

УДК 536.2

## **ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОРЕБРЕНИЯ ОХЛАЖДАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ РЕБРАМИ С ВНУТРЕННИМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОТЫ**

**В.Н. Елисеев, В.А. Товстоног, Т.В. Боровкова**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация  
e-mail: v.n.eliseev@gmail.com; tovstonv@mail.ru ; tatjana-@mail.ru

*Рассмотрены особенности теплообмена в ребрах (стержнях), внутри которых имеются равномерно распределенные в объеме внутренние источники теплоты. Получены аналитические зависимости, позволяющие анализировать и количественно оценивать эффективность оребрения поверхности. В качестве практического приложения рассмотрена задача, связанная с возможностью использования таких ребер в конструкции мощных водоохлаждаемых газоразрядных источников излучения, оболочки которых могут быть выполнены из лейкосапфира. Показано, что наличие в ребрах внутреннего тепловыделения уменьшает теплоотвод от охлаждаемой стенки по сравнению с ребрами без внутренних источников теплоты и на уровне тепловыделения, характерном для работы мощных газоразрядных источников излучения, слабо влияет на эффективность оребрения. Отмечено, что оребрение оболочек из лейкосапфира заметно увеличивает эффективность их охлаждения, позволяет снизить расход охлаждающей жидкости и, как следствие, уменьшить гидравлическое сопротивление проточного тракта. Но решающее значение в этом случае приобретают технология изготовления и решение вопросов эксплуатации оболочки с тонкими ребрами из хрупкого материала.*

**Ключевые слова:** эффективность, стержни, ребра, охлаждение, внутреннее тепловыделение, частично прозрачные материалы, оптимальная толщина.

## **ON THE EFFICIENCY OF COOLING SURFACES WITH FINS CONTAINING INTERNAL HEAT SOURCES**

**V.N. Eliseev, V.A. Tovstonog, T.V. Borovkova**

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation  
e-mail: v.n.eliseev@gmail.com; tovstonv@mail.ru ; tatjana-@mail.ru

*Characteristics of heat transfer in the fins (rods) that contain internal heat sources uniformly distributed within their volume are considered. The analytical relationships are obtained that allow the effectiveness of finned surface to be analyzed and evaluated. As a practical application, a problem is considered regarding the use of such fins in the design of powerful water-cooled gas-discharge radiation sources, in which the sheath can be made of leuco sapphire. It is shown that the internal heat release in the fins reduces heat removal from the cooled wall as compared to the fins without internal heat sources. At the levels of heat release that are typical for powerful gas-discharge radiation sources, the internal heat release in the fins has little effect on their efficiency.*

*It is noted that the addition of fins to the sheaths made of leuco sapphire markedly increases the efficiency of their cooling, reduces the consumption of coolant, and consequently reduces hydraulic resistance of the flow path. However, the technology of manufacturing the sheaths with thin fins made of brittle material and difficulties of their exploitation become critically important in this case.*

**Keywords:** efficiency, rods, fins, cooling, internal heat release, semitransparent materials, optimum thickness.

В теплонагруженных технических устройствах различного назначения для интенсификации их охлаждения широко применяют ребрение поверхности теплообмена. Элементы конструкции с ребрами используют в котлостроении, компрессорной технике [1–3], в криогенике [4], радиоэлектронике [5, 6], а также в авиа- и ракетостроении [7–10].

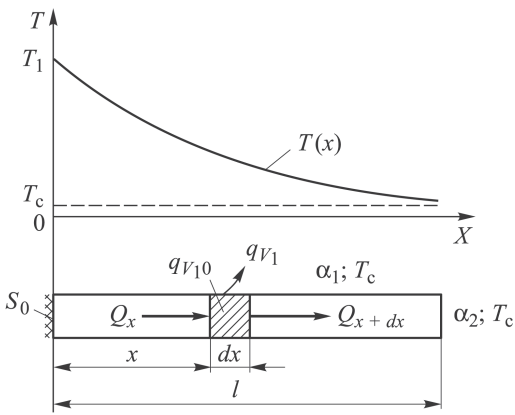
Исследования в области создания новых материалов, проводимые в последние десятилетия, привели к появлению большого числа конструкционных материалов, имеющих свойство частичной прозрачности по отношению к падающему на них и собственному излучению [11, 12]. Некоторые из этих материалов, например такие, как лейкосапфир, помимо высокой прозрачности имеют достаточно высокую теплопроводность [12, 13].

