



Получено: 17.05.2022 г. | Принято: 25.05.2022 г. | DOI: <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2022.15.3-4.204.215>

Научная статья

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ И РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКА-ТЕПЛОМЕРА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ТЕПЛОВАКУУМНЫХ ИСПЫТАНИЙ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОЛЕЗНОЙ НАГРУЗКИ ДЛЯ КОСМИЧЕСКИХ ПРИМЕНЕНИЙ

А.Ю.Кочетков¹, начальник отдела
Е.Ю.Котляров¹, к.т.н., вед. математик
А.Ф.Шабарчин¹, к.т.н., вед. конструктор
Е.В.Шеметова¹, к.т.н., инженер-испытатель / kochetkov@laspace.ru

Аннотация. Предложена концепция тепломера, для измерения тепловой нагрузки, поступающей к системе обеспечения теплового режима (СОТР) от научного оборудования, функционирующего при температуре $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Стабильная температура обеспечивается за счет фазового перехода жидкость-пар. Для удержания заданной температуры применяется нагреватель.

Ключевые слова: тепломер, стабилизация температуры, нагреватель

Для цитирования: А.Ю. Кочетков, Е.Ю. Котляров, А.Ф. Шабарчин, Е.В. Шеметова. Разработка концепции и расчетно-экспериментальный анализ рабочих характеристик теплообменника-тепломера для проведения тепловакуумных испытаний низкотемпературной полезной нагрузки для космических применений. НАНОИНДУСТРИЯ. 2022. Т. 15, № 3–4. С. 204–215. <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2022.15.3-4.204.215>

Received: 17.05.2022 | Accepted: 25.05.2022 | DOI: <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2022.15.3-4.204.215>

Original paper

CONCEPT DEVELOPMENT: DESIGN AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE HEAT EXCHANGER / HEAT METER OPERATING CHARACTERISTICS FOR PERFORMING THERMAL VACUUM TESTS AT LOW TEMPERATURE USEFUL WORKLOAD FOR SPACECRAFTS

A.Yu.Kochetkov¹, Head of Department
E.Yu.Kotlyarov¹, Cand. of Sci. (Tech), Leading Mathematician
A.F.Shabarchin¹, Cand. of Sci. (Tech), Project Engineer
E.V.Shemetova¹, Cand. of Sci. (Tech), Test Engineer / kochetkov@laspace.ru

Abstract. The concept of a heat meter is proposed to measure the heat load supplied to the thermal control system (TCS) from the scientific equipment operating at a temperature of minus $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. A stable low temperature

¹ АО "НПО Лавочкина", г. Химки, Россия / Lavochkin Association, Khimki, Russia

level maintained by the controlled phase transition of liquid flow. To maintain the preset temperature, a heater is applied.

Keywords: heat meter, preset temperature, thermal control, heater

For citation: A.Yu. Kochetkov, E.Yu. Kotlyarov, A.F. Shabarchin, E.V. Shemetova. Concept development, calculating and experimental analysis of the heat exchanger and heat load meter operating characteristics for implementation of thermal vacuum tests with low temperature equipment for space application. NANOINDUSTRY. 2022. V. 15, no. 3-4. PP. 204-215. <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2022.15.3-4.204.215>

ВВЕДЕНИЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

При проектировании и создании систем обеспечения теплового режима (СОТР), входящих в состав космического аппарата (КА), принято определять параметры так называемых тепловых интерфейсов. Термин "тепловой интерфейс" относительно современный и заимствованный из международных проектов, но по смыслу, в форме требований, он описывает тепловые граничные условия в зоне стыка (взаимодействия) subsystem, что применяется в процессе выполнения работ по созданию СОТР КА с давних времен. В качестве взаимодействующих subsystem могут выступать приборная панель и единичный прибор, сборка оборудования и теплоотводящий тракт и т.п. В нашем случае, интерфейс представляет собой плоскую контактную поверхность, имеющую габариты 140×80 мм, к которой с помощью тепловых труб от полезной нагрузки (ПН) поступает тепловой поток не более 15 Вт, если температура на данной поверхности составляет около -110 °С.

Вторая subsystem представляет собой теплоотводящий тракт, то есть отдельную СОТР, которая отводит указанный тепловой поток в окружающую среду. Для обеспечения заданных условий функционирования ПН в составе КА температура на стыке двух subsystem (ПН и СОТР) должна быть не выше -110 °С. Дополнительно оговариваются условия механического соединения subsystem, влияющие на тепловой режим, в частности, устанавливаются требования к усилию прижатия контактирующих поверхностей, применению заполнителя в контактном зазоре и т.п. Перед тем, как соединить СОТР с ПН отдельно проверяют то, что СОТР отводит не менее 15 Вт, а ПН подводит не более 15 Вт при заданной граничной температуре.

Пофрагментные тепловакуумные испытания в процессе работ по созданию систем терморегулирования КА применяют достаточно часто [1]. Это необходимо для проектирования СОТР, а также для последующей диагностики теплотехнических характеристик subsystem. Ниже, на рис.1,

INTRODUCTION AND PROBLEM DEFINITION

When designing and producing temperature control systems (TCS), which make a part of a spacecraft (SC), it is necessary to define parameters of the so-called thermal interfaces. The term "thermal interface" is relatively modern and borrowed from international projects, but by its meaning and in terms of requirements, it describes thermal boundary conditions in a junction zone (interaction) of subsystems, which has been applied when developing SCs since long ago. The interacting subsystems can be an instrument panel and an instrument assembly, a heat sink, etc. In our case the interface is a flat contact surface, having dimensions of 140×80 mm, to which a heat flow of no more than 15 W is delivered from workload (WL) using heat pipes, if the temperature on this surface is about -110 °C.

