

УДК 621.565.9

Теплообменная поверхность для подогрева кислорода в околокритическом состоянии в условиях невесомости

Д-р техн. наук Ю. В. СВЕТЛОВ¹, канд. техн. наук О. С. ПРАНЦУЗ²,
канд. техн. наук А. А. КРАСНИЧЕНКО³

Московский государственный университет технологий и управления имени К. Г. Разумовского

¹yuvsvetlov@mail.ru, ²oksana.prantsuz@yandex.ru, ³a.krasnichenko@yandex.ru

Решена задача по определению эффективной поверхности трубчатого оребренного теплообменника, расположенного в шаровой емкости космического аппарата (КА), заполненной однофазной жидкостью — (кислородом) в околокритическом состоянии в условиях невесомости. Теплообменник-подогреватель предназначен для поддержания постоянного давления в шаровой емкости. Теплоносителем, циркулирующим в трубном пространстве теплообменника также является кислород. Выполнен анализ влияния внешних возмущений на процесс теплопереноса в теплообменнике-подогревателе, а также на распространение теплоты в однородной среде надкритического состояния в условиях невесомости в шаровой емкости. Расчет был произведен для наиболее напряженных условий первого часа работы системы. Полученная поверхность теплообмена имеет пятикратный запас по сравнению с расчетной. В дальнейшем в подобных случаях можно производить прямой расчет необходимой поверхности и находить коэффициент конвекции, имея в виду найденную геометрическую структуру оребрения.

Ключевые слова: теплообменник-подогреватель, теплоноситель, кислород в надкритическом состоянии, шаровая емкость, коэффициент случайной конвекции, число Фурье, число Нуссельта, коэффициент оребрения.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 30.03.2023, одобрена после рецензирования 11.05.2023, принята к печати 22.05.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-29-36

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Светлов Ю. В., Пранцуз О. С., Красниченко А. А. Теплообменная поверхность для подогрева кислорода в околокритическом состоянии в условиях невесомости. // Вестник Международной академии холода. 2023. № 3. С. 29-36. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-29-36

Heat exchange surface for heating oxygen in the near-critical state in zero gravity

D. Sc. Y. V. SVETLOV¹, Ph. D. O. S. PRANTSUZ²,
Ph. D. A. A. KRASNICHENKO³

K. G. Razumovsky Moscow State University of Technologies and Management

¹yuvsvetlov@mail.ru, ²oksana.prantsuz@yandex.ru, ³a.krasnichenko@yandex.ru

The problem of determining the large surface of a tubular finned heat exchanger located in a spherical vessel of a spacecraft (SC) filled with a single-phase liquid (oxygen) in a near-critical state under weightlessness conditions has been solved. The heat exchanger-heater is designed for constant pressure in the ball tank. The heat carrier circulating in the tube space of the heat exchanger is oxygen. The analysis of the influence of external disturbances on the heat transfer process in the heat exchanger-heater as well as on the propagation of heat in a homogeneous medium of supercritical state in zero gravity in a ball tank is carried out. The calculation was made for the most stressful conditions of the first hour operation of the system. The resulting heat exchange surface has a five-fold margin compared to the calculated one. In the future, in such cases it is possible to make a direct calculation of the required surface and find the convection coefficient taking into account the geometric structure of ribbing.

Keywords: heat exchanger-heater, heat carrier, oxygen in supercritical state, ball capacity, coefficient of random convection, Fourier number, Nusselt number, ribbing coefficient.

Article info:

Received 30/03/2023, approved after reviewing 11/05/2023, accepted 22/05/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-29-36

Article in Russian

For citation:

Svetlov Y. V., Prantsuz O. S., Krasnichenko A. A. Heat exchange surface for heating oxygen in the near-critical state in zero gravity. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 3. p. 29-36. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-29-36

Введение

В сложных условиях космического полета, при отсутствии воздуха, теплообменное оборудование космических аппаратов (КА) включает разнообразные системы терморегулирования с различными газожидкостными контурами, излучательными радиаторами, нагревателями [1]–[8]. Циркуляция жидкости в теплообменных аппаратах позволяет практически ликвидировать тепловую стратификацию. Обеспечение долговечности и эффективности оборудования в системе жизнеобеспечения КА требует решения задач по определению эффективной площади поверхности трубчатых оребренных теплообменников, оптимальной конструкции, компоновки и тепловых режимов работы.

В условиях невесомости при свободном движении космического аппарата гравитационная сила равна нулю. В связи с этим можно считать, что естественная конвекция внутри сосудов отсутствует, что резко должно ухудшать процесс переноса теплоты.

