

УДК 536.33:536.242

## Методика оптимизации параметров криостатируемого экрана в криогенно-вакуумном стенде

А. М. ДЗИТОЕВ<sup>1</sup>, д-р техн. наук С. И. ХАНКОВ<sup>2</sup><sup>1</sup>dzitoi8@gmail.com, <sup>2</sup>leva0007@rambler.ruВоенно-космическая академия имени А. Ф. Можайского,  
197198, Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13

*Получены аналитические формулы для определения требований к параметрам криостатируемого экрана, используемого в криогенно-вакуумном стенде для испытаний оптико-электронных приборов в условиях, максимально приближенных к условиям холодного космического пространства. Эти формулы могут использоваться для компромиссного выбора совокупности параметров: массового расхода паров гелия и его температуры на входе в теплообменник; длины трубопровода теплообменника, обеспечивающей полную рекуперацию; толщины экрана и расстояния между витками трубопровода, обеспечивающим требуемую изотермичность экрана при его минимальной массе; диаметра трубопровода, при котором скорость течения криоагента удовлетворяет требованиям к допустимым гидравлическим потерям в контуре теплообменника.*

**Ключевые слова:** криогенно-вакуумный стенд, имитация низкофоновой обстановки, глубокоохлаждаемый экран, проточный теплообменник, гелиевое охлаждение.

### A technique for optimization of the parameters of the cryostatted screen in a cryovacuum test bench

A. M. DZITOEYEV<sup>1</sup>, D. Sc. S. I. KHANKOV<sup>2</sup><sup>1</sup>dzitoi8@gmail.com, <sup>2</sup>leva0007@rambler.ruVoenno-kosmicheskaja akademija imeni A. F. Mozhajskogo,  
197198, Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaja, 13

*Analytical formulae have been obtained to identify the requirements for the parameters of the cryostatted screen applied in cryovacuum test benches for optoelectronic instruments where the environments are as close to the cold outer space as possible. These formulae may be used for trade-off selection of a set of such parameters as mass flow of helium vapour and its temperature at the inlet of the heat exchanger; length of the heat exchanger pipeline to provide full recuperation; thickness of the screen and distance between the pipe coils to provide for the required isothermal effect of the screen with minimum weight; pipe diameter to make the cryoagent flow rate conformable to the requirements for allowable hydraulic losses in the heat exchanger circuit.*

**Keywords:** cryovacuum test bench, simulation of shielded environments, deep-chilled screen, continuous-flow heat exchanger, helium cooling.

### Введение

При испытаниях криогенных оптико-электронных приборов (ОЭП) необходимо создавать условия, максимально приближенные к реальным условиям холодного космического пространства. Для этого используются криогенно-вакуумные стенды с экранами, охлаждаемыми до криогенных температур. Такие экраны требуют использования проточных теплообменников. В качестве криоагента, для охлаждения до температур 60÷80 К, целесообразно использовать

пары гелия. Данный интервал температур является достаточным для имитации условий космического пространства.

Целью исследований являлось определение требований к параметрам криогенного экрана, обеспечивающим заданный температурный уровень и требуемую степень изотермичности экрана при минимальных массогабаритных характеристиках. Для достижения данной цели решались следующие задачи:

- определение необходимого массового расхода паров гелия и его температуры на входе в теплообменник для обеспечения заданного уровня температуры криостатирования;

- определение требований к параметрам трубопровода, прежде всего к его длине, обеспечивающей полную рекуперацию;

- определение требований к толщине экрана и расстоянию между витками трубопровода, обеспечивающим достаточную изотермичность экрана при его минимальной массе;

- определение требований к диаметру трубопровода для обеспечения необходимого напора давления с учетом гидравлических потерь в контуре теплообменника.

