

АНАЛИЗ РАБОТЫ БАЛЛОНОГО МИКРООХЛАДИТЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АЗОТА С ОКОЛОКРИТИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ

© 2009 А. И. Довгялло, А. П. Логашкин, Д. В. Сармин, Д. А. Угланов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассматривается работа дроссельной системы охлаждения со стандартным баллоном и дроссельной системы охлаждения от баллона с криогенной заправкой. Проводится сравнение геометрических и гидравлических характеристик микротеплообменников двух систем. Показана перспективность использования последней системы для охлаждения фотоприёмных устройств (ФПУ) инфракрасного диапазона навигационных и исследовательских систем аэрокосмического назначения.

Баллон, криогенная заправка, оптико-электронная система, микрокриогенная система, теплообменник, дроссельная система охлаждения

В современных летательных аппаратах авиационного и космического назначения все более широкое применение находят различные оптико-электронные системы (ОЭС) и устройства навигационного, исследовательского и боевого назначения (лазерные дальномеры, прицелы, системы наведения, лидары, гироскопы) [1,2]. Одним из устройств, входящих в эти системы независимо от их назначения, является фотоприёмное устройство (ФПУ) инфракрасного диапазона, которое эффективно работает только при его охлаждении до уровня температуры 80К и ниже. Для охлаждения фотоприёмных устройств (ФПУ) инфракрасного диапазона широко применяются дроссельные системы как замкнутого, так и открытого цикла. Время функционирования дроссельных баллонных систем охлаждения зависит от массы рабочего тела и потребной холодопроизводительности.

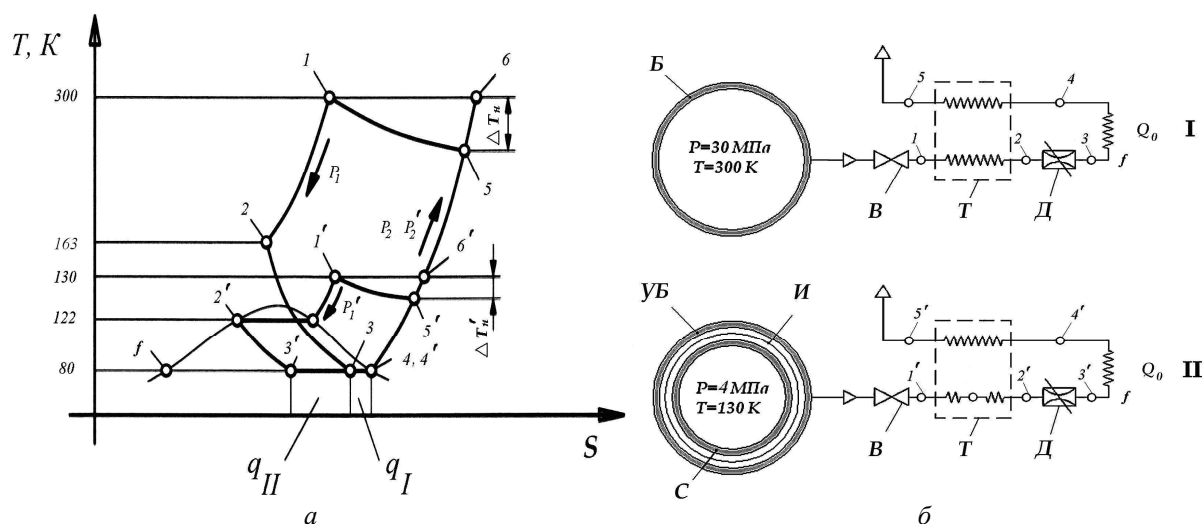
Существует конструктивное решение, позволяющее существенно увеличить время функционирования дроссельной системы охлаждения и при этом не перегружать баллон повышенным давлением. Для этого предлагается использовать в составе дроссельной системы охлаждения так называемый баллон с криогенной заправкой (патент Самарского государственного аэрокосмического университета № 2163699, Россия) [3]. Его особенностью является криогенная заправка, которая позволяет при тех же объёмах баллона и массе заправляемого рабочего тела увеличить время функционирования дроссельной системы в 1,5 раза.