Вместе с тем существует ряд практических соображений, которые с достаточной степенью вероятности могут облегчить решение задачи получения необходимой теплообменной поверхности [9, 10]. Каким бы ни был космический аппарат (КА) по своему назначению, форме и сложности, он при работе неизбежно оказывает влияние на происходящие внутри него процессы и явления. Определенные импульсы возникают в результате работы системы ориентации, ударов частиц, внутренних механических воздействий, перемещений космонавтов и др. Как указывает Б. Гербгард (Gebgard) [9], даже в случае, когда такие импульсы являются следствием относительно малого ускорения электрической ракетной двигательной системы их влияние, как и влияние неравномерной тяги двигательной системы, может быть существенным. Суммарным результатом воздействия подобных возмущений на движение аппарата с управляемой ориентацией должны быть последовательные небольшие флуктуации мгновенной скорости и ориентация в пространстве. Таким образом, создаются реальные предпосылки для получения эффектов случайной (беспорядочной) конвекции. Анализ имеющихся литературных данных [10]–[13] позволяет рассчитывать, что случайные импульсы в условиях, когда затруднительно обеспечить вынужденное движение, как например, в шаровой емкости, должны оказывать некоторое влияние на скорость процессов переноса. Более того, существует предположение, что такого рода возмущения имеют порядок величины, сравнимый с любыми имеющими место установившимися «массовыми» силами.

Задачи исследования

Все сказанное выше относится к нашему конкретному случаю, когда передача теплоты производится к однофазной жидкости, находящейся в шаровой емкости, от теплоносителя, циркулирующего в трубчатом оребренном теплообменнике (рис. 1, 2). Ребра предна-

значены для более равномерного и эффективного съема теплоты.

Расчет режима движения потока в трубках не представляет принципиальных трудностей. Это ламинарный режим, для которого по известным критериальным зависимостям элементарно определяется коэффициент теплоотдачи α от потока к стенке. Но следует заметить, что коэффициент теплопередачи для разбираемого случая не имеет физического смысла. В самом деле, тепловой поток может быть обеспечен как теплоносителем в трубках, так и электрическим нагревом стержня. Цель исследования состоит в нахождении температурного поля в некотором элементарном объеме, ограниченном поверхностями трубки, ребер и стенки сосуда.

Для решения задачи необходимо знать:

— температуру греющей поверхности в любой точке, т. е. характер распределения температур, как по поверхности трубки, так и в ребрах;

— закон распространения теплоты в гомогенной среде надкритического состояния в условиях невесомости.

Метод для оценки влияния возмущений на процесс теплопереноса

Оба сформулированных вопроса требуют постановки серьезного исследования. Однако в первом приближении для ориентировочного расчета необходимой теплообменной поверхности можно использовать понятие условного коэффициента теплопередачи с условием относительно обоснованного расчета теплоотдачи к однофазной жидкости. Рассмотрим метод, рекомендуемый Гербгардом (Gebgard), для оценки влияния возмущений на процесс теплопереноса.

В результате изменения пространственной ориентации космического объекта и его мгновенной скорости в каждой элементарной частице жидкости возникают нормальные и касательные напряжения. Нормальные напряжения являются следствием, главным образом, флуктуаций скорости. Их появление вызывает относительное движение стенок емкости и жидкости. Влияние изменяющейся ориентации аппарата на жидкость проявляется, главным образом, в касательных напряжениях. Они действуют только в период относительного движения, поэтому жидкость сохраняет неизменную ориентацию в пространстве, тогда как ориентация емкости подвержена изменениям.

Средний тепловой поток в единицу времени и на единицу площади можно выразить следующим образом:

$$\bar{q} = \int_0^{\infty} \frac{Q}{\tau} \varphi(\tau) d\tau, \quad (1)$$

где $\frac{Q}{\tau}$ – количество теплоты, передаваемой в единицу времени;
 $\varphi(\tau)$ — вероятностный закон распределения времени.

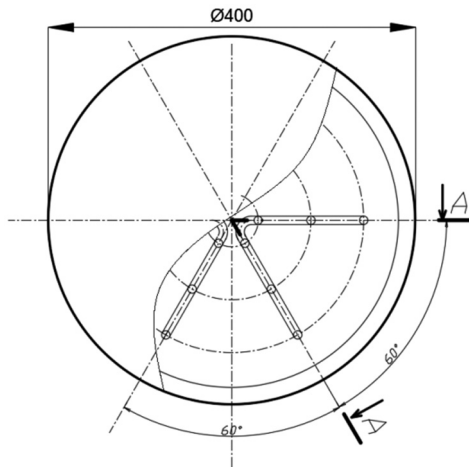


Рис. 1. Размещение трубчатой поверхности внутри шаровой емкости

Fig. 1. Placement of the tubular surface inside the ball tank

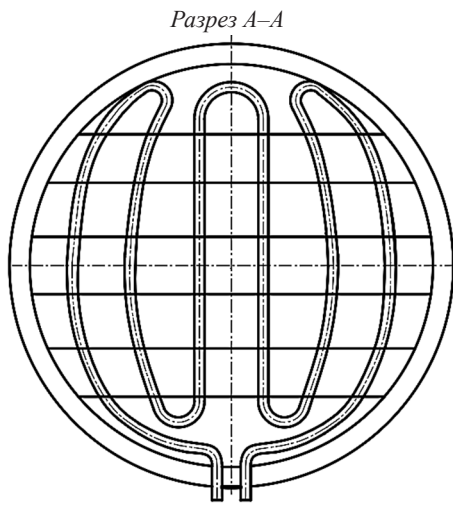


Рис. 2. Разрез А-А шаровой емкости с размещенной в ней теплообменной поверхностью

Fig. 2. Section A-A of a ball tank with a heat exchange surface placed in it

Зависимость (1) выразим через число Фурье (Fo) при наличии возмущений $Fo = \frac{a\tau}{s^2}$:

$$\bar{q} = \frac{a}{s^2} \int_0^\infty \frac{Q}{Fo} \varphi(Fo) d(Fo), \quad (2)$$

где a — коэффициент температуропроводности (термической диффузии);
 s — характерный размер;
 $\varphi(Fo)$ — вероятность распределения Fo.