Для формулировки тепловой модели криостатируемого экрана необходимо конкретизировать схемное решение его конструкции. На рис. 1 показан фрагмент экрана с напаянным на него трубопроводом. Для обобщения дальнейших расчетов будем рассматривать фрагмент квадратного экрана, у которого стороны равны  $a = b = 1$  м. Физические процессы, подлежащие исследованию, включают: конвективный теплообмен паров гелия в трубопроводе, процессы лучистого теплообмена экрана с внешним корпусом, а также процессы теплопроводности, определяющие характер температурного распределения по поверхности экрана в промежутках между трубопроводами. В тепловой модели стенда принимаем внутреннюю криостатируемую полость пустой, а между экранами и теплым корпусом отсутствуют дополнительные пассивные экраны. На первом этапе не учитываем влияние тепловых

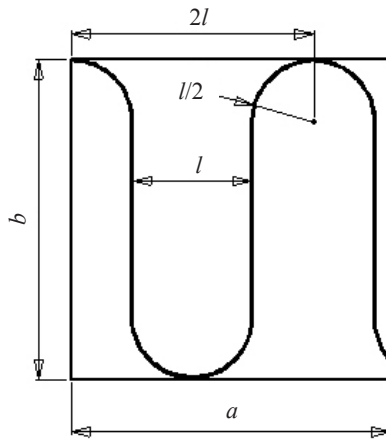


Рис. 1. Схема укладки трубопровода теплообменника

мостов (крепежных элементов), полагая, что внешний теплоприток определяется только излучением.

### Методика расчета требуемого массового расхода и необходимой длины трубопровода теплообменника

Холодопроизводительность криоагента (паров гелия)  $P_h$ , необходимая для компенсации мощности внешних теплопритоков  $P_p$ , в рамках модели изотермического криостатируемого экрана может быть определена из следующего выражения [1]

$$P_r = P_h = cME(T_w - T_0); E = 1 - \exp(-\Phi_h); \Phi_h = \frac{\alpha S_f}{cM}, \quad (1)$$

где  $c$  — удельная теплоемкость хладагента;  $M$  — массовый расход хладагента;  $T_w$  — температура стенки теплообменника;  $T_0$  — температура хладагента на входе в теплообменник;  $E$  — коэффициент, учитывающий возможную недорекуперацию;  $\Phi_h$  — безразмерный параметр, определяющий эффективность охлаждения;  $S_f$  — площадь внутренней поверхности трубопровода теплообменника;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от поверхности теплового элемента в окружающую среду.

Наиболее эффективное охлаждение достигается при условии [1]

$$\Phi_h = \frac{\alpha S_f}{cM} \geq 4; \quad E \approx 1. \quad (2)$$

В этом случае массовый расход хладагента, необходимый для компенсации всех теплопритоков определяется из соотношения

$$M = \frac{P_r}{c(T_w - T_0)}. \quad (3)$$

Условие (2) для трубопровода круглого сечения с внутренним диаметром  $d_{\text{вн}}$  можно представить в виде зависимости минимально необходимой длины трубопровода  $L_{\text{мин}}$  от остальных параметров

$$L_{\text{мин}} \geq \frac{4cM}{\alpha \pi d_{\text{вн}}}. \quad (4)$$

Показатель интенсивности теплообмена — критерий Нуссельта ( $Nu$ ), определяется через критерий Рейнольдса ( $Re$ ). Для вынужденного течения криоагента в трубо-

проводе круглого поперечного сечения значение ( $Re$ ) может быть выражено через массовый расход соотношением

$$Re = \frac{4M}{\pi d_{\text{вн}} \rho v}, \quad (5)$$

где  $\rho$  — плотность хладагента;  $v$  — коэффициент кинематической вязкости хладагента.

Число Нуссельта, в зависимости от режимов течения, определяется по следующим формулам [2]:

— при  $Re \leq 2300$  реализуется ламинарный режим, и критерий Нуссельта  $Nu$  определяется из соотношения

$$Nu = 0,15 \sqrt[3]{Re Pr^{0,43} Gr^{0,3} \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}}; \quad \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \approx 1; \quad Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (6)$$

где  $Pr$  — критерий Прандтля [2];  $a$  — коэффициент температуропроводности криоагента;

— при  $Re = 2300 \div 10^4$  реализуется переходный режим, и критерий Нуссельта определяется из выражения

$$Nu = k Pr^{0,43}, \quad (7)$$

где  $k$  — коэффициент, определяемый по методике [2];

— при  $Re \geq 10^4$  реализуется турбулентный режим, и критерий Нуссельта определяется из выражения

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43}. \quad (8)$$

Значение коэффициента теплоотдачи определяется по значению критерия Нуссельта:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_f}{d_{\text{вн}}}, \quad (9)$$

где  $\lambda_f$  — теплопроводность криоагента.