Наличие уже созданных материалов с указанными свойствами и перспективы дальнейшего развития исследований в области материаловедения позволяют оптимистично смотреть на проблему существенного (в 2–3 раза) увеличения мощности газоразрядных источников излучения (ГИИ), предназначенных для тепловых испытаний конструкций летательных аппаратов, подвергаемых интенсивному нагреву [14–16], камер сгорания двигателей, лопаток турбин [17–19], а также при изучении процессов в природных средах [20, 21], подвергаемых радиационно-конвективному нагреву.

В связи с этим представляется актуальным решение задачи об эффективности использования в конструкции водоохлаждаемых ГИИ частично прозрачных оболочек с ребрами, выполненными из того же или другого материала.

Рассмотрим эту задачу в следующей постановке. Определим стационарное температурное поле в монолитном стержне с внутренними источниками теплоты, образовавшимися в результате поглощения излучения, проникающего внутрь стержня через его левый торец (рис. 1). Примем в качестве допущения, что источники теплоты равномерно распределены в объеме стержня, а его температура изменяется только в направлении координаты  $x$ .

Площадь поверхности, нормальная к направлению переноса энергии, постоянна и равна площади поперечного сечения стержня в его основании  $S(r) = S(x) = S_0 = \text{const}$ .



**Рис. 1. Схема передачи теплоты в стержне постоянного поперечного сечения**

Через внешнюю поверхность стержня отводится тепловой поток путем конвекции, который при отсутствии градиента температуры в поперечном сечении стержня можно представить в виде стока теплоты из объема  $dV = S_0 dx$ . В этом случае количество теплоты, покидающей в единицу времени объем  $dV$  с площадью внешней поверхности  $d\Phi(x) = \Pi dx$ , равно

$$q_V = -\alpha_1 (T - T_c) \frac{d\Phi(x)}{dV} = -\alpha_1 (T - T_c) \frac{\Pi}{S_0}, \quad (1)$$

где  $\Pi$  — периметр стержня.

Дифференциальное уравнение, описывающее температурное поле в рассматриваемом монолитном (не пористом) стержне, принимает вид

$$\frac{d^2 \tilde{T}}{dx^2} - m^2 \tilde{T} + \frac{q_V}{\lambda_c} = 0, \quad (2)$$

где  $\tilde{T} = T - T_c$ ;  $m = \sqrt{\alpha_1 \Pi / \lambda_c S_0}$ ;  $\lambda_c$  — теплопроводность материала стержня;  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи на его боковой поверхности;  $T_c$  — температура среды, окружающей стержень.

Полагая, что длина стержня конечна и равна  $l$ , примем на его торцах следующие граничные условия:

$$\begin{aligned} x = 0 : \quad T &= T_1; \\ x = l : \quad -\lambda_c \left( \frac{dT}{dx} \right) &= \alpha_2 (T_2 - T_c), \end{aligned}$$

где  $T_1$  и  $T_2$  — температуры стержня на его левом и правом торцах соответственно;  $\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи на правом торце стержня.

Для изложенной выше постановки температурное поле в стержне может быть найдено из решения краевой задачи

$$\frac{d^2 \tilde{T}}{dx^2} - m^2 \tilde{T} + \frac{q_V}{\lambda_c} = 0, \quad (3)$$

$$\tilde{T} = \tilde{T}_1 \quad \text{при } x = 0, \quad (4)$$

$$-\lambda_c \left( \frac{d\tilde{T}}{dx} \right) = \alpha_2 \tilde{T}_2 \quad \text{при } x = l, \quad (5)$$

где  $\tilde{T}_1 = T_1 - T_c$  и  $\tilde{T}_2 = T_2 - T_c$ .