Переходя к получению выражения для числа Нуссельта (Nu), воспользуемся, введенным Гебгардом (Gebgard), понятием среднего коэффициента конвекции

$$\bar{h} = \frac{q}{t_0 - t_\infty} = \frac{q}{\theta_0}, \text{ таким образом}$$

$$Nu = \bar{h} \frac{s}{\lambda}, \quad (3)$$

где θ_0 — разность между температурами стенки и среды;
 λ — коэффициент теплопроводности.

Нетрудно видеть, что по физическому смыслу \bar{h} представляет собой коэффициент пропорциональности в уравнении Нуссельта α , а если учесть, что характерным размером для трубки будет ее диаметр, то получим известное выражение:

$$\overline{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}. \quad (4)$$

Поэтому \bar{h} будем считать условным коэффициентом теплоотдачи и используем его для нахождения коэффициента теплопередачи.

В развернутом виде уравнение (3) запишется:

$$\overline{Nu} = \frac{a}{s\lambda\theta_0 Fo_m} \int_0^\infty \frac{Q \cdot f(y)}{y} dy, \quad (5)$$

где Fo_m — среднее или наиболее вероятное значение числа Фурье; $y = Fo/Fo_m$;
 $f(y)$ — распределение вероятности ряда независимых переменных, в частности, представляется возможным использование экспоненциального закона $f(y) = e^{-y}$ или при условии, согласно которому общая вероятность равна 1.

$$f(y) = \frac{n^{n+1}}{n!} y^n e^{-ny}, \quad (6)$$

где n — положительное целое число, характеризующее собой количество возмущений.

При $n \rightarrow \infty$ все интервалы времени между возмущениями можно считать одинаковыми и характеризовать их величиной τ_m .

Более детальный и углубленный анализ показывает, что влияние n на параметры предсказываемой теплопередачи малó.

Опуская промежуточные рассуждения, укажем, что средние значения чисел Нуссельта должны быть рассчитаны по формуле (5), с учетом распределения вероятности (6).

Для теплопроводности в случае плоской поверхности получаем следующее выражение:

$$\overline{Nu}_n = \frac{2n^{n+1}}{\pi^{0.5} Fo_m^{0.5} n!} \int_0^\infty y^{n-0.5} e^{-ny} dy = \frac{C_n}{Fo_m^{0.5}}, \quad (7)$$

где $C_n = \frac{n^{0.5} (2n-1)(2n-3) \dots 3 \cdot 1}{n! 2^{n-1}}$ или значения C_n берутся из данных табл. 1.

Таблица 1

n-зависимая константа

Table 1

n-dependent constant

n	1	2	3	∞
C_n	1	1,061	1,088	1,128

Для теплопроводности в случае цилиндрической поверхности используется выражение следующего вида:

$$\overline{Nu}_n = \frac{n^{n+1}}{n!} \int_0^{\infty} \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{\pi^{0.5} Fo_m^{0.5} y^{0.5}} \right) y^n e^{-ny} dy$$

или

$$\overline{Nu}_n = \frac{1}{2} + \frac{C_n}{Fo_m^{0.5}}. \quad (9)$$

Преобразуя формулы (7) и (9) с использованием уравнения (3), получим выражения для случайного коэффициента конвекции (условного коэффициента теплоотдачи). Формулы Б. Гербгарда (Gebgard) [9] изначально приведены в оригинале, далее при расчетах для получения результатов в Международной системе (СИ), вводились коэффициенты перерасчета:

— для плоской поверхности:

$$\overline{h}_{пл} = C_n \left(\frac{\rho C_p \lambda}{\tau_m} \right)^{0.5}; \quad (10)$$

— для цилиндрической поверхности:

$$\overline{h}_{ц} = \frac{\lambda}{2S} + C_n \left(\frac{\rho C_p \lambda}{\tau_m} \right)^{0.5}. \quad (11)$$

С учетом всего вышесказанного можно записать рабочее уравнение для определения условного коэффициента теплопередачи оребренной поверхности:

$$K_{усл} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{S_{пл}}{S_{ц}} + \frac{1}{h}} \quad (12)$$

где $\frac{S_{пл}}{S_{ц}}$ — коэффициент оребрения теплообменной по-

верхности;

$S_{пл}$ — поверхность ребер (плоская теплоотдающая поверхность), м²;

$S_{ц}$ — поверхность трубок (цилиндрическая теплоотдающая поверхность), м².

Расчет теплообменника

Теплообменник — подогреватель располагается в шаровой емкости, заполненной однофазной жидкостью в надкритическом состоянии, и предназначается для поддержания постоянного давления в емкости.

