

УДК 621.5

Экспериментальное исследование криогенной испарительной системы охлаждения

Канд. техн. наук Д. В. САРМИН, В. М. БОРОВИК¹,
канд. техн. наук Е. В. БЛАГИН, А. Л. ЛОПАТИН

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева
(Самарский университет)

¹E-mail: 13super06user00@gmail.com

В статье рассматривается экспериментальная криогенная испарительная система охлаждения различных объектов, таких как ИК приемники сигналов, биоматериалы. Предметом исследования являются параметры агрегатов системы охлаждения, в состав которой входят сосуд криостата с крышкой, вакуумный трубопровод криогенной испарительной установки. Криопродуктом является жидкий азот. В работе приведен тепловой расчет наиболее уязвимых к теплопритокам компонентов экспериментального образца криогенной испарительной системы охлаждения, представлено конструктивное решение испарительной установки, криостата и модуля с термодатчиками. Также приведены результаты опытного исследования, позволившие убедиться в работоспособности системы.

Ключевые слова: криогенная испарительная система охлаждения, рабочее тело.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 28.02.2023, одобрена после рецензирования 17.03.2023, принята к печати 10.04.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-26-33

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Сармин Д. В., Боровик В. М., Благин Е. В., Лопатин А. Л. Экспериментальное исследование криогенной испарительной системы охлаждения // Вестник Международной академии холода. 2023. № 2. С. 26–33. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-26-33

Experimental study of a cryogenic evaporative cooling system

Ph. D. D. V. SARMIN, V. M. BOROVIK¹, Ph. D. E. V. BLAGIN, A. L. LOPATIN

Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev (Samara University)

¹E-mail: 13super06user00@gmail.com

An experimental cryogenic evaporative cooling system for various objects such as IR signal receivers and biomaterials is considered in this paper. The parameters of the cooling system units, which include a cryostat vessel with a lid and a vacuum pipeline of the cryogenic evaporation unit, are the subject of study. The cryoproduct is liquid nitrogen. The paper presents thermal calculation of components most vulnerable to heat inflows of an experimental design of a cryogenic evaporation cooling system, as well as the design solution of the evaporator unit, cryostat, and module with temperature sensors. The results of experimental research are also given, which allow to make sure of the system efficiency.

Keywords: cryogenic evaporative cooling system, working body.

Article info:

Received 28/02/2023, approved after reviewing 17/03/2023, accepted 10/04/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-26-33

Article in Russian

For citation:

Sarmin D. V., Borovik V. M., Blagin E. V., Lopatin A. L. Experimental study of a cryogenic evaporative cooling system. Journal of International Academy of Refrigeration. 2023. No 2. p. 26–33. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-26-33

Введение

В современном мире особое внимание уделяется криогенным системам, чья эффективность непосредственно связана с дальнейшим освоением космического пространства. В результате создания и применения более эффективных энергетических систем открываются прин-

ципально новые пути использования космического пространства в различных целях.

Для последующего развития космических систем различного назначения необходимо совершенствовать всевозможные бортовые системы, в которые входят энергетические установки, генераторы электрической энер-

гии, системы жизнеобеспечения, двигательные установки и другие составляющие.

Главные требования к энергетическим установкам, в том числе и к системам охлаждения, сводятся к обеспечению заданного уровня потребляемой мощности по определенной программе в течение назначенного периода времени, а также к эффективной работе на всех заданных режимах. А значит можно выделить одну из наиболее весомых проблем, связанных с обеспечением необходимого уровня температур: тепловые потери энергии через трубопроводы и агрегаты комплекса систем, в частности криогенной испарительной установки и криостата, экспериментальный образец которой рассматривается в данной статье.

Основные направления исследований в области криогенных испарительных систем охлаждения — изучение процессов для поддержания низких температур для сверхпроводников. В частности, работа [1] посвящена определению коэффициента теплоотдачи в нестационарном процессе испарения криопродукта. В статье [2] исследуется работа теплообменника охлаждения испарительной системы для высоковольтного кабеля напряжением 22,9 кВ. В работе [3] рассмотрены различные режимы работы испарительной системы охлаждения для кабеля напряжением 35 кВ. В работе [4] исследуется криогенная система аккумулирования энергии, низкотемпературная энергия которой используется в том числе для охлаждения магнитов в гибридном автомобиле. В работе [5] изучена возможность использования для охлаждения

сверхпроводников не только жидкого азота, но и жидкого водорода.

Кроме сверхпроводников, криогенное охлаждение способствует увеличению скорости работы компьютеров, что в свою очередь требует локального точечного охлаждения [6].

Также, криогенные испарительные системы охлаждения используются для сохранения биологических образцов [7], в частности эффективность таких систем оценивается скоростью заморозки/разморозки биологических образцов, для чего используются как экспериментальные, так и численные исследования [8].

В производстве криогенная испарительная система может быть использована для охлаждения материала при его механической обработке, в частности при сверлении отверстий в титане [9].

Большое значение имеет разработка численных моделей испарения в криогенных системах, что позволит значительно снизить количество проводимых экспериментов и расход дорогостоящего криопродукта [10, 11].