В данной работе выполнен расчёт основных характеристик теплообменников

дроссельных систем охлаждения со стандартным баллоном и баллоном с криогенной заправкой с азотом при использовании рабочего тела, имеющего температуру 130...135К при давлении 4 МПа [4]. На рис. 1 представлены рабочие циклы и схемы этих систем. В первом случае в дроссельной системе используется стандартный баллон, заправленный азотом с исходным давлением $p_0=30$ МПа и температурой $T_0 = 293$ К. Во втором случае в составе дроссельной системы используется указанный выше универсальный газовый баллон. Предварительно выполненные термодинамические расчеты показали, что в случае заправки такого баллона криопродуктом (азотом) через 30...40 часов наступает равновесное состояние системы баллон – рабочее тело. Температура составляет величину $T_0 = 130...135$ К при давлении $p_0=4$ МПа. В обоих случаях начальная масса рабочего тела одинакова.

Работа дроссельной микрокриогенной установки в реальных условиях применения отличается наличием ряда нестационарных режимов, «деформирующих» рабочий процесс микроохладителя. Основные исходные параметры процесса - давление хладагента $p_{вх}$, его температура $T_{вх}$ и расход M (или один из этих параметров) – изменяются не только в период запуска установки, но и в режиме охлаждения объекта.

Режим охлаждения с переменным расходом M используют в микроохладителях с регуляторами холодопроизводительности и с «пусковыми» секциями теплообменника, режим с переменным $p_{вх}$ характерен для разомкнутых систем охлаждения, а условие



а Рис. 1. Работа дроссельных систем охлаждения:

а) рабочий процесс в $T-S$ диаграмме; б) – схемы дроссельных систем охлаждения:

I – обычная баллонная система; II – система с универсальным баллоном; Б – баллон; В – запорный вентиль; Д – дроссельный вентиль; И – теплоизоляция; С – сосуд (термос); УБ – универсальный баллон, Т – теплообменник

$T_{\text{вх}} = \text{var}$ является типичным для микрокриогенных систем, поскольку они обычно работают при переменной температуре окружающей среды и изменении температуры в баллоне.

Опыт разработки микрокриогенных систем показал [5], что для дроссельного теплообменника характерно превышение располагаемой холодопроизводительности по отношению к тепловой нагрузке на систему. Микрокриогенную установку обычно рассчитывают для работы в экстремальных условиях, т. е. либо для минимально возможных в режиме охлаждения рабочих давлений хладагента и максимальных температур окружающей среды, либо для условий пускового периода, когда необходимо обеспечивать относительно короткое время вывода системы на рабочий режим.

Для расчета характеристик теплообменника была выбрана методика расчета режима «избыточной» холодопроизводительности Q при переменном расходе хладагента [5]. В данном случае $M = mM_0$ (где показатель $m > 1$); Q_0^* – тепловая нагрузка на микроохладитель; M_0 – минимальный расход хладагента (в начале работы системы охлаждения при $m = 1$), M – фактический расход.

В исходном режиме, т. е. при $m = 1$, температурный напор на теплом конце теплообменника равен ΔT_{H_0} , для дроссельной системы охлаждения с универсальным газо-

вым баллоном $\Delta T_{H_0}'$ (все буквенные обозначения термодинамических параметров для второй системы в дальнейшем идут со штрихом) и определяется общей поверхностью теплообмена F_0 и средним интегральным коэффициентом теплопередачи k_0 от прямого потока высокого давления к обратному потоку. Температура газа перед дросселем равна T_{2_0} и может быть найдена по энтальпии точки 4:

$$i_{2_0} = i_4 + \frac{Q_0^*}{M_0}. \quad (1)$$

При увеличении в m раз расхода хладагента во столько же раз должна уменьшиться разность $i_4 - i_{3_j}$ (в расчете i_{3_j} – энтальпия рабочего тела после дросселя Д), которая увеличивается во времени в результате уноса массы рабочего тела из баллона на шаге расчета j , $i_4 - i_{3_j}$, необходимая для компенсации нагрузки Q_0^* , что соответствует повышению температуры газа перед дросселем от T_{2_0} до T_{2_j} . Однако фактическое значение температуры T_2 определяется совместным действием ряда факторов, связанных с изменением M , т. е. увеличением примерно в m раз тепловой нагрузки на теплообменник, ростом коэффициента теплопередачи между прямым и обратным потоками газа пропорционально $M^{0,7-0,9}$, увеличением температурного напора между потоками вследствие роста ΔT_H и в меньшей степени изменением теплопритоков

из окружающей среды из-за снижения температуры выходящего из микроохладителя газа и дополнительного охлаждения деталей в этой зоне криостата объекта.

