелепипед.

Для улучшения точности расчета в местах задания граничных условий, где наблюдается большая кривизна поверхностей, выбиралась более мелкая сетка из конечных элементов (рисунок 8).

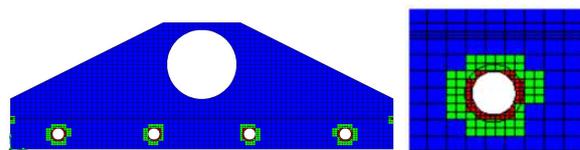


Рис. 8. Расчетная сетка для моделируемого узла

Синим цветом показаны конечные элементы расчетной сетки размером 0,6 мм. Зеленым цветом выделены конечные элементы размером – 0,3 мм, а красными – конечные элементы размером 0,15 мм.

2.3 Методика определения перепада температур по узлу стыка

Для сравнения нескольких исполнений узла стыка КнТТ-1 и КнТТ-2 с различными вариантами конфигурацией «змеевика» и определения наиболее эффективного из рассматриваемых вариантов, необходимо определить перепады температур от теплоносителя в «змеевике» до внутренней поверхности корпуса пористой втулки.

На рисунке 9 показана расчетная схема для узла стыка КнТТ-1 и КнТТ-2.

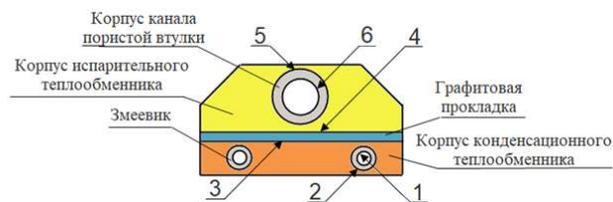


Рис. 9. Схема узла стыка с номерами контактных поверхностей его элементов

Как видно из рисунка, в состав рассматриваемого узла входят:

- Змеевик, который имеет контакт с теплоносителем КнТТ-1 по внутренней поверхности 1 и корпусом конденсационного теплообменника по внешней поверхности 2.
- Корпус конденсационного теплообменника, который, в свою очередь, имеет контакт с корпусом испарительного теплообменника через графитовую прокладку по поверхности 3 (основание конденсационного теплообменника);
- Теплопроводная графитовая прокладка;
- Корпус испарительного теплообменника, который, имеет контакт с корпусом конденсационного теплообменника через графитовую про-

кладку по поверхности 4 (основание испарительного теплообменника) и контакт по поверхности 5 с корпусом пористой втулки с индексом (внешняя поверхность корпуса пористой втулки);

- Корпус пористой втулки по внутренней поверхности 6 имеет контакт с теплоносителем КнТТ-2.

Перепад температур в стыке КнТТ-1 и КнТТ-2 складывается из перепадов температур в отдельных элементах конструкции, входящих в рассматриваемый узел:

$$\Delta T_{ТО} = \Delta T_{зм} + \Delta T_{конд} + \Delta T_{пр} + \Delta T_{исп} + \Delta T_{вт}$$

где $\Delta T_{зм}$ – перепад температур в стенке змеевика (между поверхностями 1 и 2); $\Delta T_{конд}$ – перепад температур через корпус конденсационного теплообменника (между поверхностями 2 и 3); $\Delta T_{пр}$ – перепад температур через теплопроводную прокладку (между поверхностями 3 и 4); $\Delta T_{исп}$ – перепад температур через корпус испарительного теплообменника (между поверхностями 4 и 5); $\Delta T_{вт}$ – перепад температур в стенке корпуса пористой втулки (между поверхностями 5 и 6).

Перепад температур стыка КнТТ-1 и КнТТ-2 складывается из перепадов всех его узлов, которые определяются как разность средних температур на контактных поверхностях данного элемента с соседними.

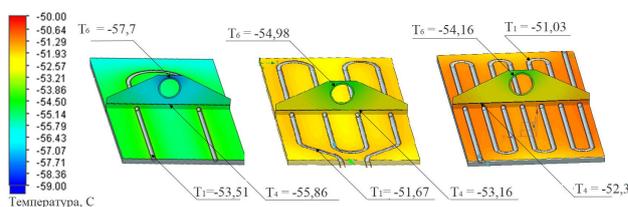
3. Сравнительный анализ различных схем расположения «змеевика» в конденсаторе

Для рассматриваемого узла был проведен тепловой расчет с помощью FLOEFD на основе построенной трехмерной модели с заданными начальными и граничными условиями, описанными в п. 2.2. В результате данного расчета были получены численные значения полей температур в данном узле для трех вариантов расположения «змеевика». Результаты расчетов полей температур узла стыка КнТТ-1 и КнТТ-2 показаны рисунку 10.