### Методика определения необходимого расстояния между витками трубопровода теплообменника

Для определения требований к расстоянию между витками необходимо рассчитать стационарное двухмерное температурное поле в экране (рис. 2).

Распределение температуры в экране в стационарном тепловом режиме описывается уравнением теплопроводности в частных производных

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0, \quad (10)$$

где  $T = T(x, y)$  — температура в каждой точке экрана по шкале Кельвина;  $x$  и  $y$  — прямоугольные координаты (см. рис. 2), отсчет ведется от нижней поверхности ( $y = 0$ ) и от середины экрана ( $x = 0$ ), тогда при  $y = 0$  поверхность экрана обращена ко внутренней криостатируемой полости, а при  $y = \Delta$  — к поверхности теплого корпуса.

Граничные условия задаются с учетом реализации максимумов температур посередине между витками и заданных температур на витках:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0; \quad T|_{x=\frac{l}{2}} = T_0. \quad (11)$$

В соответствие с принятыми допущениями считаем, что внутри холодной вакуумированной полости стенда

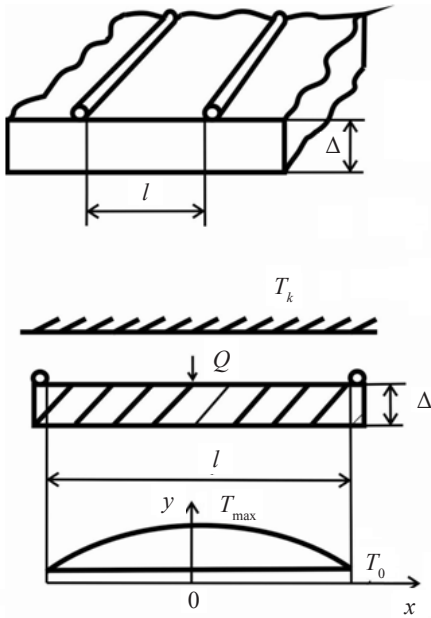


Рис. 2. К определению расстояния между витками трубопровода теплообменника, необходимого для обеспечения требуемой изотермичности экрана

не размещен испытуемый объект. Тогда тепловые потоки на поверхностях экрана описываются граничными условиями второго рода:

$$\lambda_w \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0} = 0; \lambda_w \frac{dT}{dy} \Big|_{y=\Delta} = -Q, \quad (12)$$

где  $Q$  — удельный тепловой поток, передаваемый к холодному экрану от теплого корпуса стенда.

Значение  $Q$  определим с учетом только лучистого теплообмена между теплым корпусом и холодным экраном из соотношения

$$Q = \varepsilon_{\text{пр}} \sigma_0 \left[ \left( \frac{T_k}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_e}{100} \right)^4 \right], \quad (13)$$

где  $\varepsilon_{\text{пр}}$  — приведенная степень черноты;  $\sigma_0$  — приведенная постоянная Стефана — Больцмана,  $\sigma_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$ ;  $T_k$  — температура теплого корпуса;  $T_e$  — средняя температура холодного экрана.