Исходные данные для расчета:

1. Характеристика емкости — объем 30 л, $D_{вн} = 385$ мм.
2. Газ в теплообменнике — кислород.
3. Температура газа на входе в теплообменник — $278 \div 298$ К.
4. Температура газа на выходе из теплообменника 130 К.
5. Расход в течение первого часа работы — 0,275 кг/ч.
6. Минимальный расход — 0,076 кг/ч.
7. Средний расход через теплообменник — 0,132 кг/ч.
8. Расчетное давление в теплообменнике — 58,84 бар (60 кгс/см²).
9. Окружающая среда (содержимое емкости) — кислород.
10. Температура окружающей среды — $120 \div 200$ К.
11. Давление окружающей среды — 58,84 бар (60 кгс/см²).
12. Теплопритоки из окружающей среды — (1,4 ккал/ч) 1,63 Дж/с.

13. Плотность ρ окружающей среды в сосуде в течение первого часа работы меняется от 1002 до 992 кг/м³ (при минимальном расходе $\rho = 581$ кг/м³).

Расчет производится для наиболее напряженных условий первого часа работы системы. Критериальные уравнения, а также общая методология теплового и конструктивного расчета теплообменных аппаратов, многократно проверенные для условий работы криогенных систем различного назначения [14, 15], остаются в основе настоящего расчета.

В качестве рабочих параметров принимается средняя температура потока в течение первого часа работы:

$$T_{cp} = (278 + 130) / 2 = 204 \text{ К.}$$

Давление кислорода в трубках: $P_1 = 58,84$ бар.

Удельный объем кислорода при $T_{cp} = 204$ К и $P_1 = 58,84$ бар по i - lpP -диаграмме [17]: $v = 0,0072$ м³/кг.

Плотность равна: $\rho_1 = 1/v = 139$ кг/м³.

Скорость газа в трубках $w_1 = G / (\rho_1 F)$.

Принимаем диаметр трубки теплообменника $d_n = 8 \times 1$ мм, тогда площадь сечения по внутреннему диаметру трубки составит:

$$F = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} = 28,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$w_1 = \frac{0,275}{139 \cdot 28,2 \cdot 10^{-6} \cdot 3600} = 0,0195 \text{ м/с.}$$

Физические константы кислорода при $T_{cp} = 204$ К и $P_1 = 58,84$ бар [14]–[16]:

— вязкость $\mu = 147 \cdot 10^{-7}$ Па·с;

— теплопроводность $\lambda = 0,0233$ Вт/(м·К).

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_1 d_{вн} \rho_1}{\mu} = \frac{0,0195 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 139}{147 \cdot 10^{-7}} = 1106.$$

Для ламинарного режима течения потока в трубе ($Re < 2300$):

$$Nu = 1,61 \left(Pe \frac{D}{L} \right)^{1/3}.$$

Поскольку $Pe \frac{D}{L} < 12$, наступает режим тепловой стабилизации потока и число Нуссельта принимает постоянное значение $Nu = 3,66$.

В этом случае

$$\alpha = 3,66 \frac{\lambda}{d_{вн}} = \frac{3,66 \cdot 0,0233}{6 \cdot 10^{-3}} = 14,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Тепловая нагрузка на теплообменник:

$$Q = 1,1629 G \Delta i = G (i_{298}^{60} - i_{130}^{60}) = 1,1629 \cdot 0,275 (93,16 - 17) = 24,42 \text{ Вт.}$$

Значение энтальпий определялись по диаграмме i - lpP для кислорода [15].

Реальные условия полета космического аппарата показывают, что возмущающие импульсы будут воздействовать на однофазную жидкость в сосуде постоянно, даже если двигательные установки не работают. Аппарат при этом может двигаться по орбите, причем он будет

каким-то образом вращаться. Такого движения уже достаточно для создания определенной конвекции в сосуде, а всевозможные, даже кратковременные, импульсы от включения двигателей или работы бортовой аппаратуры будут способствовать ее интенсификации.

В этих условиях можно считать, что число возмущений $n \rightarrow \infty$ и тогда константа $C_n = 1,128$ (тем более, что значение C_n не слишком отличается при различных n). Очевидно, и время τ_m между отдельными возмущениями будет достаточно малым (если условно считать весь этот непрерывный процесс равномерно циклическим).

Принимаем $\tau_m = 60 \text{ с} = 0,0167 \text{ ч}$. Физические константы кислорода при $T = 120 \text{ К}$ и $P = 58,84 \text{ бар}$:

- плотность $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- теплоемкость $C_p = 1843,6 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$;
- теплопроводность $\lambda = 410,62 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Определяем коэффициент случайной конвекции:

а) для плоской поверхности по уравнению (10):

$$\bar{h}_{пл} = 1,128 \left(\frac{1000 \cdot 1843,6 \cdot 410,62}{0,0167 \cdot 4190^2} \right)^{0,5} = 238,83 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}};$$

б) для цилиндрической поверхности по уравнению (11):

$$\bar{h}_{ц} = 1,189 + 238,83 = 240 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}.$$