На рисунке 10 также отдельно показаны средние температуры на характерных теплообменных поверхностях:

- на внутренней поверхности «змеевика» (T_1),
- на основании испарительного теплообменника (T_4),

- на внутренней поверхности корпуса пористой втулки (T_6).



а) Вариант 1 б) Вариант 2 в) Вариант 3

Рис. 10. Поля температур в стыке КнТТ-1 и КнТТ-2 для трех вариантов конфигурации «змеевика»

На основе полученных в расчете температурных полей были определены средние температуры контактных поверхностей всех элементов, входящих в рассматриваемый узел: «змеевика», корпуса конденсационного теплообменника теплопроводной графитовой прокладки, корпуса испарительного теплообменника, корпуса канала пористой втулки. Численные значения средних температур для трех вариантов конфигурации «змеевика» представлены в таблице 4.

Таблица 4

№ пов.	Наименование	Обозн.	№ варианта		
			1	2	3
1	Средняя температура внутренней поверхности «змеевика», °C	$T_{зм 1}$	-53,51	-51,67	-51,03
2	Средняя температура внешней поверхности «змеевика», °C	$T_{зм 2}$	-54,18	-52,02	-51,23
3	Средняя температура основания конденсационного теплообменника, °C	$T_{конд 1}$	-54,99	-52,28	-51,42
4	Средняя температура основания испарительного теплообменника, °C	$T_{исп 1}$	-55,86	-53,16	-52,3
5	Средняя температура внешней поверхности корпуса пористой втулки, °C	$T_{исп 2}$	-57,12	-54,41	-53,57
6	Средняя температура внутренней поверхности корпуса пористой втулки, °C	$T_{корп}$	-57,70	-54,98	-54,16

По вычисленным значениям средних температур для характерных поверхностей рассматриваемого узла были определены перепады температур в элементах конструкции рассматриваемого узла [10].

Общий перепад температур в узле:

$$\Delta T_{сумм} = \Delta T_{теплотд} + \Delta T_{ТО}$$

Перепад температур между внутренней поверхностью «змеевика» и теплоносителем, протекающим в нем:

$$\Delta T_{\text{теплоотд}} = T_{\text{зм 1}} - T_{\text{вх}},$$

где $T_{\text{вх}}$ – температура потока теплоносителя, протекающего в «змеевике».

Перепад температур по металлу узла:

$$\Delta T_{\text{ТО}} = \Delta T_{\text{зм}} + \Delta T_{\text{корп}} + \Delta T_{\text{пр}} + \Delta T_{\text{исп}} + \Delta T_{\text{вт}}.$$

Значения перепадов температур в узле стыка КнТТ для первого, второго и третьего варианта конфигурации «змеевика» показаны в таблице 5.

Таблица 5

Наименование	Обозначение	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Перепад температур между теплоносителем, протекающим в «змеевике» и внутренней поверхностью «змеевика», град	$\Delta T_{\text{теплоотд}}$	3,51	1,65	1,03
Перепад температуры через узел стыка КнТТ-1 и КнТТ-2, град	$\Delta T_{\text{ТО}}$	4,19	3,31	3,13
Перепад температуры от теплоносителя, протекающего в змеевике до внутренней поверхности корпуса пористой втулки, град	$\Delta T_{\text{сумм}}$	7,70	4,98	4,16

На основе полученных значений по перепаду температур теплоносителя в «змеевике» и средней температурой внутренней поверхности корпуса пористой втулки определена наиболее эффективная схема теплообмена в узле стыка КнТТ-1 и КнТТ-2.

Анализ полученных результатов показывает, что вариант 1 имеет достаточно большой перепад температур (7,7 град). Второй и третий варианты дают меньшие и близкие по значениям перепады температур 4,98 и 4,16 град соответственно.

Следует отметить, что в варианте 3 (с шестью витками) конденсатор позволяет получить меньший перепад, чем в варианте 2 (вариант с тремя витками). Отличие перепадов температур в обоих рассмотренных вариантах не превышает 0,82 градуса. Но в тоже время, недостатком третьего варианта является то, что змеевик имеет существенно большую длину по сравнению с вариантом 2 (1210 мм в сравнении с 650 мм для варианта 2). Большая длина «змеевика» в третьем варианте приводит к большим гидравлическим потерям в сравнении с вариантом 2.

Заметим, что увеличение длины «змеевика» в 1,86 раза не дает пропорционального уменьшения перепада температур. К тому же вариант 3 сложнее с точки зрения технологии изготовления.