Введем безразмерные переменные, используя параметры рис. 2:

$$\bar{x} = \frac{2x}{l}; \bar{y} = \frac{y}{\Delta}; k = \left( \frac{l}{2\Delta} \right)^2; \theta = \frac{Q\Delta}{\lambda_w}. \quad (14)$$

Тогда уравнение (11) можно записать в виде

$$\frac{\partial^2 T}{\partial \bar{x}^2} + k \frac{\partial^2 T}{\partial \bar{y}^2} = 0. \quad (15)$$

Перепишем граничные условия с учетом введенных безразмерных параметров

$$\frac{\partial T}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x}=0} = 0; T \Big|_{\bar{x}=\pm 1} = T_0; \frac{\partial T}{\partial \bar{y}} \Big|_{\bar{y}=0} = 0; \frac{\partial T}{\partial \bar{y}} \Big|_{\bar{y}=1} = -\theta. \quad (16)$$

Учитывая то, что  $\Delta \ll l$  проведем осреднение температуры по толщине оболочки [3]. В результате после интегрирования получим решение уравнения (15) с учетом граничных условий (16) в виде

$$T_y = T_0 + \frac{k\theta}{2} (1 - \bar{x}^2), \quad (17)$$

где  $T_y$  — температура, осредненная по  $y$  в результате интегрирования.

Обозначим максимальный перегрев экрана  $\vartheta_m$  как разность между максимальной и минимальной температурами на поверхности экрана и, из (17) получим

$$\vartheta_m = T_y(\bar{x}=0) - T_y(\bar{x}=1) = \frac{k\theta}{2}. \quad (18)$$

С учетом выражений (14) уравнение (18) примет вид

$$\vartheta_m = \frac{1}{8} \frac{l^2}{\Delta \lambda_w} Q. \quad (19)$$

Из формулы (19) получим зависимость необходимого расстояния между двумя соседними витками теплообменника и требуемой толщины экрана от максимальной допустимой величины перегрева:

$$l = \sqrt{\frac{8\Delta\lambda_w\vartheta_m}{Q}}; \Delta = \frac{l^2 Q}{8\lambda_w\vartheta_m}. \quad (20)$$

Далее определим значение среднего перегрева по поверхности экрана

$$\bar{\vartheta} = \int_0^1 \vartheta(x) d\bar{x} = \vartheta_m \int_0^1 (1 - \bar{x}^2) d\bar{x} = \frac{2}{3} \vartheta_m. \quad (21)$$

С учетом выражения (21) формулы (20) примут вид

$$l = \sqrt{\frac{12\Delta\lambda_w\bar{\vartheta}}{Q}}; \Delta = \frac{l^2 Q}{12\lambda_w\bar{\vartheta}}. \quad (22)$$

### Методика расчета общей массы экрана

Общая масса экрана и трубопровода теплообменника равна

$$m_{\Sigma} = m_{\text{э}} + m_{\text{тр}}, \quad (23)$$

где  $m_{\Sigma}$  — общая масса экрана и трубопровода теплообменника;  $m_{\text{э}}$  — масса экрана;  $m_{\text{тр}}$  — масса трубопровода теплообменника.

Масса экрана определяется из соотношений

$$m_{\text{э}} = V_{\text{э}} \gamma; V_{\text{э}} = S\Delta; S = ab, \quad (24)$$

где  $V_{\text{э}}$  — объем экрана;  $\gamma$  — плотность материала.

Поскольку экран и трубопровод выполнены из одного материала и имеют одинаковую плотность, масса трубопровода теплообменника определяется по формулам

$$m_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} \gamma; V_{\text{тр}} = \left( \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \right) L; d_{\text{н}} = d_{\text{вн}} + 2\delta, \quad (25)$$

где  $V_{\text{тр}}$  — объем трубопровода теплообменника;  $L$  — длина трубопровода теплообменника;  $d_{\text{н}}$  — наружный диаметр трубопровода теплообменника;  $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр трубопровода теплообменника;  $\delta$  — толщина стенки трубопровода теплообменника.

Длина трубопровода теплообменника определяется из соотношения

$$L = nL^*, \quad (26)$$

где  $L^*$  — длина одного витка;  $n$  — количество витков трубопровода, укладываемых на пластине длиной  $a$ ,  $n = a/l$ .