Таким образом, при $T_2 < T_{2j}$ поверхность теплообменника F_0 можно разбить на три зоны: F_p - обеспечивает охлаждение прямого потока до температуры, соответствующей кривой постоянного теплосодержания, которая проходит через точку 4 (рис. 1а); F_x - необходима для дальнейшего понижения температуры газа до максимально допустимого значения T_2 ; ΔF_x - «избыточная» поверхность, которую в принципе в данном режиме работы микроохладителя можно не использовать. Следовательно

$$F_0 = F_p + F_x + \Delta F_x. \quad (2)$$

Неравенство $\Delta F_x \geq 0$ является условием нормальной работы микроохладителя. Значения $m = 1$ и $m = m_{\max}$, при которых $\Delta F_x = 0$, соответствуют минимальному и максимальному расходу хладагента, обеспечивающему требуемый режим работы охлаждающего устройства; в диапазоне m от 1 до m_{\max} ΔF_x достигает максимума, а некоторые другие параметры - экстремальных значений. В зоне теплообмена, соответствующей ΔF_x , обратный поток хладагента содержит жидкую фазу.

Поскольку тепловая нагрузка на микроохладитель Q_0^* постоянна, то при значении расхода $M > m_{\max} M_0$ микроохладитель выходит из рабочего режима, так как

$$M(\Delta i_T - \Delta i_H) < Q_0^*,$$

где Δi_H - потери холода от недорекуперации.

Для исследуемого режима зависимость определяется $\Delta F_x = f(m)$. Теплопередача в различных зонах теплообменника может быть описана уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} k_x \cdot \Delta T_x \cdot F_x &= Q_0^*; \\ k_p \cdot \Delta T_p \cdot F_p &= Q_p = Q_{PX} - Q_0^*; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Здесь $\Delta T_x, \Delta T_p$ - среднее температурные напоры между потоками, а k_x, k_p - средние интегральные значения коэффициентов теплопередачи соответственно для зон F_x и F_p ; $Q_p = M(i_1 - i_4)$ - тепловая нагрузка на зону F_p теплообменника; Q_{PX} - то же, на зону $F_p + F_x$.

В соответствии с [5], а также принимая, что $\frac{k_x}{k_p} = z$ и $\frac{k_p}{k_{p_0}} = m^\beta$, для расчета используются следующие формулы:

$$F_x = F_p \cdot \frac{k_p}{k_x} \cdot \frac{\Delta T_p}{\Delta T_x} \cdot \frac{Q_0^*}{Q_p}; \quad (4)$$

$$\Delta F_x = F_0 - F_p \cdot \left(1 + \frac{\Delta T_p \cdot Q_0^*}{z \cdot \Delta T_x \cdot Q_p} \right); \quad (5)$$

$$F_{p_0} = \frac{F_0}{1 + \frac{\Delta T_p \cdot Q_0^*}{z \cdot \Delta T_x \cdot Q_p}}; \quad (6)$$

$$\frac{Q_p}{Q_{p_0}} = \frac{M}{M_0} = m = \frac{k_p \cdot \Delta T_p \cdot F_p}{k_{p_0} \cdot \Delta T_{p_0} \cdot F_{p_0}}; \quad (7)$$

$$\frac{\Delta F_x}{F_0} = 1 - \frac{1}{m^\beta} \cdot \frac{\Delta T_{p_0}}{\Delta T_p} \cdot \frac{\Delta T_{x_0}}{\Delta T_x} \times \frac{\Delta T_x \cdot z \cdot m \cdot (Q_{PX_0} - Q_0^*) + \Delta T_p \cdot Q_0^*}{\Delta T_{x_0} \cdot z \cdot m \cdot (Q_{PX_0} - Q_0^*) + \Delta T_{p_0} \cdot Q_0^*}; \quad (8)$$