В связи с тем, что $\bar{h}_{пл}$ и $\bar{h}_{ц}$ практически одинаковы, в качестве расчетной осредненной величины примем

$$\bar{h} = 239 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}} = 66,39 \frac{\text{Вт}}{\text{кг}\cdot\text{К}}.$$

В формуле (12) для определения условного коэффициента теплопередачи фигурирует коэффициент ор-

ебрения $\frac{S_{пл}}{S_{ц}}$, который отражает соотношение между

плоской и цилиндрической поверхностями. Для получения величины указанного коэффициента задаемся геометрической формой теплоотдающей поверхности (рис. 1, 2). Она строится по принципу наиболее равномерного размещения в объеме сферы и состоит из 3-х трубчатых змеевиков, расположенных под углом 60° относительно друг друга, и шести поперечных пластин (ребер) толщиной 1–1,5 мм, которые припаиваются к трубкам. С целью уменьшения массы конструкции, а также улучшения условий для конвекции жидкости пластины перфорируются отверстиями $\varnothing 3 \text{ мм}$ с шагом 7 мм (табл. 2). Исходя из принятой формы теплообменника, определяем его фактическую теплоотдающую поверхность.

Общее число отверстий на пластинах при условии их размещения по периметрам правильных шестиугольников с учетом заполнения сегментов [16].

$$\begin{aligned} N_1 &= N_6 = 1765; \\ N_2 &= N_5 = 2263; \\ N_3 &= N_4 = 2455. \end{aligned}$$

Сечение одного отверстия:

$$S = \frac{\pi d_{отв}^2}{4} \cdot 2N = 1,57 \cdot 3^2 \cdot 10^{-6} N = 14,1 \cdot 10^{-6} N.$$

Таблица 2

Число рядов отверстий, в зависимости от диаметра пластин

Table 2

The number of rows of holes depending on the diameter of the plates

Диаметры пластин	Число рядов отверстий
$d_1 = 300 \text{ мм}$	$m_1 = d_1/t = 300/7 \approx 43$
$d_2 = 360 \text{ мм}$	$m_2 = 360/7 \approx 51$
$d_3 = 380 \text{ мм}$	$m_3 = 380/7 \approx 54$
$d_4 = 380 \text{ мм}$	$m_4 = 54$
$d_5 = 360 \text{ мм}$	$m_5 = 51$
$d_6 = 300 \text{ мм}$	$m_6 = 43$

Сечение отверстий на пластинах:

$$S_1 = S_6 = 14,1 \cdot 10^{-6} \cdot 1765 = 0,0249 \text{ м}^2;$$

$$S_2 = S_5 = 14,1 \cdot 10^{-6} \cdot 2263 = 0,0319 \text{ м}^2;$$

$$S_3 = S_4 = 14,1 \cdot 10^{-6} \cdot 2455 = 0,0346 \text{ м}^2.$$

Общее сечение отверстий:

$$S_{отв} = 0,0249 \cdot 2 + 0,0319 \cdot 2 + 0,0346 \cdot 2 \text{ м}^2.$$

Пластины пронизываются трубками в 108 местах (3 трубчатых змеевика по 36 контактов) и припаиваются по периметру, образуя ребра. Таким образом, поверхность пластин, занятая трубками, будет равна:

$$S_{тр} = \frac{\pi d_{тр.м}^2}{4} \cdot 2 \cdot 108 = 1,57 \cdot 8^2 \cdot 10^{-6} \cdot 108 = 0,0108 \text{ м}^2.$$

Поверхность пластин, не участвующая в теплообмене:

$$S' = S_{отв} + S_{тр} = 0,183 + 0,0108 = 0,194 \text{ м}^2.$$

Общая поверхность пластин без учета перфорации и трубок

$$\begin{aligned} S_{общ} &= 2 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 2 + \frac{\pi d_2^2}{4} \cdot 2 + \frac{\pi d_4^2}{4} \cdot 2 \right) = 3,14(d_1^2 + d_2^2 + d_3^2) = \\ &= 3,14(0,3^2 + 0,34^2 + 0,35^2) = 3,14(0,09 + 0,116 + 0,1225) = \\ &= 3,14 \cdot 0,3285 = 1,08 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Плоская теплоотдающая поверхность:

$$S_{пл} = S_{общ} - S' = 1,08 - 0,194 = 0,836 \text{ м}^2.$$

Длина трубки $L = 2280 \text{ мм}$. Цилиндрическая (змеевиковая) теплоотдающая поверхность

$$S_{ц} = 3L\pi d_{тр.м} = 172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 0,172 \text{ м}^2.$$

Коэффициент оребрения:

$$\frac{S_{пл}}{S_{ц}} = \frac{0,836}{0,172} = 4,86.$$

Общая фактическая теплоотдающая поверхность теплообменника:

$$F = S_{пл} + S_{ц} = 0,836 + 0,172 = 1,008 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K_{усл} = \frac{1}{\frac{1}{14,2} \cdot 4,86 + \frac{1}{66,39}} = 2,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

В связи с существенным изменением удельной теплоемкости кислорода в зависимости от температуры