Длина витка трубопровода теплообменника с учетом схемы укладки, показанной на рис. 1, определяется из выражения

$$L^* = b + \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)l = b + 0,57l. \quad (27)$$

Из уравнения (23) с учетом (24)–(27) получим:

$$m_{\Sigma} = ab\gamma \left[ \Delta + \frac{\pi}{4} (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \left( \frac{1}{l} + \frac{0,57}{b} \right) \right]. \quad (28)$$

### Методика определения оптимального сочетания параметров криостатируемого экрана

Рекомендуемая (оптимальная) скорость потока гелия  $w$  в трубопроводах криогенных систем при давлениях газа 0,1–0,15 МПа составляет 30 м/с [4]. Внутренний диаметр трубопровода теплообменника определяется из выражений (1), (5) следующим образом

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4P_t}{\pi w c (T_w - T_0)}}, \quad (29)$$

где  $P_t$  — полный теплоприток к экрану, который при его единичной площади  $S = 1 \text{ м}^2$  численно равен удельному;  $w$  — скорость потока криоагента.

Для выбора оптимального сочетания параметров экрана, с целью обеспечения минимальной неравномерности температуры по его поверхности при минимальной массе экрана с трубопроводом, подставим значение  $\Delta$  из выражения (20) в (28), в результате получим

$$m_{\Sigma} = ab\gamma \left[ \frac{l^2 Q}{8\lambda_w \vartheta_m} + \frac{\pi}{4} (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \left( \frac{1}{l} + \frac{0,57}{b} \right) \right]. \quad (30)$$

В заключение определим потери давления криоагента в зависимости от длины трубопровода теплообменника и его внутреннего диаметра.

Суммарные гидравлические потери определяются из выражения [6]

$$\Delta p = N \zeta \frac{\rho w^2}{2} + \xi \frac{L}{d_{\text{вн}}} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (31)$$

где  $N$  — количество поворотов течения и местных гидравлических сопротивлений;  $\zeta$  — коэффициент местных потерь;  $\xi$  — коэффициент потерь на трение.

Количество поворотов трубопровода с учетом схемы его укладки определяется из соотношения

$$N = \frac{2a}{l}. \quad (32)$$

Выражение для определения суммарных гидравлических потерь с учетом формул (26), (32) примет вид

$$\Delta p = \frac{a \rho w^2 [2\zeta d_{\text{вн}} + \xi(b + 0,57l)]}{2ld_{\text{вн}}}. \quad (33)$$

### Результаты расчета

Расчеты проводились для медного экрана площадью  $S = 1 \text{ м}^2$ , то есть полученные результаты относятся к единице площади, что позволяет проводить простые оценки в случае использования экранов произвольной площади. Температура паров гелия на входе в теплообменник принималась  $T_0 = 10 \text{ К}$ , температура наружной поверхности экрана зада-

валась величиной  $T_w = 50 \text{ К}$ . Толщина стенки трубопровода теплообменника  $\delta = 0,5 \text{ мм}$ . В расчетах задавалось значение степени черноты внешней поверхности экрана  $\varepsilon = 1$ .

Вначале был определен массовый расход хладагента, необходимый для компенсации суммарных теплопритоков, вычисленных по формуле (13) при  $T_k = 300 \text{ К}$  и  $T_e = 50 \text{ К}$ , тогда  $P_t = 459 \text{ Вт}$ . Из выражения (29) определен внутренний диаметр трубопровода теплообменника  $d_{\text{вн}} = 10 \text{ мм}$ . Из формулы (3) определено: значение массового расхода гелия  $M = 0,0022 \text{ кг/с}$ . По массовому расходу хладагента из выражения (5) с учетом  $v = 6,625 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  и  $\rho = 0,96 \text{ кг/м}^3$  [4] определено значение числа Рейнольдса  $Re = 4,4 \cdot 10^4$ , что соответствует турбулентному режиму течения хладагента. Из критериального уравнения (8), приняв  $c = 5200 \text{ Дж/(кг·К)}$  [5], определено значение числа Нуссельта  $Nu = 103$ . С учетом  $\lambda_f = 0,0468 \text{ Вт/(м·К)}$  [4], по формуле (9) определено значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha = 482 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . После подстановки этого значения в (4) получена величина минимальной длины трубопровода теплообменника  $L_{\text{мин}} = 3 \text{ м}$ , удовлетворяющая условию полной рекуперации тепла в теплообменнике.