Цели и задачи исследования

Целью работы является экспериментальное исследование криогенной испарительной системы охлаждения, в результате которого будет достигнута максимальная температура охлаждения равная 80 К. Для этого необходимо провести анализ конструкции экспериментальной установки, в ходе которого будут выявлены наиболее уязвимые к теплопритокам участки системы. Затем не-

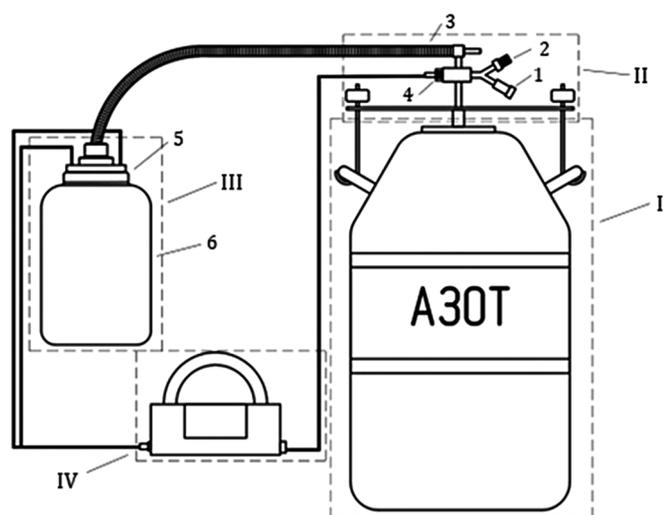


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

I — сосуд Дьюара; II — испарительная установка:

1 — датчик давления, 2 — клапан регулировки и сброса давления, 3 — гибкий вакуумный трубопровод, 4 — разъем подключения к блоку управления; III — криостат: 5 — крышка сосуда с термодатчиками и испарителем, 6 — сосуд криостата;

IV — блок управления экспериментальной установкой

Fig. 1. Experimental unit: I—Dewar vessel; II — evaporative unit:

1 — pressure sensor, 2 — pressure adjustment and release valve, 3 — flexible vacuum pipeline, 4 — control panel connector;

III — cryostat: 5 — vessel lid with temperature sensors and evaporator, 6 — cryostat vessel and control panel

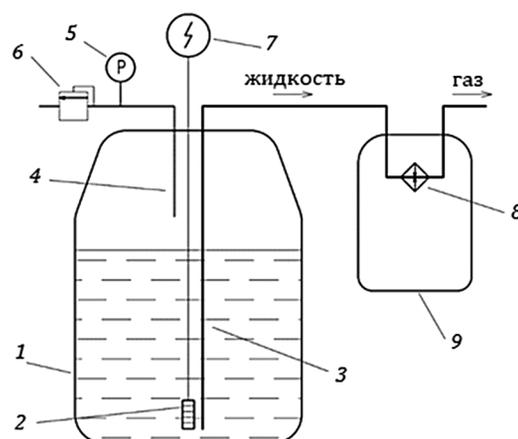


Рис. 2. Принципиальная схема криогенной испарительной системы охлаждения: 1 — сосуд Дьюара; 2 — нагревательный элемент; 3 — вакуумный трубопровод подачи жидкого азота в криостат; 4 — трубопровод, расположенный в газовой фракции азота; 5 — датчик давления; 6 — клапан регулировки и сброса давления; 7 — питание, подаваемое на нагревательный элемент; 8 — испарительное устройство; 9 — сосуд криостата с вакуумной изоляцией

Fig. 2. Cryogenic evaporative cooling system:

1 — Dewar vessel; 2 — heater; 3 — vacuum pipeline of liquid nitrogen supply to the cryostat; 4 — pipeline placed in liquid nitrogen; 5 — pressure sensor; 6 — pressure adjustment and release valve; 7 — heater power supply; 8 — evaporator; 9 — cryostat vessel with vacuum insulation

обходимо произвести расчет теплопотерь через данные участки для оценки эффективности охлаждения. Заключительной задачей является проведение запуска экспериментальной системы охлаждения, получение и обработка результатов исследования с целью определения холодопроизводительности рассматриваемой системы.

Экспериментальная установка

На рис. 1 представлена схема экспериментальной испарительной системы охлаждения.

В ней можно выделить четыре основных составляющих, которые образуют систему: I — сосуд Дьюара объемом 16 л, в котором находится жидкий азот; II — криогенная испарительная установка; III — устройство криостатирования, представляющее собой емкость с вакуумной изоляцией и крышку, в которую установлен испаритель с термодатчиками; IV — блок управления системой на базе контролера ОВЕН.

На рис. 2 показана принципиальная схема подачи жидкого азота, содержащегося в сосуде Дьюара I, к сосуду криостата 9.

В данной системе сосуд Дьюара с жидким азотом находится на некотором расстоянии от сосуда криостата и соединяется с ним вакуумным трубопроводом 3, по которому подается рабочая жидкость. Вытеснение жидкости из сосуда Дьюара осуществляется созданием в нем избыточного давления путем частичного испарения жидкого азота с помощью электронагревателя, установленного внутри сосуда [12, 13]. Величина избыточного давления зависит от гидравлического сопротивления трубки, подводящей охлаждающую жидкость к испарителю, степени ее теплоизоляции и от теплопритоков к криостату.

Расчет теплопритоков к рабочему телу через трубопровод

Одним из наиболее уязвимых участков системы охлаждения является вакуумный трубопровод, а значит необходимо определить величину теплопритоков к рабочему телу через него. Транспортирование хладагента с требуемыми параметрами возможно только после охлаждения конструкции, когда резко сокращаются теплопритоки, исключается образование паровой фазы и стабилизируется режим [14]. Задача решается в одномерной постановке и для случая, когда по трубопроводу транспортируется однофазная жидкость [15].