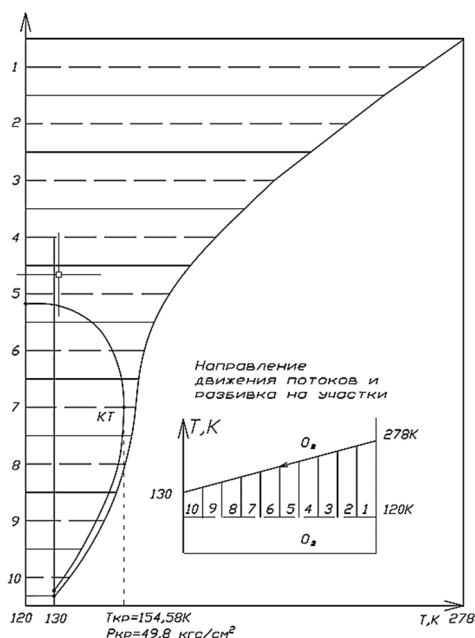


Рис. 3. Определение средне интегральной разности температур графоаналитическим методом

Fig. 3. Determination of the average-integral temperature difference by graphoanalytic method

в околокритической области, средний температурный напор в теплообменном устройстве определили как средне интегральное значение графоаналитическим методом [14, 15], показано на рис. 3. Результаты измерений приведены в табл. 3. Геометрические построения конструкций производились в масштабе М 1:1, и были разбиты на десять участков.

$$\sum_{i=1}^{10} \left(\frac{1}{\Delta T} \right)_i = 0,234;$$

$$\Delta T_{cp} = \frac{n}{\sum \frac{1}{\Delta T}} = \frac{10}{0,234} = 42,7 \text{ K}.$$

Расчетная теплоотдающая поверхность:

$$F_p = \frac{Q}{K_{усл} \Delta t_{инт}} = \frac{24,42}{2,8 \cdot 42,7} = 0,204 \text{ м}^2.$$

Фактически принятая поверхность имеет запас по сравнению с расчетной, равный $F/F_p = 1,008/0,204 = 4,84$.

Заключение

Произведенный расчет удовлетворяет наиболее тяжелым условиям работы теплообменника. При других режимах будет иметь место еще больший запас поверхности.

При определении коэффициента теплопередачи в нашем случае был использован метод «обратного» расчета, т. е. сначала была выбрана геометрия теплоотдающей поверхности и найдено соотношение между поверхностями ребер и трубок. Это соотношение необходимо знать для нахождения коэффициента оребрения, а также для определения коэффициента случайной конвекции в тех

Таблица 3
Средний температурный напор в теплообменном устройстве

Table 3
Average temperature pressure in the heat exchange device

№ участка	D, мм	ΔT, К	1/ΔT
1	339	143,8	0,00695
2	289	116,3	0,00860
3	228	89,93	0,01112
4	174	68,95	0,01450
5	131	52,21	0,01915
6	108	43,02	0,02325
7	99	39,70	0,02519
8	91	35,93	0,02783
9	74	28,59	0,03498
10	46	15,96	0,06266
			Σ 0,234225

случаях, когда $\bar{h}_{пл}$ и $\bar{h}_{ц}$ отличны по абсолютной величине. Указанный подход оказался необходим в связи с тем, что такого рода расчет производится впервые и было не ясно, какие коэффициенты оребрения могут быть заложены в конструкцию. В дальнейшем в подобных случаях можно вести «прямой» расчет, т. е. находить коэффициент конвекции, имея в виду порядок найденного коэффициента оребрения, определять необходимую теплоотдающую поверхность, а затем оформлять ее конструктивно.

Обозначения, применяемые в статье

Q — тепловой поток; Вт; \bar{q} — средний тепловой поток; Q/τ — количество теплоты, передаваемой в единицу времени; T_{ср} — средняя температура потока, К; G — массовый расход, кг/ч; w — скорость в трубке, м/с; i — энтальпия, кДж/кг; φ (τ) — вероятностный закон распределения времени; Fo — число Фурье; \bar{h} — средний коэффициент конвекции, кДж/ (кг·К); $\bar{h}_{пл}$ — коэффициент случайной конвекции для плоской поверхности, кДж/ (кг·К); $\bar{h}_{ц}$ — коэффициент случайной конвекции для цилиндрической поверхности, кДж/ (кг·К); d — диаметр пластин, м; m₁ — число рядов пластин; α — коэффициент температуропроводности (термической диффузии), Вт/ (м²·К); s — характерный размер; φ (Fo) — вероятность распределения Fo; Nu — число Нуссельта; θ₀ — разность температур между температурами стенки и среды; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/ (м·К); Re — число Пекле; Re — число Рейнольдса; N — число отверстий на пластинах; S — площадь сечения одного отверстия, м²; S_{общ} — общая поверхность пластин, м²; S' — поверхность пластин не участвующих в теплообмене; S_{тр} — поверхность пластин, занятая трубками, м²; S_{пл} — плоская теплоотдающая поверхность, м²; S_ц — цилиндрическая (змеевиковая) теплоотдающая поверхность, м²; F_p — расчетная теплоотдающая поверхность, м²; F — фактическая теплоотдающая поверхность, м²; K_{усл} — коэффициент теплопередачи.