The second subsystem is a WL heat dissipation path, i.e. a separate TCS which dissipates the specified heat flow into the environment. In order to ensure specified operating conditions of the WL within a spacecraft,

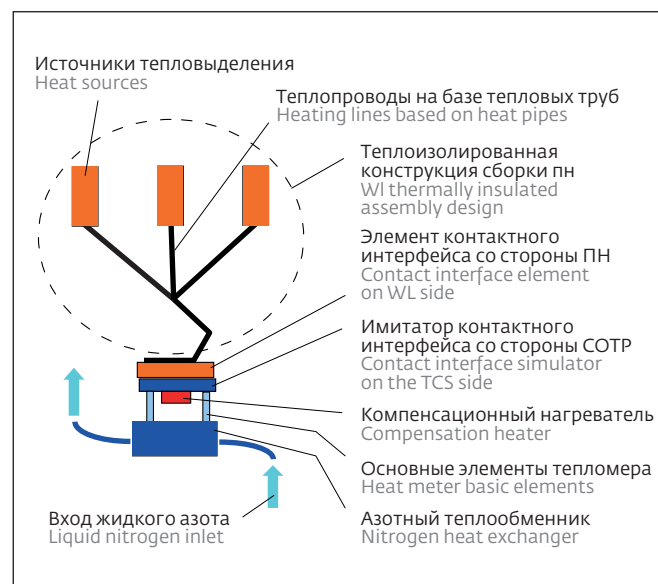


Рис.1. Схема автономных испытаний низкотемпературной ПН

Fig.1. Diagram of autonomous low-temperature WL tests

показана принципиальная схема "постановки" автономных испытаний полезной нагрузки как подсистемы. В составе ПН имеется три источника тепловыделения, а также три теплопроводящих соединения, которые "доставляют" все выделяемое тепло к общему (рассматриваемому здесь) интерфейсу. Вместе с собственным тепловыделением сборка ПН получает паразитные тепловые "натечки" на транспортные участки и элементы конструкции ПН. Все тепловые потоки от ПН к интерфейсу, в штатном варианте, должна отводить СОТР КА, однако, в случае автономных испытаний ПН, отвод тепла планируется выполнять с помощью теплообменника-тепломера.

Контактный интерфейс со стороны ПН имеет габариты 140×85 мм и выполнен из алюминиевого сплава. Ответный контактный интерфейс также представляет собой параллелепипед из алюминиевого сплава с плоской контактной поверхностью соответствующих размеров. Механическое соединение контактной пластины и теплообменника выполнено "на болтах" и, по сути, является тепломером. Далее показано, что рабочий перепад температур на тепломере в течение испытаний должен поддерживаться практически неизменным, поэтому устройство (теплообменник-тепломер) снабжено компенсационным нагревателем 6, установленным на контактной пластине тепломера, с внутренней стороны.

Особенности решаемой здесь технической задачи можно охарактеризовать тем, что при проведении автономных испытаний полезной нагрузки (ПН) теплообменник-тепломер должен обеспечить поддержание заданной температуры на интерфейсе с ПН и одновременно осуществить измерение отводимого от ПН (через интерфейс) теплового потока.

ПРЕДЛАГАЕМЫЙ ПРИНЦИП ИЗМЕРЕНИЯ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА ОТ ПН

Предварительный анализ возможностей применения низкотемпературных лабораторных термостатов (которые можно приобрести на коммерческой основе), а также опыт использования собственного "парка" стендового оборудования для проведения подобных испытаний показал следующее:

- использование регулируемых термостатов, организованных на базе промежуточных циркулирующих однофазных низкотемпературных теплоносителей существенно усложнит и удорожит как стендовое оборудование, так и сами испытания ПН. Кроме того, существенно возрастет время на подготовку испытательного стенда;

the temperature at the junction of two subsystems (WL and TCS) must not exceed -110°C . Additional conditions of mechanical connection of the subsystems, influencing thermal conditions in particular, require that the contacting surfaces pressing force, use of a filler in a contact gap, etc., are stipulated. Before the connection of the TCS with the WL, it must be checked separately that the TCS dissipates at least 15 W and the WL supplies no more than 15 W at a given limit temperature.

Fragmented thermo-vacuum tests are used quite often when developing the SC thermal management systems [1]. This is necessary to develop the TCS, as well as to perform subsequently a diagnostic of the thermal characteristics of subsystems. Below, Fig.1 shows a schematic diagram of the "staging" of autonomous tests of the WL as a subsystem. There are three heat emission sources as part of the WL, as well as three heat conductive connections that "deliver" all of the emitted heat to the common (considered here) interface. Together with its own heat emission, the WL assembly receives parasitic heat "leaks" into the transport areas and the structural elements of the WL. All heat flows from the WL to the interface, in the normal case, must be dissipated by the SCs TCS, however, in the case of autonomous WL tests, heat dissipation is planned to be provided with a heat exchanger/temperature meter.

The WL-side contact interface has dimensions of 140×85 mm and is made of an aluminium alloy. The return contact interface is also a parallelepiped made of an aluminium alloy with a flat contact surface of suitable dimensions. The mechanical connection between the contact plate and the heat exchanger is "bolted" and is essentially a heat meter. It is further shown that the operating temperature difference at the heat meter must be kept almost constant during the test, so the device (heat exchanger/heat meter) is provided with a compensating heater 6 mounted on the inside of the heat meter contact plate.

The specific features of the technical problem solved here can be characterised by the fact that when conducting autonomous WL tests, the heat exchanger-thermometer must ensure that the target temperature is maintained at the interface with the WL and, at the same time, measure the heat flux dissipated from the WL (via the interface).

THE PROPOSED PRINCIPLE OF WL HEAT FLOW MEASUREMENT

A preliminary analysis of applicability of low-temperature laboratory thermostats (commercially available), as well as the experience of using our own "set" of bench-top equipment for such tests, has shown the following:



- попытки стабильно поддерживать различные температуры в диапазоне (-150...-80 °С) с помощью прямой подачи двухфазного азота в контактный теплообменник (из удаленно размещенных сосудов Дьюара), характеризуются затруднениями, выраженными в неуправляемых изменениях режимов течения двухфазного азота.

Опыт измерения небольших тепловых потоков для низкотемпературных ПН и агрегатов показал, что наиболее предпочтительными и достоверными способами измерения теплового потока являются стационарный метод (по установившейся разности температур на "калиброванном" термическом сопротивлении) и метод регулярных режимов (нестационарный). Точность калориметрического способа по измерению расхода и разности температур теплоносителя (для малых потоков) является неудовлетворительной. В нашем случае, измеряемый тепловой поток строго привязан к температурному состоянию ПН, поэтому применение метода регулярного режима (т.е. нестационарного) также можно считать неоправданным.