Выведем формулу для расчета расхода хладагента через трубопровод к потребителю. Основной закон термодинамики для поточной системы, отнесенной к единице массы потока:

$$dq = di + d \frac{W^2}{2} + dh, \quad (1)$$

где dq — количество теплоты, подведенное к жидкости из окружающей среды; di — изменение энтальпии потока; $d \frac{W^2}{2}$ — изменение кинетической энергии потока; dh — изменение потенциальной энергии потока.

Преобразуем некоторые части уравнения:

$$di = c_p \cdot dT - \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dp, \quad (2)$$

$$T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s c_p, \quad (3)$$

и подставив в уравнение выше, получим:

$$c_p dT = dq + \left[\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s c_p - v \right] dp - \frac{dW^2}{2} - dh. \quad (4)$$

Если пренебречь кинетической энергией потока ввиду ее малости и принять магистраль горизонтальной, то изменение температуры потока происходит из-за воздействия теплопритока из окружающей среды и дросселирования потока в трубопроводе:

$$T_2 - T_1 = \frac{Q}{Gc_p} + \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i dp, \quad (5)$$

где $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right]$ — дифференциальный эффект

Джоуля — Томпсона.

Для криогенных жидкостей $\frac{\partial T}{\partial p} \neq 0$ и вблизи темпе-

ратуры насыщения при атмосферном давлении имеет отрицательное значение.

Требуется определять изменение температуры рабочей жидкости на входе к прибору-потребителю. Обусловимся тем, что перед началом транспортирования к потребителю параметры жидкости соответствуют ее насыщенному состоянию: $T_{xp} = T_s$ и $p_{xp} = p$.

Для упрощения расчетов примем, что трубопровод расположен горизонтально, а также пренебрежем температурным эффектом при изотропическом изменении давления. В итоге получим следующее уравнение для температуры рабочего тела, поступившего к потребителю [16, 17]:

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{xp}} + \frac{Q}{G \cdot c_p} + \frac{v(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})}{\eta c_p}. \quad (6)$$

Здесь $T_{\text{вых}}$ — температура хладагента на выходе из трубопровода к потребителю; T_{xp} — температура рабочего тела на выходе из хранилища; Q — теплоприток к рабочему телу из окружающей среды; G — расход рабочего тела через трубопровод; c_p — удельная теплоемкость жидкого азота, равная 1970 Дж/(кг·К); v — удельный объем рабочего тела в сосуде; $p_{\text{вх}}$ — давление на входе в трубопровод, также равно давлению в сосуде Дьюара при стабильной работе криогенной испарительной установки, которое больше атмосферного на 0,3 бар, т. е. $p_{\text{вх}} = 131\,325$ Па; $p_{\text{вых}}$ — давление на выходе из трубопровода к потребителю, равное атмосферному, т. е. $p_{\text{вых}} = 101\,325$ Па; η — коэффициент объемных и гидравлических потерь, равен единице, т. к. подача хладагента в трубопровод осуществляется с помощью выдавливания.

Для охлаждения объекта, установленного в криостат, необходимо поддерживать температуру хладагента равной 77 К. Температуру рабочего тела на выходе из хранилища примем равной 76 К, т. е. $T_{\text{xp}} = 76$ К.

Известно, что длина трубопровода $l = 0,7$ м; внутренний диаметр трубопровода $d = 0,006$ м. Площадь поверхности трубопровода $F = 0,14$ м².

Для того, чтобы вычислить теплоприток к рабочей жидкости от окружающей среды, воспользуемся форму-

лой для расчета средней плотности теплового потока через цилиндрическую стенку:

$$q = \frac{\pi(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}, \quad (7)$$

где $T_1=295$ К — температура окружающей среды; T_2 — температура азота, движущегося по трубопроводу, в рамках эксперимента принимаем равной 77 К; α_i — коэффициент теплоотдачи материала, рассчитывается

по формуле $\alpha = \frac{\lambda}{\delta}$; λ — коэффициент теплопроводности

материала; d_i — диаметр трубопровода.

Для удобства примем, что трубопровод состоит из трех основных частей:

- внутренний трубопровод из нержавеющей стали: $d_{\text{внутр}}=0,006$ м, $\delta_{\text{внутр}}=0,0003$ м, $\lambda_{\text{нерж}}=15$ Вт/(м²·К);
- вакуумная изоляция: $\delta_{\text{изол}}=0,0003$ м, $\lambda_{\text{изол}}=0,0005$ 851 Вт/(м²·К);
- внешний трубопровод из нержавеющей стали: $d_{\text{внеш}}=0,019$ м; $\delta_{\text{внеш}}=0,0005$ м.

Подставив значения в формулу (7), получим $q=0,744$ Вт/м².

Теплоприток от окружающей среды к рабочей жидкости через трубопровод равен:

$$Q = q \cdot F = 0,104 \text{ Вт}. \quad (8)$$

Расход жидкого азота через сечение трубопровода:

$$G = \frac{Q}{c_p(T_{\text{вых}} - T_{\text{хр}}) - v(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})} = 0,054 \text{ г/с}. \quad (9)$$

Таким образом был вычислен теоретический расход рабочей жидкости через сечение вакуумного трубопровода, а также теоретически определен теплоприток к хладагенту через вакуумный трубопровод [18, 19].