Литература

1. Igrickii V. A. Shaded spacecraft radiators to be used on the daytime surface of the mercury planet, the moon, and asteroids of the solar system inner part. // *Aerospace Scientific Journal*. 2016; 2 (6):69–93.
2. Актуальные вопросы проектирования автоматических космических аппаратов для фундаментальных и прикладных научных исследований / Сост. В. В. Ефанов. Химки: НПО им. С. А. Лавочкина, 2015. 350 с.
3. Финченко В. С., Котляров Е. Ю., Иванков А. А. Системы обеспечения тепловых режимов автоматических межпланетных станций / Под ред. В. В. Ефанова, В. С. Финченко. Химки: НПО им. С. А. Лавочкина, 2018. 400 с.
4. Кокарев М. А., Дзюбенко О. Л., Чмутин Е. В., Суязов Д. С. Перспективы применения новых кислородных систем в авиации // *Современные научные исследования и инновации*. 2016. № 4. с. 74–76.
5. Альтов В. В., Залетаев С. В., Копяткевич Р. М. Математическое моделирование тепловых режимов космического аппарата с помощью пакета программ ТЕРМ. // *Космонавтика и ракетостроение*. 2001. Вып. 23. с. 110–118.
6. Худяков С. А. Космические энергоустановки. М.: Знание, 1984. 64
7. Худяков С. А. Энергетические установки на основе топливных элементов для лунного орбитального аппарата и орбитального корабля «Буран». // *Альтернативная энергетика и экология*. 2020. (1-6). с. 122–124.
8. Jones B. G. Development for Space Use of BAe's Improved Single-Stage Stirling Cycle Cooler for Applications in the Range 50–80 K. Cryocoolers 8, New York, 1995. p. 1–11.
9. Gebhard B. Random convection under conditions of weighlessness. // *AIAA Journal*. 1963. Vol. 1. No 2. p. 380–383.
10. Козлов Л. В., Нусинов М. Д., Акишин А. И. и др. Моделирование тепловых режимов космического аппарата и окружающей его среды / Под ред. Г. И. Петрова. М: Машиностроение, 1971. 382 с.
11. Ягодников Д. А., Антонов Ю. В., Новиков А. В., Стриженко П. П., Быков Н. И. Исследование процесса течения кислорода в рубашке охлаждения камеры ЖРД. // *Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана*. Серия: Машиностроение. 2014. № 6. стр. 3–19.
12. Ross R. G. Chapter 11: Aerospace Coolers: a 50-Year Quest for Long-life Cryogenic Cooling in Space, *Cryogenic Engineering: Fifty Years of Progress*, Ed. by K. Timmerhaus and R. Reed, Springer Publishers, New York (2007), pp. 225–284.
13. Стриженко П. П. Особенности расчета теплового состояния камеры ЖРД с беззавесным охлаждением жидким кислородом // *Молодежь, техника, космос: Труды II общеросс. молодеж. науч.-техн. конф. / Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2010. С. 140–142.*
14. Малков М. П., Данилов И. Б., Зельдович А. Г., Фрадков А. Б. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения. М.: Госэнергоиздат, 1963. 416 с.
15. Епифанова В. И., Аксельрод Л. С. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения. *Технология и оборудование*. М.: Машиностроение, 1973. 468 с.
16. Термодинамические свойства кислорода: ГСССД. Серия монографии/Авт.: В. В. Сычев, А. А. Вассерман, А. Д. Козлов, Г. А. Спиридонов, В. А. Цымарный. М.: Издательство стандартов, 1981. 304 с.