Предлагаемая здесь концепция измерения теплового потока основана на следующих принципах:

- в контактном теплообменнике следует поддерживать минимальную температуру, которую можно достичь с помощью сквозной проливки жидкого азота. Расход азота должен быть настолько велик, чтобы теплообменник (термоплата) был малочувствителен к изменению тепловой нагрузки и воздействию стендовых теплопритоков, имеющих место в данных испытаниях. Допустим, такая температура составляет -180 °С;
- тепломер, соединяющий теплообменник с тепловым интерфейсом должен создавать температурный перепад, значительно превышающий температурные осцилляции, связанные с испарением/кипением и режимами течения азота в теплообменнике. В нашем случае этот перепад ограничен значениями -110 °С (сверху) и -180 °С (снизу), то есть может достигать не более 70 К;
- поскольку точное значение теплового потока от ПН неизвестно, то есит является искомым, на интерфейсе должен быть установлен нагреватель, заведомо большего номинала (чем все тепло, поступающее от ПН), который постоянно будет поддерживать стабильную температуру -110 °С на интерфейсе;
- зная мощность нагревателя, которая необходима для поддержания температуры интерфейса на уровне -110 °С, при отсутствии ПН и,

- The use of regulated thermostats based on intermediate circulating single-phase low-temperature coolants will significantly complicate and increase the cost of both the test bench equipment and the WL tests themselves. In addition, test bench preparation time will increase significantly;
- The attempts to stabilize different temperatures in the range (-150...-80 °C) by direct supply of two-phase nitrogen to the contact heat exchanger (from remotely located Dewar flasks) are characterised by the difficulties connected with uncontrolled changes in the two-phase nitrogen flow.

Experience in small heat flows measurements for low WL temperature and units has shown that the most preferable and reliable methods of heat flow measurement are the steady-state method (based on the steady-state temperature difference at the "calibrated" thermal resistance) and the regular mode method (non-steady-state). Accuracy of calorimetric method, by measuring flow rate and temperature difference of coolant, (for small flows) is unsatisfactory. In our case the measured heat flow is strictly bound to the temperature state of the PWL, so the regular mode method application (i.e. non-stationary method) can also be considered unjustified.

The heat flux measurement concept proposed here is based on the following principles:

- the contact heat exchanger should be kept at a minimum temperature, which can be achieved by pouring liquid nitrogen through. The nitrogen flow should be so high that the heat exchanger (thermo-plate) is insensitive to variations in heat load and to the effects of bench heat fluxes occurring in these tests. Let us assume this temperature is minus -180 °С;
- the heat meter connecting the heat exchanger to the thermal interface must produce a temperature differential well above the temperature oscillations associated with evaporation/boiling and nitrogen flow regimes in the heat exchanger. In our case this difference is limited to values of -110 °C (top) and -180 °C (bottom), i.e. it can reach no more than 70 K;
- since the exact value of the WL heat flow is not known, i.e. the desired value, the heater must be installed at the interface, knowingly of a higher rating (than all the heat coming from the WL), which will maintain a stable temperature of -110 °C at the interface at all times;
- knowing the heater power, which is necessary to maintain the interface temperature at -110 °C, in the absence of a WL and, reducing the power of this heater after the connection of the WL (until the specified temperature is reached), we obtain from the difference of the two power values the

снижая мощность данного нагревателя после присоединения ПН (до достижения указанной температуры), получим из разности двух значений мощности составляющую, поступающую от ПН, то есть мощность ПН заменит/компенсирует часть мощности стендового нагревателя для удержания заданной температуры $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Разумеется, тепломер должен быть предварительно "откалиброван", а в его конструкции (до проведения испытаний с ПН) не допускается производить никаких изменений, включая сборочные процедуры, при которых могут измениться внутренние термические сопротивления (в сборке "теплообменник-тепломер").

Формально, предлагаемую идею измерения теплового потока $Q_{\text{ПН}}$, поступающего от низкотемпературной полезной нагрузки можно представить так:

$$Q_{\text{ПН}} = \frac{T_{\text{ИФ}} - T_{\text{ТО}}}{R_{\text{ТМ}}} - W_{\text{Н}}(T_{\text{ИФ}}), \quad (1)$$

где $T_{\text{ИФ}}$ - температура пластины интерфейса, $^{\circ}\text{C}$ (со стороны тепломера, она должна поддерживаться на уровне $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$); $T_{\text{ТО}}$ - температура массива теплообменника в зоне поверхности теплоподвода, $^{\circ}\text{C}$; $R_{\text{ТМ}}$ - термическое сопротивление тепломера, определяемое экспериментально, $\text{K}/\text{Вт}$; $W_{\text{Н}}$ - мощность компенсирующего нагревателя, Вт , которую подбирают для достижения заданной температуры $T_{\text{ИФ}}$.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ С ТЕПЛООБМЕННИКОМ-ТЕПЛОМЕРОМ

Для проведения вычислительного эксперимента с теплообменником-тепломером, реализующим предложенную концепцию измерения $Q_{\text{ПН}}$, была разработана математическая модель, показанная на рис.2.

Здесь восемь болтовых соединений удерживают пластину-имитатор контактного интерфейса СОТР и обеспечивают ее соединение с азотным теплообменником. Количество болтов и материал, из которого они сделаны, можно менять при необходимости, для получения заданного теплового потока от интерфейса

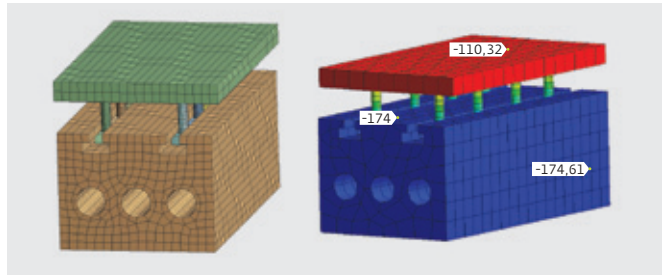


Рис.2. МКЭ-модель теплообменника-тепломера, разработанная для проведения вычислительного эксперимента
Fig.2. FEM model of the heat exchanger/heat meter developed for the computational experiment

component coming from the WL. In other words, the WL power will replace/compensate a part of the bench heater power to keep the specified temperature of $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Obviously, a heat meter must be pre-calibrated and no modifications must be made in its design (prior to WL testing), including assembly procedures that may change the internal thermal resistances (in the heat exchanger-thermometer assembly).

Formally, the proposed idea of measuring the heat flux $Q_{\text{ПН}}$ coming from a WL low temperature can be represented as follows:

$$Q_{\text{ПН}} = \frac{T_{\text{ИФ}} - T_{\text{ТО}}}{R_{\text{ТМ}}} - W_{\text{Н}}(T_{\text{ИФ}}), \quad (1)$$

where $T_{\text{ИФ}}$ - temperature of the interface plate, $^{\circ}\text{C}$ (on the side of the heat meter, it must be maintained at $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$); $T_{\text{ТО}}$ - heat exchanger array temperature in the heat supply surface area, $^{\circ}\text{C}$; $R_{\text{ТМ}}$ - thermal resistance of the heat meter determined experimentally, K/W ; $W_{\text{Н}}$ - power of the compensating heater, W , which is selected to achieve the specified $T_{\text{ИФ}}$ temperature.