$$i_2 = i_4 \cdot \left(1 - \frac{1}{m} \right) + \frac{i_{2_0}}{m} - \frac{\bar{z} \cdot \Delta \bar{T}}{m^{1-\beta} \cdot M_0} \cdot \frac{i_1 - i_{2_0}}{i_{5_0} - i_1} \cdot \frac{Q_0^*}{\Delta T_0} \cdot \frac{\Delta F_x}{F_0}. \quad (9)$$

Теплообменник микроохладителя однорядный, поперечно-противоточный (β - величина, зависящая от конструкции теплообменника в соответствии с расчетными данными работы [6] $\beta = 0,87$); дроссель выполнен в виде микроотверстия постоянного сечения.

При расчетах принято: температура по длине теплообменника изменяется по линейному закону. Гидравлические потери по каналам теплообменника рассчитывались в соответствии с методикой [6]. На рис. 2-6 приведены результаты расчетов характеристик микроохладителей от параметра m , который показывает изменение потребного расхода для обеспечения постоянной холодопроизводительности (табл. 1).

На рис. 2а и 2б представлены зависимости потребной поверхности микроохладителя в зависимости от показателя m , который меняется в процессе работы баллонной дроссельной системы. Сравнение полученных данных позволяет сделать вывод, что потребная теплопередающая поверхность

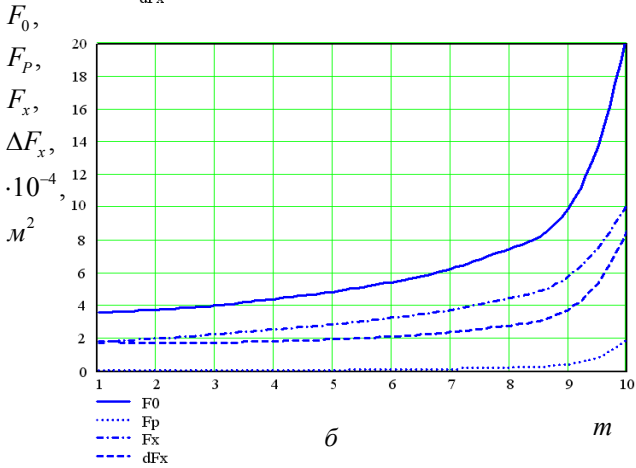
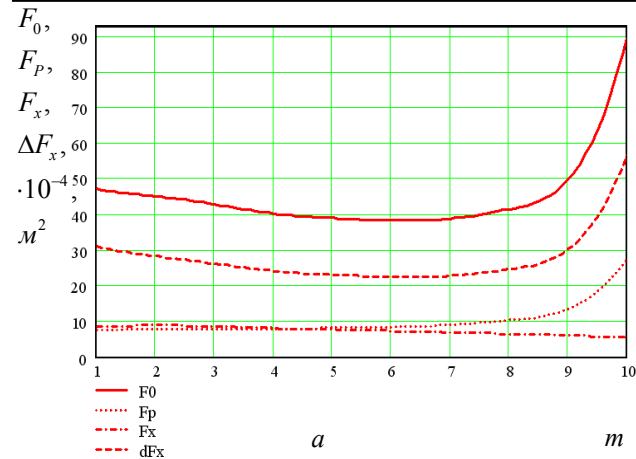


Рис. 2. График зависимости площади теплообменника от показателя m в режиме избыточной холодопроизводительности при переменном расходе хладагента: $p_o = 30$ МПа, $T_o = 293K$ (а); $p_o = 4$ МПа, $T_o = 130K$ (б)

микроохладителя дроссельной системы с универсальным газовым баллоном в 5...10 раз меньше, чем у аналогичной системы со стандартным баллоном. Максимальное различие наблюдается при малых расходах рабочего тела, т.е. в начале процесса работы системы охлаждения.