Из выражения (30) при условии, что максимальный перегрев по поверхности экрана  $\vartheta_m$  равен 10 К, определена минимальная суммарная масса экрана с трубопроводом теплообменника  $m_{\Sigma} = 2,63 \text{ кг}$ , а также определено расстояние между соседними витками трубопровода, при котором будет достигнута требуемая изотермичность экрана:  $l = 0,086 \text{ м}$ . С учетом полученного, оптимального с точки зрения минимизации массы, значения  $l$  из выражения (23) определена толщина экрана  $\Delta = 0,1 \text{ мм}$ .

Из выражения (33) с учетом рассчитанных значений  $l$  и  $d_{\text{вн}}$ , а также значений  $\zeta = 0,3$  и  $\xi = 0,021$  [6] определено значение потерь давления в трубопроводе теплообменника  $\Delta p = 1,41 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

### Выводы

Изложенная методика оптимизации параметров криостатируемого экрана может быть использована для определения требований к его параметрам, в совокупности обеспечивающим наилучшее сочетание характеристик теплового режима, минимальной массы и минимальных затрат хладагента с учетом допустимых гидравлических потерь (рис. 3). На практике полную оптимизацию, как правило, осуществить не удастся вследствие, например, противоречия требований к достаточной жесткости конструкции и минимальной массы, что вызывает необходимость увеличивать толщину экрана, увеличивая массу выше минимально возможной. Однако, используя данную методику, можно проводить быстрые оценки по выбору совокупности параметров, обеспечивающих компромиссные характеристики экрана.

Помимо массы экрана в состав конечных определяющих параметров входят его уровень температуры и степень неизотермичности, по которым и проводится оптимизация. В рамках статьи не рассмотрены вопросы влияния неизотермичности экрана на качество обеспечения однородного низкого фона, однако, специально проведенные оценки показали достаточность поддержания температурной неравномерности до 10 К на температурном уровне до 60 К.



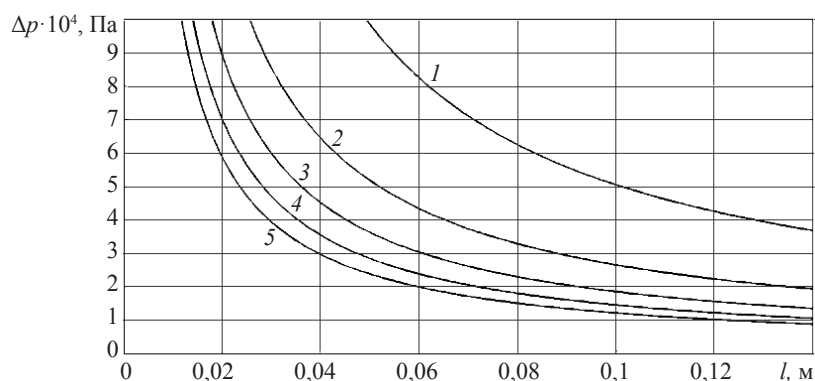


Рис. 3. Зависимость гидравлических потерь давления от расстояния между витками трубопровода теплообменника при различных внутренних диаметрах трубопровода теплообменника:

1 —  $d_{\text{вн}} = 2 \text{ мм}$ ; 2 —  $d_{\text{вн}} = 8 \text{ мм}$ ; 3 —  $d_{\text{вн}} = 6 \text{ мм}$ ; 4 —  $d_{\text{вн}} = 8 \text{ мм}$ ; 5 —  $d_{\text{вн}} = 10 \text{ мм}$