COMPUTATIONAL EXPERIMENT WITH HEAT EXCHANGER/HEAT METER

In order to conduct a computational experiment with a heat exchanger/heat meter implementing the proposed concept of $Q_{\text{ПН}}$ measurement, a mathematical model shown in Fig.2 was developed.

Here, 8 bolt connections hold the TCS contact interface simulator plate and provide its connection

$$Q = \frac{\sigma \cdot F}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} ((T_1 + 273)^4 - (T_2 + 273)^4) \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,14 \cdot 0,085}{\frac{2}{0,1} - 1} ((273 - 110)^4 - (273 - 180)^4) \approx 0,022 \text{ Вт} \quad (2)$$



$$Q = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{ЭВТИ}}} \cdot F = \frac{(-110) - (-180)}{30} (0,03 \cdot 0,15 \cdot 4) < 0,024 \text{ Вт} \quad (3)$$

к теплообменнику (ТО). Предварительный анализ показал, что контактные сопротивления в местах соединения болтов с массивом металла дают существенный, а иногда доминирующий вклад в "калибруемое" термическое сопротивление, то есть точное значение термосопротивления тепломера предстоит определять "по факту". С этой точки зрения, возможность изменять количество болтов крайне необходима для выполнения успешного эксперимента с ПН, в дальнейшем.

Определим лучистую составляющую теплового потока, которая может поступать через тепломер (2).

Здесь излучательную способность ϵ не более 0,1 с каждой стороны можно обеспечить, расположив один единичный экран ЭВТИ на самом теплообменнике, а другой – на внутренней стороне контактной пластины теплообменника-тепломера. Поток через ЭВТИ в зону тепломера, то есть с боков болтов, удерживающих пластину, можно оценить как (3).

Таким образом, теплопритоками и лучистым тепловым потоком (в зоне доминирующего перепада температур) можно пренебречь.

Для теплообмена с потоком жидкого азота рассмотрим условно пессимистический вариант, то есть ситуацию, когда паросодержание на входе в ТО равно нулю (чего, собственно, и планируется добиваться при выборе расхода подаваемого азота в испытаниях). Коэффициент теплопередачи в соответствии с [2] можно, в этом случае, определить по формуле Михеева:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_1. \quad (4)$$

Пренебрегая разностью температур жидкости и стенки, а также влиянием длины гидравлического тракта ТО, приблизительно получим (5).

to the nitrogen heat exchanger. The number of bolts and the material which they are made of can be changed as required to obtain a given heat flow from the interface to the heat exchanger (HE). The preliminary analysis has shown that the contact resistances, at the bolt-to-metal interface, provide a significant and sometimes dominant contribution to the "calibrated" thermal resistance, i.e. the exact thermal resistance value of the heat exchanger will have to be determined "as-is". From this point of view, the ability to change the number of bolts is essential to perform a successful WL experiment, going forward.

Determine the radiant component of the heat flux that can come through the heat meter (2).

Here, an emissivity of no more than 0.1 on each side can be achieved by placing one single screen of the screen vacuum spacecraft thermal insulation (SVSTI) on the heat exchanger itself and another on the inside of the contact plate of the heat exchanger/heat meter. The flow through the SVSTI into the heat meter area, i.e. from the sides of the bolts holding the plate, can be estimated as (3).

Thus, heat fluxes and the radiant heat flux (in the area of the dominant temperature difference) can be neglected.

For the heat transfer with liquid nitrogen flow, let us consider the conditionally pessimistic case, i.e., the situation when the vapor content at the inlet to the heat exchanger (HE) is zero (which, in fact, is the goal to be achieved when selecting the flow rate of nitrogen in the tests). The heat transfer coefficient according to [2] can, in this case, be determined by the Mikheev's formula:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_1. \quad (4)$$

Ignoring the temperature difference between the liquid and the wall and the effect of the length of

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{0,021 \cdot (808 \cdot 0,164 \cdot 0,02)^{0,8} \cdot (0,000168 \cdot 1970)^{0,43} \cdot 0,136}{0,000168^{0,8} \cdot 0,136^{0,43} \cdot 0,02} 478 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad (5)$$

Значение расхода и условный диаметр канала заданы приблизительно на основе данных, полученных при автономных ТВИ реального теплообменника (описанных в следующем разделе). Теплофизические свойства N_2 заимствованы из [3, 4]. Простейшую оценку среднего коэффициента двухфазного теплообмена по формуле Кутателадзе выполним согласно рекомендациям [5]:

$$\alpha_{cp} = \alpha_w \cdot \sqrt{1 + \frac{\alpha_{б.о.}}{\alpha_w}}, \quad (6)$$

где $\alpha_{б.о.}$ представляет оценку коэффициента теплопередачи при кипении в "большом" объеме, а α_w - для однофазной конвекции жидкости. Экспериментальные оценки для $\alpha_{б.о.}$ при кипении азота можно найти во многих источниках. Например, из диаграммы представленной в работе [6] коэффициент теплопередачи при кипении можно определить величиной в диапазоне 500–1000 Вт/м²К. Таким образом, в дополнение к формуле Михеева влияние фазового перехода на α можем оценить как

$$\alpha_{cp} = 478 \cdot \sqrt{1 + \frac{1000}{478}} = 841 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}. \quad (7)$$

Температурный потенциал, при котором стабилизируется фазовый переход внутри теплообменника, связан с рабочим давлением внутри. По наблюдениям в различных экспериментах, в которых с помощью жидкого азота обеспечивался теплосъем, давление и температура "удерживаются" в рабочих объемах небольших термоплат не стабильно, так как объективно имеет место скачок гидравлического сопротивления и изменение внешнего теплового воздействия на поток теплоносителя/хладагента (по отношению к потерям в магистрали доставки азота). Предположим, что давление в ТО ниже, чем в сосуде Дьюара на 0,4 бар, тогда, используя уравнение Клазиуса - Клапейрона, можем приблизительно оценить изменение температуры насыщения:

$$\Delta T \approx \frac{T \cdot (\rho' - \rho'')}{r \cdot \rho'' \cdot \rho''} \cdot \Delta P = \frac{90 \cdot (771 - 9,83)}{188000 \cdot 771 \cdot 9,83} \cdot 50000 = 1,9\text{К}. \quad (8)$$

Здесь r - теплота испарения, Дж/кг; ρ - плотность, кг/м³; P - давление, Па; T - температура, К. Другими словами, если температура насыщения на входе в подаваемую магистраль составляет -187 °С, то в потоке, дошедшем до теплообменника, она может сместиться к значению -189 °С, то есть незначительно. Для вычислительного эксперимента с помощью модели по рис.2, для обеспечения запаса и в первом

the HE hydraulic circuit, it can be obtained approximately (5).