Представим задачу (3)–(5) в безразмерной форме

$$\frac{d^2\theta^*}{d\xi^2} - (ml)^2\theta^* + \text{Po} = 0, \quad (6)$$

$$\theta^*(\xi_1) = \theta_1^*, \quad (7)$$

$$\theta^{*'}(\xi_2) + \text{Bi}_2\theta^*(\xi_2) = 0, \quad (8)$$

где  $\theta^* = \frac{\tilde{T}}{T_m}$ ;  $\xi = \frac{x}{l}$ ;  $\text{Po} = \frac{qv_l^2}{(\lambda_c T_m)}$ ;  $\xi_1 = 0$ ;  $\xi_2 = 1$ ;  $\theta_1^* = \frac{\tilde{T}_1}{T_m}$ ;  $\theta_2^* = \frac{\tilde{T}_2}{T_m}$ ;  $\text{Bi}_2 = \alpha_2 l / \lambda_c$  и  $T_m$  – температура, выбранная для обезразмеривания параметров.

Краевая задача (6)–(8) представляет собой частный случай более общей задачи определения температурного поля в телах простой геометрической формы, рассмотренной в работе [17],

$$a_{\xi\xi} \frac{d^2\theta^*}{d\xi^2} + b_{\xi} \frac{d\theta^*}{d\xi} + c_{\xi}\theta^* + F(\xi) = 0, \quad (9)$$

$$\gamma_1\theta^{*'}(\xi_1) + \beta_1\theta^*(\xi_1) = f_1(\text{Fo}), \quad (10)$$

$$\gamma_2\theta^{*'}(\xi_2) + \beta_2\theta^*(\xi_2) = f_2(\text{Fo}), \quad (11)$$

общее решение которой имеет вид

$$\theta^* = c_3 \psi(\xi) + c_4 \varphi(\xi) - \psi(\xi) H_1(\xi) + \varphi(\xi) H_2(\xi), \quad (12)$$

где

$$H_1(\xi) = \int \frac{F(\xi)}{a_{\xi\xi}} \frac{\varphi(\xi)d\xi}{\varphi(\xi)\psi'(\xi) - \psi(\xi)\varphi'(\xi)}; \quad (13)$$

$$H_2(\xi) = \int \frac{F(\xi)}{a_{\xi\xi}} \frac{\psi(\xi)d\xi}{\varphi(\xi)\psi'(\xi) - \psi(\xi)\varphi'(\xi)}; \quad (14)$$

$$C_3 = \frac{b_2 b_3 - b_4}{b_1 b_3 - 1}; \quad (15)$$

$$C_4 = \frac{b_1 b_4 - b_2}{b_1 b_3 - 1}; \quad (16)$$

$$b_1 = \left[ \frac{\gamma_2 \psi'(\xi) + \beta_2 \psi(\xi)}{\gamma_2 \varphi'(\xi) + \beta_2 \varphi(\xi)} \right]_{\xi=\xi_2}; \quad (17)$$

$$b_2 = \left[ \frac{f_2(\text{Fo}) + [\gamma_2 \psi'(\xi) + \beta_2 \psi(\xi)] H_1(\xi)}{\gamma_2 \varphi'(\xi) + \beta_2 \varphi(\xi)} - H_2(\xi) \right]_{\xi=\xi_2}; \quad (18)$$

$$b_3 = \left[ \frac{\gamma_1 \varphi'(\xi) + \beta_1 \varphi(\xi)}{\gamma_1 \varphi'(\xi) + \beta_2 \psi(\xi)} \right]_{\xi=\xi_1}; \quad (19)$$

$$b_4 = \left[ \frac{f_1(\text{Fo}) - [\gamma_1 \varphi'(\xi) + \beta_1 \varphi(\xi)] H_2(\xi)}{\gamma_1 \psi'(\xi) + \beta_1 \psi(\xi)} + H_1(\xi) \right]_{\xi=\xi_1}. \quad (20)$$

Из сопоставления математической модели (6)–(8) с обобщенной моделью (9)–(11) находим

$$\left. \begin{aligned} a_{\xi\xi} &= 1; \quad b_{\xi} = 0; \quad c_{\xi} = -(ml)^2; \quad F(\xi) = \text{Po} = \text{const}; \\ \gamma_1 &= 0; \quad \gamma_2 = 1; \quad \beta_1 = 1; \quad \beta_1 = \text{Bi}_2; \\ f_1(\text{Fo}) &= \theta_1^*; \quad f_2(\text{Fo}) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Воспользовавшись таблицей, а также формулами (13)–(20) получим

$$\left. \begin{aligned} \psi(\xi) &= \exp(-ml\xi); \quad \varphi(\xi) = \exp(ml\xi); \\ H_1(\xi) &= \frac{\text{Po}}{2(ml)^2} e^{ml\xi}; \quad H_2(\xi) = \frac{\text{Po}}{2(ml)^2} e^{-ml\xi}; \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