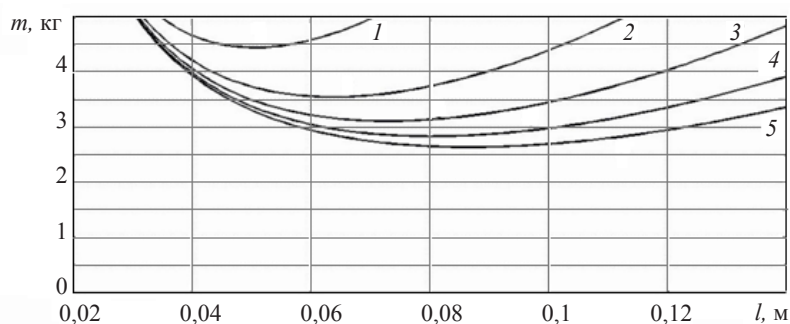


Рис. 4. Зависимость общей массы экрана и трубопровода теплообменника от расстояния между витками трубопровода теплообменника при различных значениях показателя неизомерности поверхности экрана:

1 —  $\varphi_m = 2 \text{ K}$ ; 2 —  $\varphi_m = 4 \text{ K}$ ; 3 —  $\varphi_m = 6 \text{ K}$ ; 4 —  $\varphi_m = 8 \text{ K}$ ; 5 —  $\varphi_m = 10 \text{ K}$

Вопрос минимизации массового расхода криоагента решается с учетом внешнего теплопритока от теплого корпуса, зависящего от его температуры. При использовании опор, соединяющих экран с теплым корпусом, необходим учет соответствующих теплопритоков, однако, это требует конкретизации типа и параметров этих опор.

Выбор диаметра трубопровода должен решаться с учетом требований к допустимым потерям напора давления, что ограничивает возможность дополнительной минимизации массы. Необходимо отметить, что представленные на рис. 4 зависимости суммарной массы экрана от расстояний между трубопроводами скрыто содержит и информацию о толщине экрана; последние два параметра связаны между собой соотношениями (20). Необходимо отметить, что в дополнение к проведенным расчетам может потребоваться расчет прочности и жесткости конструкции, однако, вынужденно большой диаметр трубопровода должен обеспечивать достаточную жесткость.

### Список литературы

1. Ханков С. И. Теоретические основы теплового проектирования теплонагруженных узлов оптико-электронных систем. — СПб.: Малая оперативная полиграфия НТЦ имени Л. Т. Тучкова, 2002. 182 с.
2. Дульнев Г. Н., Семьяшкин Э. М. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах. — Л.: Энергия, 1968. 360 с.
3. Акаев А., Дульнев Г. Н. Приближенные методы решения задач теплопроводности и их приложение в технике// Тр. ЛИТМО. 1972. Вып. 70, №3. С. 3–48.

4. Справочник по физико-техническим основам криогеники/под ред. Малкова М. П. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 439 с.

5. Термодинамические свойства гелия/Сычев В. В., Вассерман А. А., Козлов А. Д., Спиридонов Г. А., Цымарный В. А. — М.: Издательство стандартов, 1984. 320 с.

6. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/под ред. Штейнберга М. О. — М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

### References

1. Hankov S. I. Teoreticheskie osnovy teplovogo projektirovaniya teplotnagruzhennykh uzlov optiko-jelektronnykh sistem. — SPb.: Malaja operativnaja poligrafija NTC imeni L. T. Tuchkova, 2002. 182 p.
2. Dul'nev G. N., Semjashkin Je. M. Teploobmen v radiojelektronnykh apparatah. — L.: Jenergija, 1968. 360 p.
3. Akaev A., Dul'nev G. N. Priblizhennyye metody reshenija zadach teploprovodnosti i ih prilozhenie v tehnike// Tr. LITMO. 1972. Vol. 70, No 3. p. 348.
4. Spravochnik po fiziko-tehnicheskim osnovam kriogeniki/pod red. Malkova M. P. — M.: Jenergoatomizdat, 1985. 439 p.
5. Termodinamicheskie svojstva gelija/Sychev V. V., Vasserman A. A., Kozlov A. D., Spiridonov G. A., Cymarnyj V. A. — M.: Izdatel'stvo standartov, 1984. 320 p.
6. Idel'chik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim sootivlenijam/pod red. Shtejnberga M. O. — M.: Mashinostroenie, 1992. 672 p.