Тепловой расчет сосуда криостата

Величина теплопритоков к криостату зависит от теплопроводности его отдельных участков, толщины слоя изоляции, ее теплопроводности и температуры окружающей среды. Основное тепловое сопротивление создается слоем вакуумной изоляции сосуда, а значит основные теплопритоки к жидкому азоту будут происходить через крышку криостата. На рис. 3 представлен сосуд криостата со следующими параметрами: масса сосуда — 391 г; объем сосуда — 700 мл; высота — 147 мм; диаметр наружный — 112 мм; диаметр внутренний — 100 мм; высота горловины — 18 мм; толщина стенок — 0,8 мм.

Для более точного результата расчет будет производиться для отдельных частей сосуда: цилиндрическая, сферическая части, крышка и горловина. За основу расчета теплопритоков к сосуду, за исключением расчета цилиндрической части, была выбрана формула теплового потока через стенку при теплопередаче:

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T, \quad (10)$$

где K — коэффициент теплопередачи рассматриваемого участка, рассчитывающийся по формуле:



Рис. 3. Сосуд криостата
Fig. 3. Cryostat vessel

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{внутр}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{наруж}}} \right)}. \quad (11)$$

Теплоприток к жидкости через цилиндрическую часть сосуда находится из формулы:

$$Q_{\text{цил}} = \frac{2\pi\lambda L(T_1 - T_2)}{\lg \frac{d_2}{d_1}}, \quad (12)$$

где $T_1=295$ К — температура окружающей среды; T_2 — температура, которую необходимо достичь внутри сосуда, принимаем равной 80 К; $\lambda=0,0005$ 851 Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности для вакуумной изоляции; $d_1=0,1$ м; $d_2=0,112$ м — внутренний и наружный диаметры сосуда; $L=0,1$ м — длина цилиндрической части сосуда (с учетом конического участка).

Подставим данные в формулу и получим:

$$Q_{\text{цил}} = 1,606 \text{ Вт}. \quad (13)$$

Дно сосуда состоит из трех стенок, между внутренней и средней откакумировано пространство, а между средней и наружной воздушная прослойка. Поэтому, теплоприток к рабочей жидкости через дно сосуда рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_{\text{дно}} = \frac{0,785d^2(T_1 - T_2)}{\left(\frac{3}{\alpha_{\text{нерж}}} + \frac{\delta_{\text{изол1}}}{\lambda_{\text{вак}}} + \frac{\delta_{\text{изол2}}}{\lambda_{\text{возд}}} \right)}, \quad (14)$$

где $d=0,1$ м — радиус дна сосуда; $\alpha_{\text{нерж}} = \lambda_{\text{нерж}} / \delta_{\text{нерж}} = 15 / 0,0008 = 18\,750$ Вт/(м²·К) — коэффициент теплоотдачи нержавеющей стали; $\delta_{\text{изол1}}=0,008$ м — толщина изоляции между внутренней и средней стенками; $\delta_{\text{изол2}}=0,012$ м — толщина изоляции между средней и наружной стенками; $\lambda_{\text{возд}}=0,0244$ Вт/(м·К) — теплопроводность воздуха.

Подставив данные в формулу, получим:

$$Q_{\text{дно}} = 0,119 \text{ Вт}. \quad (15)$$

Конструкция горловины сосуда выполнена так, чтобы минимизировать теплопритоки. К тому же крышка сосуда благодаря своей конструкции вкручивается до рабочего объема, минуя горловину и образуя с внутренним объемом сосуда теплоизолированную конструкцию. Поэтому расчетом горловины в нашем случае можно пренебречь.

Теплоприток через крышку сосуда:

$$Q_k = \frac{0,785d^2(T_1 - T_2)}{\left(\frac{\delta_{\text{пласт.внутр}}}{\lambda_{\text{пласт}}} + \frac{\delta_{\text{пен}}}{\lambda_{\text{пен}}} + \frac{\delta_{\text{пласт.внеш}}}{\lambda_{\text{пласт}}}\right)}, \quad (16)$$

где $\lambda_{\text{пласт}} = 8 \text{ Вт/ (м}\cdot\text{К)}$ — коэффициент теплопроводности PLA-пластика, из которого изготовлена крышка; $\lambda_{\text{пен}} = 0,033 \text{ Вт/ (м}\cdot\text{К)}$ — коэффициент теплопроводности пеноплекса, который образует изоляцию между верхней и нижней частями крышки; $\delta_{\text{пласт. внутр}} = 0,003 \text{ м}$ — толщина внутренней части крышки; $\delta_{\text{пласт.неш}} = 0,006 \text{ м}$ — толщина внешней части крышки; $\delta_{\text{пен}} = 0,033 \text{ м}$ — толщина пеноплекса; $d = 0,078 \text{ м}$ — диаметр крышки.

Подставляя значения величин в формулу, получим:

$$Q_k = 1,015 \text{ Вт}. \quad (17)$$

Общий теплоприток к сосуду криостата составит:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{цил}} + Q_{\text{дна}} + Q_k = 2,74 \text{ Вт}. \quad (18)$$

Основные потери рабочего тела будут происходить через цилиндрическую стенку и крышку сосуда. По полученной величине теплопритока рассчитаем потери жидкого азота.