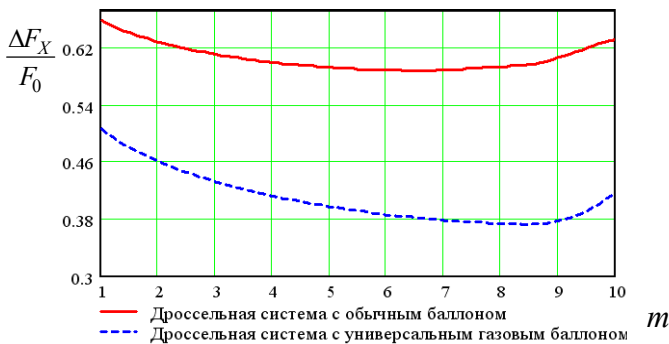


Рис. 3. Зависимость отношения $\Delta F_x/F_o$ теплообменника от показателя m в режиме избыточной холодопроизводительности при переменном расходе хладагента

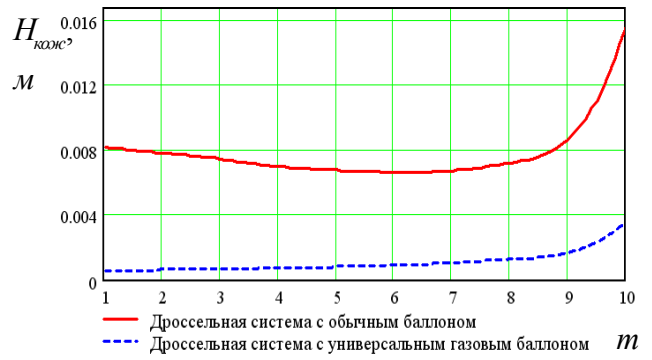


Рис. 4. Зависимость высоты кожуха теплообменника $H_{кож}$ от показателя m в режиме избыточной холодопроизводительности при переменном расходе хладагента

Таблица 1 - Характеристики микроохладителей в зависимости от параметра m

m	Дроссельная система с обычным баллоном		Дроссельная система с универсальным газовым баллоном	
	τ , с	$G \cdot 10^{-4}$, кг·с	τ , с	$G \cdot 10^{-4}$, кг·с
0	0	0	0	0
1	410	3,597	630	1,140
2	820	3,709	1260	1,276
3	1230	3,863	1890	1,474
4	1640	4,072	2520	1,790
5	2050	4,361	3150	2,136
6	2460	4,776	3780	2,620
7	2870	5,416	4410	3,296
8	3280	6,557	5040	4,371
9	3690	9,155	5670	6,580
10	4100	21,012	6300	16,73

Зависимость отношения избыточной площади поверхности микроохладителя к его полной поверхности от показателя m представлена на рис. 3. Сравнение данного показателя обеих систем показывает, что для дроссельного устройства охлаждения с универсальным газовым баллоном требуется на 60...70% меньше избыточной поверхности ΔF_x . Для каждой кривой имеется точка минимума (0,37 – для дроссельной системы с универсальным баллоном; 0,58 – для дроссельной системы со стандартным баллоном), которая обусловлена изменением коэффициента теплопередачи в процессе работы дроссельной системы охлаждения. Изменение коэффициента теплопередачи связано с изменением основных термодинамических и теплофизических параметров рабочего тела на различных этапах работы системы охлаждения.

Размер кожуха по длине определяется расходом рабочего тела и аналогично площади поверхности микроохладителя изменяется с увеличением показателя m (рис. 4).

На рис. 5 представлена зависимость температуры хладагента перед дросселем от показателя t для двух дроссельных систем.

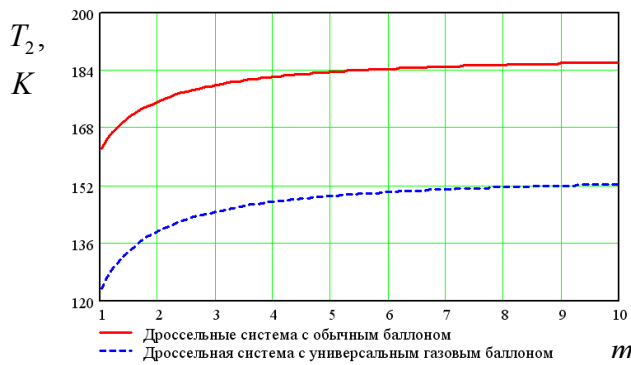


Рис. 5. Зависимость температуры хладагента перед дросселем от показателя t в режиме избыточной холодопроизводительности при переменном расходе

Температура в дроссельной системе со стандартным баллоном выше, чем для второй системы на 20...40К. Это объективно обусловлено разницей начальной температуры рабочего тела в баллоне.