The flow rate value and the nominal diameter of the channel are approximately preset based on the data obtained from the autonomous vacuum isolated pipe (VIP) of the real heat exchanger (described in the next section). Thermal properties of N_2 are taken from [3, 4]. The simplest estimation of the average two-phase heat transfer coefficient by Kutateladze formula is performed according to recommendations [5]:

$$\alpha_{cp} = \alpha_w \cdot \sqrt{1 + \frac{\alpha_{б.о.}}{\alpha_w}}, \quad (6)$$

where $\alpha_{б.о.}$ represents an estimate of the heat transfer coefficient for boiling in "large" volume, and α_w for single-phase liquid convection. Experimental estimates for $\alpha_{б.о.}$ in nitrogen boiling can be found in many sources. For example, from the diagram presented in [6] the heat transfer coefficient during boiling can be found in the range of 500–1,000 W/m²K. Thus, in addition to Mikheev's formula, we can estimate the effect of the phase transition as

$$\alpha_{cp} = 478 \cdot \sqrt{1 + \frac{1000}{478}} = 841 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad (7)$$

The temperature potential at which the phase transition inside the heat exchanger stabilizes is related to the operating pressure inside. According to observations in various experiments, where liquid nitrogen was used to provide heat removal, pressure and temperature are not "kept" stably in the working volumes of small thermoplates, as there is objectively a jump in hydraulic resistance and change in external thermal influence on the coolant/refrigerant flow (in relation to losses in the nitrogen supply line). Assuming that the pressure in the HE is by 0.4 bar lower than in the Dewar vessel, then, using the Clausius-Clapeyron equation, we can approximate a change in the saturation temperature:

$$\Delta T \approx \frac{T \cdot (\rho' - \rho'')}{r \cdot \rho'' \cdot \rho''} \cdot \Delta P = \frac{90 \cdot (771 - 9,83)}{188000 \cdot 771 \cdot 9,83} \cdot 50000 = 1,9\text{К}. \quad (8)$$

Here r means the heat of vaporization, J/kg, ρ - means density, kg/m³; P means pressure, Pa, T means temperature, K. In other words, if the saturation temperature at the inlet to the supply main is -187 °С, then in the flow that has reached the heat exchanger, it may shift to -189 °С, i.e. insignificantly. For the computational experiment performed with the aid of the model in Fig.2, to provide a margin and, as the first approximation, assume a low temperature potential of -180 °С. In the future, (to ensure validity), it is at VIP that the level of temperature stabilisation of the heat exchanger under conditions where it is actually affected by: oscillating pressure (in the coolant), heat inflows through fixings and thermal insulation, and the thermal load from a WL, or its simulator, will be

приближении, примем температуру низкого температурного потенциала на уровне $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$. В дальнейшем, (с целью обеспечения достоверности), именно при ТВИ будет оцениваться уровень температурной стабилизации теплообменника в условиях, когда на него оказываются фактические воздействия: осциллирующего давления (в теплоносителе), теплопритоков через крепления и теплоизоляцию, а также тепловой нагрузки от ПН, либо ее имитатора. В результате всех воздействий в металлическом массиве теплообменника будут формироваться температурные градиенты, которые придется учитывать в процессе практического применения теплообменника-тепломера.

Результаты вычислительного эксперимента с использованием МКЭ модели по рис.2 позволили определить расчетную величину теплового потока, поступающего от пластины к теплообменнику. Так, в случае применения алюминиевых ($\lambda=115\text{ Вт/мК}$), стальных ($\lambda=15\text{ Вт/мК}$) и титановых ($\lambda=22\text{ Вт/мК}$) болтов, получены потоки, соответственно, 55, 27 и 30 Вт. Как ни странно, все три варианта применимы для поставленной задачи, поскольку компенсируемая нагрузка составляет 15 Вт.

При выполнении расчетов в рамках вычислительного эксперимента применялись следующие граничные условия (стационарная задача):

- величина суммарных теплопритоков, распределенных по нетеплонагруженным поверхностям корпуса теплообменника 20 Вт;
- в зоне каналов, охлаждаемых азотом, применяются граничные условия третьего рода: температура $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $a = 500\text{ Вт/м}^2\text{К}$;
- на стыке тепломера с ПН применяются граничные условия первого рода ($T = -110\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- материалы пластины и теплообменника - алюминиевый сплав ($\lambda=115\text{ Вт/мК}$);
- коэффициент теплопередачи в местах контактов болтов с теплообменником и с интерфейсной контактной пластиной $15000\text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Ошибка в определении величин контактных термических сопротивлений (в местах контактного взаимодействия болтов с элементами конструкции), наиболее существенно скажется на фактических характеристиках тепломера. Однако подбором количества болтов и выполнением заданных требований к их установке планируется добиться необходимого перепада температур на конструкции теплообменника-тепломера при величине передаваемой мощности в диапазоне 30–60 Вт и заданном уровне температуры. Как показали результаты, выполненные с помощью 3D-модели расчетов – это решаемая задача.

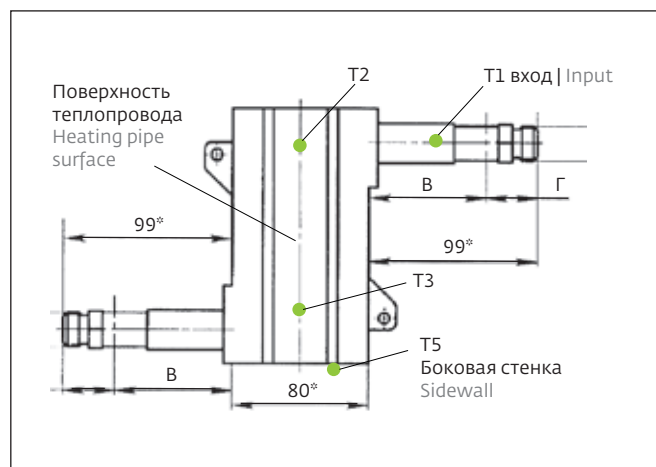


Рис.3. Прототип теплообменника, изготовленный для тепловакуумных испытаний

Fig.3. Prototype heat exchanger manufactured for thermal vacuum tests

evaluated. All influences will result in temperature gradients in the metal heat exchanger, which will have to be taken into account in the practical application of the heat exchanger-heat gauge.