Потери рабочей жидкости при стационарном режиме подсчитываются по формуле:

$$m = \frac{Q_{\text{общ}}}{r}, \quad (19)$$

где $r = 197,35 \text{ кДж/кг}$ — теплота парообразования жидкого азота.

$$m = 0,0139 \text{ г/с}. \quad (20)$$

Общее количество холода, необходимое для охлаждения сосуда и изоляции определяется по следующей формуле:

$$Q_{\text{охл}} = m_{\text{сосуда1}} C_p (T_1 - T_{\text{азота}}) + m_{\text{сосуда2}} C_p (T_1 - T_{\text{ср}}), \quad (21)$$

где $m_{\text{сосуда1}} = 0,15 \text{ кг}$ — вес внутреннего сосуда; $m_{\text{сосуда2}} = 0,241 \text{ кг}$ — вес внешнего сосуда; $C_p = 0,14 \text{ Дж/ (кг}\cdot\text{К)}$ — теплоемкость нержавеющей стали; $T_{\text{азота}} = 77 \text{ К}$ — температура хранения жидкого азота; $T_{\text{ср}} = 185 \text{ К}$ — среднее значение температуры.

Подставляя числовые значения в формулу, получим:

$$Q_{\text{охл}} = 8,29 \text{ Вт}. \quad (22)$$

Количество испаряющейся жидкости до момента охлаждения сосуда рассчитывается по формуле:

$$g = Q_{\text{охл}}/r = 0,042 \text{ г/с}. \quad (23)$$

Данный теоретический расчет дает первоначальное представление о том, какая величина теплопритоков поступает к исследуемому криостату, а также какое количество рабочего тела необходимо подводить в единицу времени при его захлаживании.

Результаты и анализ данных, полученных в эксперименте

В ходе запуска экспериментальной системы охлаждения был достигнут ее оптимальный режим работы,

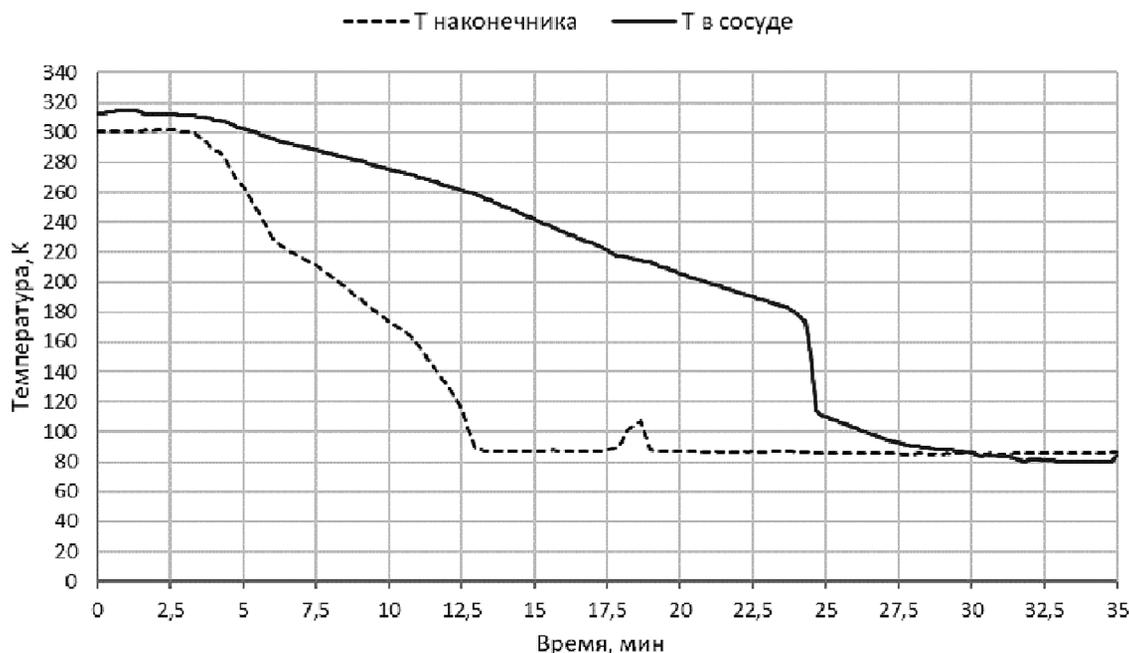


Рис. 4. Температурные зависимости

Fig. 4. Temperature dependencies

в результате которого получена температура внутри криостата, равная 80 К. Об этом свидетельствуют зависимости температур на рис. 4, полученные в процессе выполнения эксперимента.

На рис. 4 отражен процесс захлаживания охлаждающего наконечника и остывание объема внутри сосуда криостата. Следует заметить, что температура на наконечнике в определенный момент практически перестала снижаться. Это говорит о том, что начался процесс конденсации воздуха. Температура перехода воздуха из газообразного состояния в жидкое находится в пределах 83...87 К. На графике видно, что в среднем температура наконечника держалась на уровне 85 К. Воздух из атмосферы поступал в более разреженную среду внутри сосуда и конденсировался. К концу эксперимента внутри сосуда была получена температура 80 К, что свидетельствует об успешном выполнении эксперимента и о достижении поставленной цели. Масса сконденсировавшегося воздуха, полученная в результате исследования, равна 55 г.