### Математические модели для расчета температурного поля в телах простой геометрической формы

Форма тела и коэффициенты в уравнении (9)	Однородное уравнение теплопроводности	Функция $\psi(\xi)$	Функция $\varphi(\xi)$
Пластина: $a_{\xi\xi} = 1, b_{\xi} = c_{\xi} = 0$	$\theta^{*''} = 0$	$\xi$	1
Пластина пористая, охлаждаемая жидкостью: $a_{\xi\xi} = 1, c_{\xi} = 0,$ $b_{\xi} = K = \frac{mcl}{\lambda_c(1-p)}$	$\theta^{*''} - K\theta^{*'} = 0$	$\exp(K\xi)$	1
Цилиндр (сплошной или полый): $a_{\xi\xi} = 1, c_{\xi} = 0, b_{\xi} = \frac{1}{\xi};$	$\theta^{*''} + \frac{1}{\xi}\theta^{*'} = 0$	$\ln \xi$	1
Шар (сплошной или полый): $a_{\xi\xi} = 1, c_{\xi} = 0, b_{\xi} = \frac{2}{\xi}$	$\theta^{*''} + \frac{2}{\xi}\theta^{*'} = 0$	$\frac{1}{\xi}$	1
Ребро (стержень) постоянного сечения: $a_{\xi\xi} = 1, c_{\xi} = -(ml)^2,$ $b_{\xi} = 0, m = \sqrt{\alpha\Pi/(\lambda S_0)}$	$\theta^{*''} - (ml)^2\theta^* = 0$	$\exp(-ml\xi)$	$\exp(ml\xi)$
Ребро треугольного и трапециевидного поперечного сечения с малым углом при вершине: $a_{\xi\xi} = 1, c_{\xi} = -(ml)^2,$ $b_{\xi} = 1, m = \sqrt{\alpha/\lambda\delta}$	$\xi\theta^{*''} + \theta^{*'} - (ml)^2\theta^* = 0$	$I_0(2ml\sqrt{\xi})$	$K_0(2ml\sqrt{\xi})$
Круглое ребро постоянной толщины, равной $2\delta$ : $a_{\xi\xi} = 1, c_{\xi} = -(ml)^2,$ $b_{\xi} = \frac{1}{\xi}, m = \sqrt{\alpha/\lambda\delta}$	$\theta^{*''} + \frac{1}{\xi}\theta^{*'} - (ml)^2\theta^* = 0$	$I_0(ml\xi)$	$K_0(ml\xi)$

$$b_1 = \frac{(\text{Bi}_2 - ml) e^{-ml}}{(\text{Bi}_2 + ml) e^{ml}}; \quad b_2 = -\frac{\frac{\text{Po}}{(ml)^2} \frac{\text{Bi}_2}{ml}}{\left(1 + \frac{\text{Bi}_2}{ml}\right) e^{ml}};$$

$$b_3 = 1; \quad b_4 = \theta_1^* - \frac{\text{Po}}{(ml)^2};$$

$$C_3 = \frac{\theta_1^* \left(1 + \frac{\text{Bi}_2}{ml}\right) e^{ml} + \frac{\text{Po}}{(ml)^2} \left[\frac{\text{Bi}_2}{ml} - \left(1 + \frac{\text{Bi}_2}{ml}\right) e^{ml}\right]}{(e^{ml} + e^{-ml}) + \frac{\text{Bi}_2}{ml} (e^{ml} - e^{-ml})}; \quad (23)$$

$$C_4 = \frac{\theta_1^* \left(1 - \frac{\text{Bi}_2}{ml}\right) e^{-ml} - \frac{\text{Po}}{(ml)^2} \left[\frac{\text{Bi}_2}{ml} + \left(1 - \frac{\text{Bi}_2}{ml}\right) e^{-ml}\right]}{(e^{ml} + e^{-ml}) + \frac{\text{Bi}_2}{ml} (e^{ml} - e^{-ml})}. \quad (24)$$