References

1. Igrickii V. A. Shaded spacecraft radiators to be used on the daytime surface of the mercury planet, the moon, and asteroids of the solar system inner part. *Aerospace Scientific Journal*. 2016; 2 (6):69–93.
2. Actual issues of designing automatic spacecraft for fundamental and applied scientific research / Comp. V. V. Efanov. Khimki: S. A. Lavochkin NGO, 2015. 350 p. (in Russian)
3. Finchenko V. S., Kotlyarov E. Yu., Ivanov A. A. Systems for providing thermal modes of automatic interplanetary stations / Edited by V. V. Efanov, V. S. Finchenko. Khimki: NPO Lavochkina, 2018. 400 p. (in Russian)
4. Kokarev M. A., Dzyubenko O. L., Chmutin E. V., Suyazov D. S. Prospects for the use of new oxygen systems in aviation. *Modern scientific research and innovation*. 2016. No. 4. pp. 74–76. (in Russian)
5. Altov V. V., Zaletaev S. V., Kopyatkevich R. M. Mathematical modeling of thermal modes of the spacecraft using the TERM software package. *Cosmonautics and Rocket Science*. 2001. issue 23. pp. 110–118. (in Russian)
6. Khudyakov S. A. Space power plants. М.: Znanie, 1984. 64 p. (in Russian)
7. Khudyakov S. A. Power plants based on fuel cells for the lunar orbiter and the Buran orbiter. *Alternative Energy and Ecology*. 2020. (1-6): p. 122–124. (in Russian)
8. Jones B. G. Development for Space Use of BAe's Improved Single-Stage Stirling Cycle Cooler for Applications in the Range 50–80 K. Cryocoolers 8, New York, 1995. pp. 1–11.
9. Gebhard B. Random convection under conditions of weighlessness. *AIAA Journal*. 1963. Vol. 1. No 2, p. 380–383.
10. Kozlov L. V., Nusinov M. D., Akishin A. I., etc. Simulation of thermal regimes of the spacecraft and its environment / Ed. G. I. Petrova. М: Mechanical Engineering, 1971. 382 p. (in Russian)
11. Yagodnikov D. A., Antonov Yu. V., Novikov A. V., Strizhenko P. P., Bykov N. I. Investigation of the oxygen flow process in the cooling jacket of the LRE chamber. *Bulletin of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*. 2014. No. 6, pp. 3–19. (in Russian)
12. Ross R. G. Chapter 11: Aerospace Coolers: a 50-Year Quest for Long-life Cryogenic Cooling in Space,» *Cryogenic Engineering: Fifty Years of Progress*, Ed. by K. Timmerhaus and R. Reed, Springer Publishers, New York (2007), pp. 225–284.
13. Strizhenko P. P. Features of calculating the thermal state of the chamber of a liquid rocket engine with self-cooling with liquid oxygen. Youth, technology, space: Proceedings of the II All-Russian Youth. sci.-tech. conf. / Baltic State Technical University. SPb., 2010. pp. 140–142. (in Russian)
14. Malkov M. P., Danilov I. B., Zeldovich A. G., Fradkov A. B. Handbook on the physical and technical foundations of deep cooling. М.: Gosenergoizdat, 1963. 416 p. (in Russian)
15. Epifanova V. I., Axelrod L. S. Air separation by deep cooling method. *Technology and equipment* М.: mechanical engineering, 1973. 468 p. (in Russian)
16. Thermodynamic properties of oxygen: GSSSD. Monograph series/Author: V. V. Sychev, A. A. Wasserman, A. D. Kozlov, G. A. Spiridonov, V. A. Tsymarny. М.: Publishing House of Standards, 1981. 304 p. (in Russian)

Сведения об авторах**Светлов Юрий Валентинович**

Д. т. н., профессор-консультант, кафедры пожарной безопасности и низкотемпературных систем, Московский государственный университет технологий и управления имени К. Г. Разумовского (ПКУ), 109004, Москва, ул. Земляной Вал, 73, yuvsvetlov@mail.ru

Пранцуз Оксана Сергеевна

К. т. н., доцент кафедры пожарной безопасности и низкотемпературных систем, Московский государственный университет технологий и управления имени К. Г. Разумовского (ПКУ), 109004, Москва, ул. Земляной Вал, 73, oksana.prantsuz@yandex.ru

Красниченко Александр Александрович

К. т. н., доцент кафедры пожарной безопасности и низкотемпературных систем, Московский государственный университет технологий и управления имени К. Г. Разумовского (ПКУ), 109004, Москва, ул. Земляной Вал, 73, a.krasnichenko@yandex.ru

Information about authors**Svetlov Yuriy V.**

D. Sc., Consultant Professor, Department of Fire Safety and Low-Temperature Systems, K. G. Razumovsky Moscow State University of Technologies and Management, 73 Zemlyanoi Val str., Moscow, 109004, yuvsvetlov@mail.ru

Prantsuz Oksana S.

Ph. D., Associate Professor, Department of Fire Safety and Low-Temperature Systems, K. G. Razumovsky Moscow State University of Technologies and Management, 73 Zemlyanoi Val str., Moscow, 109004, oksana.prantsuz@yandex.ru

Krasnichenko Alexander A.

Ph. D., Associate Professor, Department of Fire Safety and Low-Temperature Systems, K. G. Razumovsky Moscow State University of Technologies and Management, 73 Zemlyanoi Val str., Moscow, 109004, a.krasnichenko@yandex.ru



Статья доступна по лицензии

Creative Commons «Attribution-NonCommercial»

ИТМО**Образовательный центр
«Энергоэффективные инженерные системы»****Университета ИТМО**

Приглашает принять участие в
XI Международной научно-технической конференции
Искусственный холод в XXI веке
15-17 ноября 2023 г.

Секции конференции:

- Промышленный холод и энергоэффективные низкотемпературные системы.
- Криогенная техника, водородные технологии и технологии СПГ.
- Системы жизнеобеспечения.
- Пищевые системы и консервирование холодом.
- Экологические и экономические аспекты применения искусственного холода.

Формат проведения конференции – очно-дистанционный.

Регистрация участников – до 30 октября 2023 г., прием тезисов – до 15 июня 2023 г.

Участие в конференции – бесплатно.

По итогам конференции будет издан Сборник тезисов конференции, индексируемый в РИНЦ. Материалы конференции, рекомендованные организационным комитетом, будут опубликованы в виде научных статей в изданиях, индексируемых в международной базе данных Scopus. Условия публикации будут сообщены дополнительно, в зависимости от уровня издания и его публикационной политики.

Информация о конференции на сайте:

<https://rft21.itmo.ru>