Далее вычислим расход жидкого азота и холодопроизводительность экспериментальной установки.

Определим массу жидкого азота, затраченную на охлаждение сосуда криостата и ожигение воздуха. Известно, что количество теплоты, отобранное жидким азотом на изменение его агрегатного состояния, суммарно равняется теплоте, отведенной от сосуда криостата, теплоте, отведенной от воздуха на понижение его температуры, и теплоте, отведенной от воздуха при изменении его агрегатного состояния. Для этого запишем следующее уравнение:

$$m_{N_2} r_{N_2} = c_{\text{нерж}} m_c (T_1 - T_2) + m_{\text{возд}} r_{\text{возд}} + c_{\text{возд}} m_{\text{возд}} (T_1 - T_2), \quad (24)$$

где m_{N_2} — масса жидкого азота, затраченная на охлаждение сосуда и ожигение воздуха; $m_c = 391$ г — масса сосуда криостата; $m_{\text{возд}} = 55$ г — масса сжиженного воздуха.

Выразим массу азота и, подставив все известные значения, получим:

$$m_{N_2} = 342,1 \text{ г.} \quad (25)$$

Время проведения эксперимента составило 33 мин, зная время, вычислим расход жидкого азота:

$$g = \frac{m}{\Delta} = 0,173 \text{ г/с,} \quad (26)$$

Холодопроизводительность криогенной системы охлаждения равняется:

$$Q_c = g \cdot r = 34,1 \text{ Вт.} \quad (27)$$

Литература

1. Jackson J., Liao J., Klausner J. F., Mei R. Transient heat transfer during cryogenic chill down. // Paper presented at the Proceedings of the ASME Summer Heat Transfer Conference. 2005. vol. 2. p. 253–260. doi:10.1115/HT2005-72145
2. Kim Y., Lee S., Jang H., Kim Y., Lee K., Choi C., Lim J. The application of the cryogenic system on the HTS power cable circuit in actual grid. // Cryogenics. 2012. 52 (12), 661–666. doi: 10.1016/j.cryogenics. 2012.07.006
3. Hong H., Gong W. Z., Tian B., Zhang J. Y., Hu X. M., Wang J. Z., Xin Y. Cryogenic system for a 35 kV/90 MVA saturated iron-

Данный расчет показывает какое количество рабочей жидкости затрачивалось на достижение необходимого криогенного уровня охлаждения (77–90 К), а также какой максимальной холодопроизводительностью обладает экспериментальная испарительная система охлаждения (34 Вт).

Заключение

Для достижения необходимого уровня криогенного охлаждения и выполнения поставленной задачи был выбран жидкостный тип системы охлаждения. Также был выполнен теоретический расчет теплопритоков через наиболее уязвимые участки системы, которыми являются сосуд криостата и вакуумный трубопровод. Теоретические значения теплопритоков к ним составляют 2,75 Вт и 0,105 Вт, соответственно. По полученным теоретическим данным произведена первоначальная оценка качества работы системы охлаждения.

Результатом эксперимента стали зависимости температур внутри криостата, полученные по показаниям термометра. Полученные зависимости подтверждают реализацию процесса охлаждения в криостате до уровня 80 К. Также произведена оценка производительности системы в реальных условиях. Определена холодопроизводительность установки равная 34 Вт и расход жидкого азота для захлаживания объекта, который равен 0,173 г/с.

В дальнейшем планируется повысить эффективность охлаждения, получаемого с помощью экспериментального образца криогенной системы охлаждения. Основной недостаток данной системы заключается в том, что при достижении температуры охлаждения, близкой к необходимой (80 К), происходит лишь частичное испарение рабочей жидкости. Жидкий азот не успевает полностью испариться при контакте с захлаживающим наконечником и выходит в окружающую среду в виде жидкости, что приводит к его потерям. Целью дальнейшего исследования является усовершенствование программы выработки рабочего тела, что позволит значительно сократить его потери, а значит увеличить эффективность и время работы системы охлаждения.

Благодарности

Результаты работы получены с использованием оборудования центра коллективного пользования «Межкафедральный учебно-производственный научный центр САМ-технологий» при финансовой поддержке Минобрнауки России (проект № FSSS-2020-0019).

References

1. Jackson J., Liao J., Klausner J. F., Mei R. Transient heat transfer during cryogenic chill down. *Paper presented at the Proceedings of the ASME Summer Heat Transfer Conference*. 2005. vol. 2. p. 253–260. doi:10.1115/HT2005-72145
2. Kim Y., Lee S., Jang H., Kim Y., Lee K., Choi C., Lim J. The application of the cryogenic system on the HTS power cable circuit in actual grid. *Cryogenics*. 2012. 52 (12), 661–666. doi: 10.1016/j.cryogenics. 2012.07.006
3. Hong H., Gong W. Z., Tian B., Zhang J. Y., Hu X. M., Wang J. Z., Xin Y. Cryogenic system for a 35 kV/90 MVA saturated iron-