Подставляя постоянные интегрирования  $C_3$  и  $C_4$  из (23), (24), а также выражения (22) в формулу (12), получаем

$$\theta^* = \frac{\theta_1^* \left\{ \text{ch} [ml (1 - \xi)] + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh} [ml (1 - \xi)] \right\}}{\text{ch} (ml) + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh}(ml)} - \frac{\text{Po}}{(ml)^2} \frac{\left\{ \text{ch} [ml (1 - \xi)] + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh} (ml\xi) + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh} [ml (1 - \xi)] \right\}}{\text{ch} (ml) + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh}(ml)} + \frac{\text{Po}}{(ml)^2}. \quad (25)$$

После умножения левой и правой частей полученного решения на  $T_m$ , формулу для расчета стационарного температурного поля стержня постоянного поперечного сечения с равномерно распределенными в нем внутренними источниками теплоты можно представить в следующем виде:

$$\tilde{T} = \tilde{T}_1 \frac{\text{ch} [m (l - x)] + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh}[m (l-x)]}{\text{ch} (ml) + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh}(ml)} + \frac{q_V}{\lambda_c m^2} \times \left( 1 - \frac{\text{ch} [m (l - x)] + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \{\text{sh} (mx) + \text{sh} [m (l-x)]\}}{\text{ch} (ml) + \frac{\text{Bi}_2}{ml} \text{sh}(ml)} \right). \quad (26)$$

Используя формулу (26), легко получить выражения для потоков теплоты через основание стержня

$$Q_1 = -\lambda_c \left( \frac{dT}{dx} \right)_{x=0} S_0 = \left\{ \tilde{T}_1 \lambda_c m \frac{\operatorname{sh}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} \operatorname{ch}(ml)}{\operatorname{ch}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} \operatorname{sh}(ml)} - \frac{q_V}{m} \frac{\operatorname{sh}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} [\operatorname{ch}(ml) - 1]}{\operatorname{ch}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} \operatorname{sh}(ml)} \right\} S_0 \quad (27)$$

и его правый торец

$$Q_2 = -\lambda_c \left( \frac{dT}{dx} \right)_{x=l} S_0 = \left\{ \tilde{T}_1 \lambda_c m \frac{\frac{\operatorname{Bi}_2}{ml}}{\operatorname{ch}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} \operatorname{sh}(ml)} + \frac{q_V}{m} \frac{\frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} [\operatorname{ch}(ml) - 1]}{\operatorname{ch}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} \operatorname{sh}(ml)} \right\} S_0. \quad (28)$$

Тепловой поток, передаваемый через боковую поверхность стержня в окружающую среду, при постоянном коэффициенте теплоотдачи  $\alpha_1 = \text{const}$  равен

$$Q_3 = \int_0^l \alpha_1 \Pi \tilde{T}(x) dx = \alpha_1 \Pi \int_0^l \tilde{T}(x) dx. \quad (29)$$

Подставляя в формулу (29) функцию  $\tilde{T}(x)$  из выражения (26) получаем

$$Q_3 = \left\{ \tilde{T}_1 \lambda_c m \frac{\operatorname{sh}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} [\operatorname{ch}(ml) - 1]}{\operatorname{ch}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} \operatorname{sh}(ml)} - \frac{q_V}{m} \frac{\operatorname{sh}(ml) + 2 \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} [\operatorname{ch}(ml) - 1]}{\operatorname{ch}(ml) + \frac{\operatorname{Bi}_2}{ml} \operatorname{sh}(ml)} \right\} S_0 + q_V V, \quad (30)$$

где  $V = S_0 l$  — объем стержня.

Из анализа зависимостей для тепловых потоков (27), (28) и (30) следует, что суммарное количество теплоты, передаваемой теплопроводностью через основание стержня ( $Q_1$ ) и выделяемой в его объеме за счет действия внутренних источников ( $q_V V$ ), равно количеству

теплоты, передаваемой в окружающую среду через боковую поверхность ( $Q_3$ ) и торец ( $Q_2$ ) стержня

$$Q_1 + q_V V = Q_3 + Q_2. \quad (31)$$

При отсутствии внутреннего тепловыделения

$$Q_1 = Q_3 + Q_2,$$

где ( $Q_1$ ), ( $Q_2$ ) и ( $Q_3$ ) определяются из формул (27), (28) и (30) для значения  $q_V = 0$ .