The results of computational experiment using the finite element method (FEM) model according to Fig.2 allowed to determine the calculated value of the heat flow coming from the plate to the heat exchanger. Thus, in the case of aluminium ($\lambda=115\text{ W/mK}$) steel ($\lambda=15\text{ W/mK}$) and titanium ($\lambda=22\text{ W/mK}$) bolts, the fluxes of 55 W, 27 W and 30 W respectively were obtained. Strange as it may be, all three cases are applicable to the task, as the compensated load is 15 W.

The following boundary conditions (steady-state problem) were applied to the calculations in the computational experiment:

- the value of the total heat inputs distributed over the non-heated surfaces of the heat exchanger casing is 20 W;
- in the area of the nitrogen-cooled channels, the boundary conditions of the third kind apply: temperature $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $=500\text{ W/m}^2\text{K}$;
- at the interface between the heat meter and WL, the boundary conditions of the first kind ($T = -110\text{ }^{\circ}\text{C}$) apply;
- the plate and heat exchanger material is aluminium alloy ($\lambda=115\text{ W/mK}$);
- the heat transfer coefficient at the bolt contacts with the heat exchanger and with the interface contact plate equals $15,000\text{ W/m}^2\text{K}$.

An error in determining the contact thermal resistances values (at the points of contact between the bolts and the structural elements), will most significantly affect the actual performance of the heat exchanger. However, by selecting the number of bolts and meeting



ИСПЫТАНИЯ ПРОТОТИПА ТЕПЛООБМЕННИКА

Прототип азотного теплообменника, использованного для проведения тепловвакуумных испытаний (ТВИ), показан на рис.3. С его помощью авторы планировали подтвердить, что подача азота с низким паросодержанием позволит удерживать температуру теплообменника на уровне, близком к температуре фазового перехода, а также приемлемо стабилизировать эту температуру.

В процессе ТВИ данного теплообменника азот подавался с расходом величиной 150 кг/ч (расход, примерно, раз в час определялся по суммарной массе израсходованного из сосуда Дьюара азота). Для того чтобы обеспечить условия гарантированного фазового перехода (кипения) во внутренних каналах теплообменника, оператор испытаний обеспечивал визуальный контроль "выливания жидкого азота" из дренажного шланга на выходе из вакуумной камеры (ВК), в которой был установлен испытываемый теплообменник.

Расход величиной 150 кг/ч позволяет снимать нагрузку только за счет испарения жидкого азота, порядка $m \cdot r = 150/3600 \cdot 188000 = 7800$ Вт. Некоторая часть данной холодопроизводительности "истрачена" на компенсацию теплопритоков в многометровой магистрали подачи жидкого азота к вакуумной камере (ВК), однако, поскольку на выходе из линии (дренаж из теплообменника) всегда идет жидкий азот, можно говорить о значимом запасе холодопроизводительности в самом теплообменнике, который предназначен для снятия лишь десятков ватт.

На рис.4 показано, насколько стабильно поддерживается температура теплообменника во время испытаний протяженностью около 6 ч при изменении мощности нагревателя, имитирующего поток со стороны ПН. Уровень теплопритоков к теплообменнику (оценка из сторонних работ) можно оценить величиной 8 Вт через ЭВТИ и величиной 12 Вт через крепления. Максимальная мощность, подводимая к электронагревателю, имитирующему полезную нагрузку, составила 80 Вт.

Как видно из рис.4, в испытаниях мощность к теплообменнику подводилась "ступеньками". При этом устанавливались значения 20, 40, 60 и 80 Вт. Судя по построенным кривым, уровень температуры корпуса и поверхности теплоподвода в большей степени определяется охлаждающим потоком, чем воздействием нагревателя. Средняя температура на рабочей поверхности теплообменника около -175 °С, зарегистрированный разброс температуры по теплообменнику

the given requirements for their installation, it is planned to achieve the required temperature difference on the heat exchanger/heat meter structure at the value of the transmitted power in the range of 30–60 W and the given temperature level. As shown by the results of the 3D model calculations, this is a solvable task.

TESTING OF THE HEAT EXCHANGER PROTOTYPE

The prototype nitrogen heat exchanger used for the thermal vacuum tests (TVT) is shown in Fig.3. Using this prototype, the authors planned to confirm that supplying nitrogen with low vapour content would keep the heat exchanger temperature close to the phase transition temperature, as well as stabilise this temperature acceptably.

In the process of the TVT of this heat exchanger, nitrogen was supplied at a rate of 150 kg/hour (the rate was determined, approximately once an hour, by the total mass of nitrogen consumed from the Dewar flask). In order to ensure guaranteed phase transition conditions (boiling) in the internal channels of the heat exchanger, the test operator ensured visual inspection of the "pouring out of liquid nitrogen" from the drain hose at the outlet of the vacuum chamber (VC) wherein the heat exchanger under test was installed.

A flow rate of 150 kg/hr allows a load of about $m \cdot r = 150/3600 \cdot 188,000 = 7,800$ W to be removed by evaporation of liquid nitrogen alone. Some part of this cooling capacity is "wasted" on compensation of heat inputs in the multi-meter long liquid nitrogen supply line to the vacuum chamber (VC); however, since liquid nitrogen always flows from the outlet of the line (drain from the heat exchanger), we can speak of a significant reserve of the cooling capacity in the heat exchanger itself, which is designed to remove only tens of watts.

Figure 4 shows how steadily the heat exchanger temperature is maintained during the test period of about 6 hours when the power of the heater simulating flow from the WL side is varied. The level of heat input to the heat exchanger (estimated from other works) can be estimated as 8 W through the SVSTI and a value of 12 W through the mountings. The maximum power input to the electric heater simulating the useful load was 80 W.