Представленная на рис. 6 зависимость гидравлического сопротивления Δp в каналах высокого и низкого давления микроохладителя от показателя t на порядок ниже для дроссельной системы охлаждения с универсальным газовым баллоном. Данный результат обусловлен тем, что в дроссельной системе с криогенной заправкой для обеспечения требуемой холодопроизводительности имеют место существенно меньшие расходы и, соответственно, скорости рабочего тела в каналах микроохладителя.

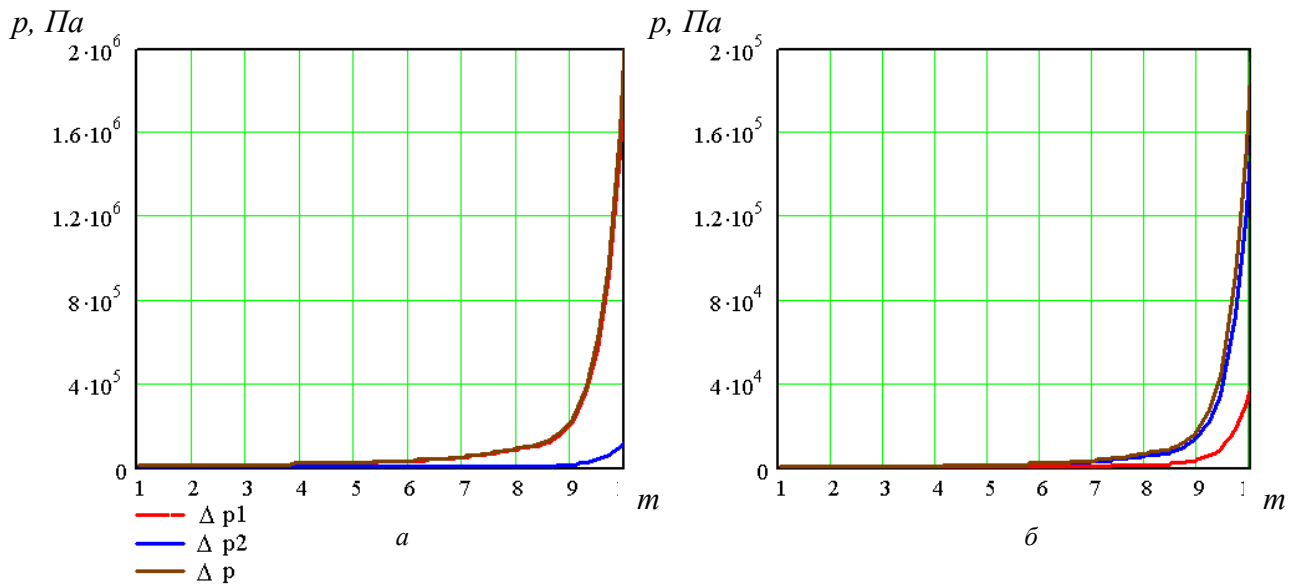


Рис. 6. Зависимость потери давления Δp от показателя t в режиме избыточной холодопроизводительности при переменном расходе хладагента (а – $p_0 = 30 \text{ МПа}$, $T_0 = 293 \text{ К}$, б – $p_0 = 4 \text{ МПа}$, $T_0 = 130 \text{ К}$)

Таким образом, дроссельная система охлаждения с универсальным баллоном получается в 2 раза компактнее и имеет время работы в 1,5 раза больше, чем дроссельная система со стандартным баллоном при одинаковой начальной массе рабочего тела.