- core superconducting fault current limiter. // Paper presented at the AIP Conference Proceedings. 2010. Vol. 1218. P. 1395–1401. doi: 10.1063/1.3422314
4. Trevisani L., Morandi A., Negrini F., Ribani P. L., Fabbri M. Cryogenic fuel-cooled SMES for hybrid vehicle application. // *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, 2009. 19 (3), p. 2008–2011. doi: 10.1109/TASC.2009.2018482
 5. Костюк В. В., Фирсов В. П., Антюхов И. В., Галеев А. Г. Испарительная система криообеспечения протяженных силовых ВТСП кабелей. // *Альтернативная энергетика и экология (ISJAEE)*. 2017. (25–27):45–59. <https://doi.org/10.15518/isjaee.2017.25-27.045-059>
 6. Bellur K., Médici E. F., Kulshreshtha M., Konduru V., Tyrewala D., Tamilarasan A., Allen J. S. A new experiment for investigating evaporation and condensation of cryogenic propellants. // *Cryogenics*. 2016. Vol. 74, p. 131–137. doi:10.1016/j.cryogenics.2015.10.016
 7. Trollier T., Ravex A., Aubry C., Seidel A., Stephan H., De Parolis L., Kujala R. Trade-off between thermal link solutions for the cryosystem cryocooler on-board the international space station. // Paper presented at the AIP Conference Proceedings, 2004. Vol. 710. P. 1187–1194.
 8. Santos V., Sansinena M., Chirife J., Zaritzky N. Numerical simulation of cooling and freezing processes for the cryopreservation of biological material in liquid nitrogen. Paper presented at the PANACM 2015. 1st Pan-American Congress on Computational Mechanics, in Conjunction with the 11th Argentine Congress on Computational Mechanics, MECOM. 2015. 2015, 1111–1123.
 9. Iqbal A., Zhao G., Zaini J., He N., Nauman M. M., Jamil M., Suhaimi H. Sustainable hole-making in a titanium alloy using throttle and evaporative cryogenic cooling and micro-lubrication. // *Journal of Manufacturing Processes*. 2021. 67. 212–225. doi:10.1016/j.jmapro.2021.04.072
 10. Shimanov A. A., Uglanov D. A., Sarmin D. V., Tsapkova A. B. Numerical modelling of evaporation process in cryogenic systems. Paper presented at the MATEC Web of Conferences. 2017. P. 108. doi: 10.1051/mateconf/201710811003
 11. Bellur K., Médici E. F., Kulshreshtha M., Konduru V., Tyrewala D., Tamilarasan A., Allen J. S. A new experiment for investigating evaporation and condensation of cryogenic propellants. // *Cryogenics*. 2016. Vol. 74. P. 131–137. doi: 10.1016/j.cryogenics.2015.10.016
 12. Баррон Р. Ф. Криогенные системы: пер с англ. — 2-е изд. М: Энергоатомиздат, 1989. 408 с.
 13. Архаров А. М. Криогенные системы: учебник для студентов вузов по специальности «Техника и физика низких температур»: Основы проектирования аппаратов, установок и систем / А. М. Архаров, И. А. Архаров, В. П. Беляков и др.; под общ. ред. А. М. Архарова и А. И. Смородина. М.: Машиностроение, 1999. 720 с.
 14. Фастовский В. Г., Петровский Ю. В., Ровинский А. Е. Криогенная техника. Под ред. В. Г. Фастовского. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Энергия, 1974. 496 с.
 15. Грезин А. К., Зиновьев В. С. Микроркриогенная техника. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
 16. Филлин Н. В., Буланов А. Б. Жидкостные криогенные системы. Л.: Машиностроение, 1985. 247 с.
 17. Справочник по физико-техническим основам криогеники / М. П. Малков, И. Б. Данилов, А. Г. Зельдович, А. Б. Фрадков; core superconducting fault current limiter. *Paper presented at the AIP Conference Proceedings*. 2010. Vol. 1218. P. 1395–1401. doi: 10.1063/1.3422314
 4. Trevisani L., Morandi A., Negrini F., Ribani P. L., Fabbri M. Cryogenic fuel-cooled SMES for hybrid vehicle application. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, 2009. 19 (3), p. 2008–2011. doi: 10.1109/TASC.2009.2018482
 5. Kostyuk V. V., Firsov V. P., Antyukhov I. V., Galeev A. G. Evaporative cryopreservation system for extended power HTS cables. *Alternative Energy and Environment (ISJAEE)*. 2017. (25–27):45–59. <https://doi.org/10.15518/isjaee.2017.25-27.045-059> (in Russian)
 6. Bellur K., Médici E. F., Kulshreshtha M., Konduru V., Tyrewala D., Tamilarasan A., Allen J. S. A new experiment for investigating evaporation and condensation of cryogenic propellants. *Cryogenics*. 2016. Vol. 74, p. 131–137. doi:10.1016/j.cryogenics.2015.10.016
 7. Trollier T., Ravex A., Aubry C., Seidel A., Stephan H., De Parolis L., Kujala R. Trade-off between thermal link solutions for the cryosystem cryocooler on-board the international space station. // Paper presented at the AIP Conference Proceedings, 2004. Vol. 710. P. 1187–1194.
 8. Santos V., Sansinena M., Chirife J., Zaritzky N. Numerical simulation of cooling and freezing processes for the cryopreservation of biological material in liquid nitrogen. Paper presented at the PANACM 2015. 1st Pan-American Congress on Computational Mechanics, in Conjunction with the 11th Argentine Congress on Computational Mechanics, MECOM. 2015. 2015, 1111–1123.
 9. Iqbal A., Zhao G., Zaini J., He N., Nauman M. M., Jamil M., Suhaimi H. Sustainable hole-making in a titanium alloy using throttle and evaporative cryogenic cooling and micro-lubrication. *Journal of Manufacturing Processes*. 2021. 67. 212–225. doi:10.1016/j.jmapro.2021.04.072
 10. Shimanov A. A., Uglanov D. A., Sarmin D. V., Tsapkova A. B. Numerical modelling of evaporation process in cryogenic systems. Paper presented at the MATEC Web of Conferences. 2017. P. 108. doi: 10.1051/mateconf/201710811003
 11. Bellur K., Médici E. F., Kulshreshtha M., Konduru V., Tyrewala D., Tamilarasan A., Allen J. S. A new experiment for investigating evaporation and condensation of cryogenic propellants. *Cryogenics*. 2016. Vol. 74. P. 131–137. doi: 10.1016/j.cryogenics.2015.10.016
 12. Barron R. F. *Cryogenic systems: transl. from English*. 2nd edition Moscow, Energoatomizdat, 1989. 408 p. (in Russian)
 13. Arkharov A. M. *Cryogenic systems: Textbook for high school students in Low Temperature Engineering and Physics: Basics of designing apparatuses, installations and systems / A. M. Arkharov, I. A. Arkharov, V. P. Belyakov et al; under general editorship of A. M. Arkharov and A. I. Smorodin*. Moscow, Engineering Engineering Works, 1999. 720 p. (in Russian)
 14. Fastovsky V. G., Petrovskiy Yu. V., Rovinskiy A. E. *Cryogenic Equipment*. Edited by V. G. Fastovsky. Edited edition 2, revised and supplemented. Moscow: Energiya, 1974. 496 p. (in Russian)
 15. Grezin A. K., Zinoviev V. C. *Microcryogenic Technique*. Moscow, Machine Engineering, 1977. 232 p. (in Russian)
 16. Filin N. V., Bulanov A. B. — *Liquid Cryogenic Systems*. Leningrad Mechanical Engineering, 1985. 247 p. (in Russian)
 17. *Handbook for Physicotechnical Principles of Cryogenics / M. P. Malkov, I. B. Danilov, A. G. Zeldovich, A. B. Fradkov;*