As can be seen from Fig.4, in the tests the power to the heat exchanger was applied in "steps". In this case, the values set were 20, 40, 60 and 80 W. The curves show that the temperature level of the casing and the heat transfer surface is determined more by the cooling flow than by the heating effect. The average temperature at the heat exchanger operating surface is about minus 175 °C, the recorded temperature variation across the heat exchanger is about 10 K, but it is less at the heat supply surface. The oscillation amplitude is, on average, of the order of 2 K, taking into account the planned operating differential at the heat meter of 50–60 K and taking into account the high

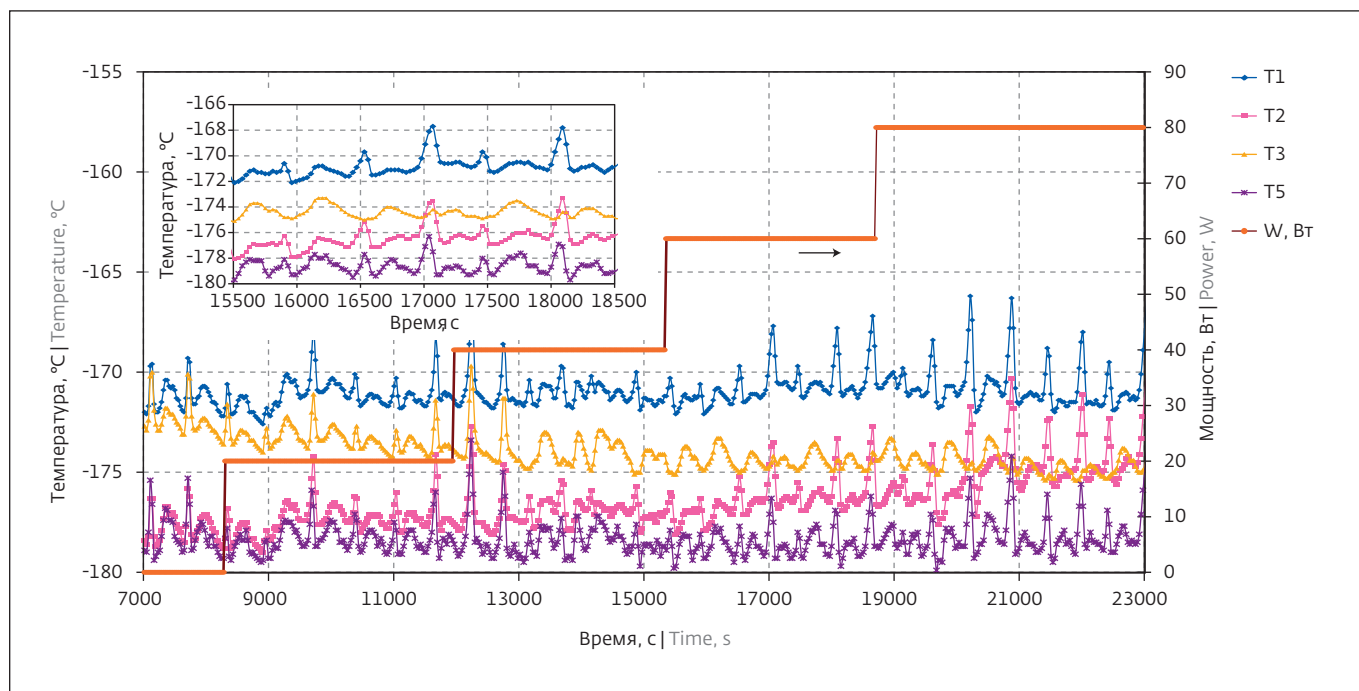


Рис.4. Результаты тепловакуумных испытаний низкотемпературного азотного теплообменника
 Fig.4. Results of the low temperature nitrogen heat exchanger thermal vacuum test

порядка 10 К, но на поверхности теплоподвода он меньше. Амплитуда осцилляций, в среднем, порядка 2 К, с учетом планируемого рабочего перепада на тепломере 50–60 К и с учетом высокой частоты осцилляций данный фактор можно считать допустимым, не препятствующим достоверному измерению теплового потока от ПН. Дополнительный график, построенный на поле основного (см. рис.4), показывает в увеличенном масштабе осцилляции температуры, полученные для режима 60 Вт.

Анализируя выполненные измерения, а также представленные расчетные оценки, можно сделать вывод о том, что причина сравнительно высокой температуры (стабилизации), регистрируемой на теплообменнике, объясняется не наличием градиента температуры по корпусу, не теплопритоками к нему и не снижением коэффициента теплопередачи (от теплоносителя к корпусу), а в основном, обусловлена наличием перегрева, поступающего в теплообменник жидкого теплоносителя, по отношению к равновесной температуре фаз (перегрев происходит в процессе транспортирования азота по магистрали).

По результатам ТВИ теплообменника можно сделать заключение о том, что предлагаемая концепция поддержания заданной температуры интерфейса с одновременным измерением

oscillation frequency, this factor can be considered acceptable, not preventing reliable measurement of the heat flow from the WL. An additional diagram, plotted on top of the main one (see Fig.4), shows the temperature oscillations obtained for the 60 W mode on an enlarged scale.

Analysing the carried out measurements as well as the presented calculated estimates, it can be concluded that the reason for the relatively high temperature (stabilisation) recorded at the heat exchanger is not due to a temperature gradient across the shell, heat inflows to the shell or a reduction in the heat transfer coefficient (from coolant to shell), but mainly due to presence of superheated liquid coolant entering the heat exchanger, relative to the equilibrium phase temperature (superheating occurs during the nitrogen transport along the major pipeline).

Based on the results of the TVT heat exchanger, it can be concluded that the proposed concept of maintaining the interface setpoint temperature with simultaneous measurement of the heat flux from the WL is efficient and feasible.

METHODOLOGICAL ASPECTS OF TVT WORKLOAD PERFORMANCE

As stated above, the methodology for determining the heat flow from WL is based on the stable maintenance of two temperature potentials, namely the nitrogen boiling in the heat exchanger on the one hand and the required temperature at the interface of $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the other. In order to maintain a constant temperature of $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the



теплового потока от ПН является эффективной и осуществимой.

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ТВИ ПОЛЕЗНОЙ НАГРУЗКИ

Как уже говорилось методика определения теплового потока от ПН построена на стабильном поддержании двух температурных потенциалов, а именно, кипения азота в теплообменнике, с одной стороны, и требуемой температуры на интерфейсе $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$, с другой. Для того чтобы постоянно удерживать температуру $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$ в зоне стыка subsystems нагреватель тепломера должен создать соответствующий перепад на тепломере (самостоятельно), а также и иметь собственную мощность выше мощности поступающей от ПН. Однако, если реальная мощность от ПН будет достигать 40 Вт, теплоотводящий тракт, который представляет собой subsystem, состоящую из теплопроводов и РТО, придется проектировать заново.