Библиографический список

1. Васильев, Б.И. Инфракрасные лидары для экологического мониторинга атмосферы / Б.И. Васильев, У.М. Маннун. – М.: МФТИ, 2005. – 71с.
2. Протопопов, В.В. Инфракрасные лазерные локационные системы / В.В. Прото-

- попов, Н.Д. Устинов. – М.: Военноиздат, 1987. - 175с.
3. Пат. № 2163699, РФ, МПК 7F17C9/02, 99114577/06. Топливный баллон / Довгялло А.И., Лукачев С.В. [и др.] // заявл. 02.07.1977; опубл. 27.02.2001, Бюл. №6.
4. Довгялло, А.И. Дроссельная бортовая система охлаждения на базе баллона с криогенной заправкой / А.И. Довгялло, А.П. Логашкин, Д.В. Сармин, Д.А. Угланов // Прикладная физика: Московское физическое общество, 2008. - Вып. 6. - С. 75-78.
5. Грезин, А.К. Микрокриогенная техника / А.К. Грезин, В.С. Зиновьев. – М.: Машиностроение, 1977. -232с.

6. Кейс, В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, А.Л. Лондон. – М.: ГЭИ, 1962. - С. 157.

7. Сычев, В.В. Термодинамические свойства азота / В.В. Сычев [и др.] - М.: Изд-во стандартов, 1977. - С. 3.

References

1. Vasiliev B.I., Manun U.M. Infrared LIDAR for ecology monitoring. – М.: МPhTI, 2005. – 71p.

2. Protopopov V.V., Ustinov N.D. Infrared laser location systems. – М.: Voениzdat, 1987. – 175p

3. Fuel tank /Dovgyallo A.I., Lukachev S.V. and others//Patent № 2163699, Russian, МРК 7F17C9/02, 99114577//06

4. Dovgyallo A.I., Logashkin A.P., Sarmin D.V., Uglanov D.A. Throttle board cooling system based on cryogenic filling tank// Applied physics: Moscow physical society, 2008, #6., 75-78p.

5. Grezin A.K. Zinoviev V.S. Microcryogenic technique. – М.: «Mashinostroenie», 1977. -232p.

6. Keis V.M., London A.L. Compact heat exchangers. – М.: GEI, 1962, p. 157

7. Sichov V.V., Vassermann A.A., Kozlov A.D., Spiridonov G.A., Tsimarnii V.A. Thermodynamics nitrogen parameters. - М., Publishing house of standards, 1977, p.

THE ANALYZE OF WORK OF THROTTLE COOLING SYSTEM'S MICROHEAT EXCHANGER, WICH USES NITROGEN WITH NEARLY CRITICAL PARAMETERS

© 2009 A. I. Dovgyallo, A. P. Logashkin, D. V. Sarmin, D. A. Uglanov

Samara state aerospace university

This paper deals with the work of throttle cooling system with standard tank and the work of throttle cooling system with cryogenic tank. It is done comparison of geometric and hydraulic characteristics micro heat exchangers both systems. It is shown a prospect of application of throttle cooling system with cryogenic tank for cooling of IR-receivers used in aerospace navigation and exploration systems.

Bulb with the kriogennoy priming, onmuko-electronic system, mikrocriogennoy system, teploobmennik of the throttle system of cooling

Информация об авторах

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры Теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Логашкин Андрей Павлович, инженер кафедры Теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Сармин Дмитрий Викторович, аспирант кафедры Теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Угланов Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры Теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Dovgyallo Aleksandr Ivanovich, doctor of engineering science, professor of department thermotechnics and heat engines of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Area of research: teplomassoobmen, thermodynamics.

Logashkin Andrei Pavlovich, engineer of department thermotechnics and heat engines of Samara state aerospace university. Phone: 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Area of research: teplomassoobmen, thermodynamics.

Sarmin Dmitrii Viktorovich, postgraduate of department thermotechnics and heat engines of Samara state aerospace university. Phone: 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Area of research: teplomassoobmen, thermodynamics.

Uglanov Dmitrii Aleksandrovich, candidate of technical science, the senior lecturer of department thermotechnics and heat engines of Samara state aerospace university. Phone: 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Area of research: teplomassoobmen, thermodynamics.