Из проведенного анализа следует, что вариант 2 конфигурации змеевика в конденсаторе является предпочтительным из всех рассмотренных.

Заключение

Рассмотрена конструктивная схема узла стыка двух КнТТ через контактную поверхность конденсатора КнТТ-1 и контактную поверхность испарителя КнТТ-2, позволяющая создать составной теплопровод для эффективного переноса тепла через отдельные модули КА с учетом их раздельной сборки.

Разработана математическая тепловая модель стыка двух КнТТ для трех вариантов конфигурации конденсационного теплообменника: с одним, тремя и шестью поворотами «змеевика».

Построены трехмерные модели рассмотренного узла стыка в вычислительном комплексе FloEFD, с помощью которых проведены тепловые расчеты стыка двух КнТТ с разными вариантами конструктивного исполнения конденсационного теплообменника, получены поля температур. Исходя из полученных значений температурных полей определены перепады температур во всех конструктивных элементах, входящих в сборку узла и общий температурный перепад.

В результате анализа полученных перепадов температур выбрана оптимальная конфигурация конденсационного теплообменника, соответствующая варианту 2, включающему в себя три поворота «змеевика». Суммарный перепад температур через узел стыка двух КнТТ в этом случае составил 4,98 градуса.

Список источников

1. Финченко В.С., Котляров Е.Ю., Иванков А.А. Системы обеспечения тепловых режимов автоматических межпланетных станций: науч. издание. Изд-во АО «НПО Лавочкина», 2018. 400 с.
2. Гончаров К.А., Головин О.А., Кочетков А.Ю. и др. О методах регулирования контурной тепловой трубы внешним тепловым воздействием // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. 2012. № 1 (12). С. 30–37.
3. Панин Ю.В., Антонов В.А., Балькин М.А. и др. К вопросу проектирования и эксплуатации ТТ в составе

СТР посадочных модулей межпланетных станций для исследования тел солнечной системы // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. 2021. № 4 (54). С. 31–38.

4. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб. М.: Атомиздат, 1978. 256 с.
5. Суслов В.А. Теплообмен при фазовых переходах. СПб.: Высшая школа технологии и энергетики, 2019. С. 21–45.
6. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. С. 464–476.
7. Simcenter FLOEFD 2020.2 for NX Онлайн руководство пользователя.
8. Юдаев Б.Н. Теплопередача. М.: Высшая школа, 1973. С. 294–314.
9. Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. С. 110–138.
10. Панин Ю.В., Беляков А.Ю. Моделирование теплоотдачи в конденсаторе контурной тепловой трубы // 23-я Международная конференция «Авиация и космонавтика». 18–22 ноября 2024 года. Москва. Тезисы. М.: Издательство «Перо», 180 с. 2024.
2. Goncharov KA, Golovin OA, Kochetkov AYU et al. Thermal control of a loop heat pipe by means of external heat input. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2012; (1 (12)):30–37. (In Russ.).
3. Panin YuV, Antonov VA, Balykin MA et al. About design and operation of heat pipes as part of the thermal control systems of the "Exomars-2022" descent module. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*. 2021;(4 (54)):31–38. (In Russ.).
4. Ivanovskii MN, Sorokin VP, Yagodkin IV. *Physical principles of heat pipes*. Moscow: Atomizdat; 1978. 256 p. (In Russ.).
5. Suslov VA. *Heat and mass transfer at phase transitions*. Saint Petersburg: Vysshaya shkola tekhnologii i energetiki; 2019. 21–45 p. (In Russ.).
6. Vargaftik NB. *Handbook of thermophysical properties of gases and liquids*. Moscow: Nauka; 1972. 464–476 p. (In Russ.).
7. *Simcenter FLOEFD 2020.2 for NX Online User's Guide*. (In Russ.).
8. Yudaev B.N. Heat transfer. Moscow: Vysshaya shkola, 1973. 294–314 p. (In Russ.).
9. Mikheev M.A. Fundamentals of heat transfer. Moscow: Energiya; 1977. 110–138 p. (In Russ.).
10. Panin YuV, Belyakov AYU. Modeling of heat transfer in the condenser of a loop heat pipe. *23rd International Conference «Aviation and Cosmonautics»*. November 18–22. 2024. Moscow: Pero. 180 p. 2024. (In Russ.).

References

1. Finchenko VS, Kotlyarov EYu, Ivankov AA. *Thermal control systems of interplanetary spacecrafts*. Khimki: NPO Lavochkina; 2018. 400 p. (In Russ.).