При подготовке испытательного стенда и выполнении ТВИ основными задачами в подготовке теплообменника-тепломера для его применения являются:

- калибровка тепломера, которую целесообразно провести не только для требуемой температуры, но и для отклонений в большую и меньшую стороны. Тогда при испытаниях ПН можно будет выполнить дополнительные режимы испытаний, позволяющие показать, как влияет температура интерфейса на поступающий к нему тепловой поток, (а также выполнить интерполяцию для установления точного соответствия между QПН и температурой интерфейса $T = -110\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- предварительное (экспериментальное) определение количества проводников (болтов) тепломера, обеспечивающих передачу мощности в диапазоне 40–60 Вт для фиксированных температур интерфейса и теплообменника;
- поддержание стабильного режима течения азота в магистрали, обеспечивающей через теплообменник поток жидкого азота с низким паросодержанием. При этом важно определить условия стабильности и повторяемости режима доставки азота к теплообменнику-тепломеру.

ВЫВОДЫ

В процессе определения концепции теплообменника-тепломера авторами разработана методика экспериментальной отработки низкотемпературной полезной нагрузки космического аппарата. На базе тепловакуумных

interface area of the subsystems, the heat meter heater must develop a suitable differential at the heat meter (by itself), as well as have its own power above the power supplied by WL. However, if the actual power from the WL is up to 40 W, the heat dissipation path, which is a subsystem consisting of heat pipes and maintenance scheduler (MS), need to be redesigned.

When preparing the test stand and performing the MS, the main tasks in preparing the heat exchanger/heat meter for its application are:

- calibration of a heat meter, which should be carried out not only for the required temperature, but also for upward and downward deviations. Additional test routines can then be performed on WL tests to show how the interface temperature affects the coming heat flow (and also interpolate to establish an exact match between the QПН and the interface temperature $T = -110\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- preliminary (experimental) determination of the number of conductors (bolts) of the heat meter to ensure power transfer in the range of 40–60 W for fixed interface and heat exchanger temperatures;
- maintenance of a stable nitrogen flow in the pipeline providing a low vapour content of liquid nitrogen through the heat exchanger. It is important to determine stability and repeatability of the nitrogen delivery to the heat exchanger/heat meter.

CONCLUSIONS

In the process of defining the concept of heat exchanger/heat meter the authors developed a methodology for experimental testing of low-temperature useful load of a spacecraft. Based on heat-vacuum tests of the heat exchanger prototype and computational experiment, a comprehensive work proving the applicability of this approach, in terms of using a heat exchanger operating with liquid nitrogen and a heat exchanger with a compensating heater was carried out. The design of the heat exchanger/heat meter has been developed, and a generalized scenario of heat-vacuum testing (HVT) has been defined. Implementation of the technical solutions presented herein will make it possible to improve the quality of HVT of various low-temperature payloads, in the form of autonomous WL SC, as well as to reduce the cost of such tests.

PEER REVIEW INFO

Editorial board thanks the anonymous reviewer(s) for their contribution to the peer review of this work. It is also grateful for their consent to publish papers on the journal's website and SEL eLibrary eLIBRARY.RU.

Declaration of Competing Interest. The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.



испытаний прототипа теплообменника и вычислительного эксперимента выполнена комплексная работа, доказывающая применимость данного подхода, в части использования теплообменника работающего на жидком азоте и тепломера с компенсационным нагревателем. Разработана конструкция теплообменника-тепломера, определен обобщенный сценарий проведения тепловакуумных испытаний. Реализация технических решений, представленных здесь, позволит повысить качество проведения ТВИ различных низкотемпературных полезных нагрузок, в виде автономных ПН КА, а также понизить стоимость таких испытаний.

ИНФОРМАЦИЯ О РЕЦЕНЗИРОВАНИИ

Редакция благодарит анонимного рецензента (рецензентов) за их вклад в рецензирование этой работы, а также за размещение статей на сайте журнала и передачу их в электронном виде в НЭБ eLIBRARY.RU.

ЛИТЕРАТУРА / REFERENCES

1. Альтов В.В. и др. Тепловое проектирование и пофрагментная наземная отработка системы обеспечения теплового режима кос-

мического аппарата негерметичного исполнения на базе сотопанелей с тепловыми трубами. Космонавтика и ракетостроение. 2010. № 3(60). С. 33-41.

2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.
3. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 721 с.
4. Дан П.Д., Рэй Д.А. Тепловые трубы / Пер. с англ. М.: Энергия, 1979. 272 с.
5. Данилова Г.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1986. 303 с.
6. Делов М.И., Куценко К.В., Лаврухин А.А. Влияние ориентации теплоотдающей поверхности на теплоотдачу к жидкому азоту. Краткие сообщения по физике ФИАН. 2014. № 7. С. 25-30.
7. Электронный источник: <https://www.ansys.com/academic/students/ansys-student>, дата подачи: 02/2021.

Декларация о конфликте интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликтов интересов или личных отношений, которые могли бы повлиять на работу, представленную в данной статье.



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ТЕХНОСФЕРА» ПРЕДСТАВЛЯЕТ КНИГУ:



Самохин А.Б.

ОБЪЕМНЫЕ СИНГУЛЯРНЫЕ ИНТЕГРАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ЭЛЕКТРОДИНАМИКИ

М.: ТЕХНОСФЕРА, 2021. – 218 с. ISBN 978-5-94836-618-0.

Цена 840 руб.

В книге с помощью сингулярных интегральных уравнений рассматриваются различные классы задач электродинамики. Монография состоит из двух частей. В первой части выводятся объемные сингулярные интегральные уравнения, описывающие задачи рассеяния электромагнитных волн на трехмерных неоднородных и анизотропных структурах, а также сингулярные уравнения с запаздыванием по времени, описывающие задачи взаимодействия нестационарного поля с ограниченной материальной средой. С использованием полученных уравнений доказываются теоремы существования и единственности решения различных классов задач рассеяния волн. Во второй части излагаются итерационные методы для решения уравнений, математически строго обосновывается применение метода Галеркина и метода коллокации для численного решения уравнений, описывающих задачи рассеяния волн на трехмерных неоднородных и анизотропных структурах. Предлагаются эффективные алгоритмы численного решения сингулярных уравнений.

КАК ЗАКАЗАТЬ НАШИ КНИГИ?

125319, Москва, а/я 91; тел.: +7 495 234-0110; факс: +7 495 956-3346; e-mail: knigi@technosphera.ru; sales@technosphera.ru