- ков; Под ред. М. П. Малкова — 3-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1985. 432 с.
18. Архаров А. М., Архаров И. А., Антонов А. Н. и др. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты: учебник; под общ. ред. А. М. Архарова и И. К. Буткевича. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 582 с.
19. Куландин А. А., Тимашев С. В., Иванов В. П. Энергетические системы космических аппаратов. М., Машиностроение, 1972. 428 с.
- Under edition of M. P. Malkov. 3rd edition, revised, and supplemental. Moscow: Energoizdat, 1985. 432 p. (in Russian)
18. Arkharov A. M., Arkharov I. A., Antonov A. N. et al. Machines of low-temperature technology. Cryogenic Machines and Tools: a textbook; eds A. M. Arkharov and Butkevich I. K. Moscow, Publishing house of MSTU named after N. E. Bauman, 2011. 582 p. (in Russian)
19. Kulandin A. A., Timashev S. V., Ivanov V. P. Power Systems of Space Vehicles. Moscow, Machine Engineering, 1972. 428 p. (in Russian)

Сведения об авторах

Сармин Дмитрий Викторович

К. т. н., доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. Академика С. П. Королева, 443 086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, sarmin.d.v@mail.ru

Боровик Владислав Михайлович

Магистрант кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. Академика С. П. Королева, 443 086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, 13super06user00@gmail.com

Благин Евгений Валерьевич

К. т. н., научный сотрудник кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. Академика С. П. Королева, 443 086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, evgenyblagin@gmail.com

Лопатин Алексей Леонидович

Аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. Академика С. П. Королева, 443 086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, aleksei-1119@mail.ru

Information about authors

Sarmin Dmitriy V.

Ph. D., Associate Professor, Department of Thermal Engineering and Thermal Engines, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev, 443 086, Russia, Samara, Moscow highway, 34, sarmin.d.v@mail.ru

Borovik Vladislav M.

Graduate student of Thermal Engineering and Thermal Engines Department, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev, 443 086, Russia, Samara, 34, Moskovskoe highway, 13super06user00@gmail.com

Blagin Evgeny V.

Ph. D., Research assistant of Thermal Engineering and Thermal Engines, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev, 443 086, Russia, Samara, Moscow highway, 34, evgenyblagin@gmail.com

Lopatin Alexey L.

Postgraduate student of Thermal Engineering and Thermal Engines Department, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev, 443 086, Samara, Russia, 34, Moskovskoe highway, aleksei-1119@mail.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»



28-я международная выставка «Оборудование, технологии, сырье и ингредиенты для пищевой и перерабатывающей промышленности» 9-13 октября 2023 г.

«Агропродмаш» – международная выставка оборудования, машин и ингредиентов для пищевой и перерабатывающей промышленности – на протяжении двух десятилетий демонстрирует лучшие мировые достижения, способствуя внедрению новых современных технологий российскими предприятиями пищевой и перерабатывающей промышленности.

«Агропродмаш» - абсолютный лидер среди выставок России по тематике «Пищевая промышленность, оборудование и ингредиенты».

Организатор выставки:

ЦВК «Экспоцентр», 123100, Россия, Москва,
Краснопресненская набережная, 14
<https://www.agroprod mash-expo.ru/>