Наличие в стержне постоянного поперечного сечения внутреннего тепловыделения при прочих равных условиях приводит к возрастанию его температуры и уменьшает тепловой поток через основание стержня.

В случае, когда отвод теплоты через правый торец ( $x = l$ ) мал ( $\alpha_2 \rightarrow 0$ ), можно принять  $Bi_2 = 0$ . Тогда формула (26) для расчета температуры стержня, правый торец которого теплоизолирован, принимает вид

$$\tilde{T} = \tilde{T}_1 \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)} + \frac{q_V}{\lambda_c m^2} \left( 1 - \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)} \right). \quad (32)$$

Отсюда следует, что температура в основании стержня ( $x = 0$ ) соответствует условию (4)

$$\tilde{T} = \tilde{T}_1$$

и в его торце ( $x = l$ )

$$\tilde{T}_2 = \tilde{T}_1 \frac{1}{\text{ch}(ml)} + \frac{q_V}{\lambda_c m^2} \left( 1 - \frac{1}{\text{ch}(ml)} \right). \quad (33)$$

Из условия равенства нулю производной температуры

$$\frac{d\tilde{T}}{dx} = \left( -\tilde{T}_1 m + \frac{q_V}{\lambda_c m} \right) \frac{\text{sh}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)} = 0$$

следует, что

$$\text{sh}[m(l-x)] = 0.$$

Последнее условие выполняется только при равенстве нулю аргумента  $m(l-x)$ . Координата, соответствующая экстремальному значению температуры стержня, получается равной  $x = x_{\text{экс}} = l$ . Таким образом, значение  $\tilde{T}_{\text{экс}}$  соответствует температуре изолированного торца  $\tilde{T}_2$ . Чтобы выяснить характер экстремума, запишем выражение для второй производной температуры

$$\frac{d^2\tilde{T}}{dx^2} = \left( \tilde{T}_1 m^2 - \frac{q_V}{\lambda_c} \right) \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)}.$$



При  $x = x_{\text{экс}} = l$

$$\frac{d^2 \tilde{T}}{dx^2} = \left( \tilde{T}_1 m^2 - \frac{q_V}{\lambda_c} \right) \frac{1}{\text{ch}(ml)}. \quad (34)$$

Отметим, что знак второй производной зависит от знака разности в круглых скобках в правой части последнего выражения.

Представим разность температур  $\tilde{T}_1 - \tilde{T}_2$ , используя формулу (33), в виде

$$\tilde{T}_1 - \tilde{T}_2 = \left( \tilde{T}_1 m^2 - \frac{q_V}{\lambda_c} \right) \left[ 1 - \frac{1}{\text{ch}(ml)} \right] \frac{1}{m^2}, \quad (35)$$

где

$$\left[ 1 - \frac{1}{\text{ch}(ml)} \right] \geq 0.$$

Таким образом, если в формулах (34) и (35) выполняется условие

$$\tilde{T}_1 m^2 - \frac{q_V}{\lambda_c} > 0,$$

то в сечении стержня  $x = l$   $\tilde{T}_{2,\text{экс}} = \tilde{T}_{2,\text{min}}$  и  $\tilde{T}_1 > \tilde{T}_2$  ( $T_1 > T_2$ ).

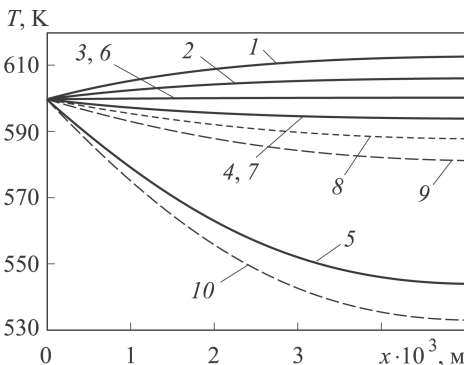
В случае, когда

$$\tilde{T}_1 m^2 - \frac{q_V}{\lambda_c} < 0$$

при  $x = l$   $\tilde{T}_{2,\text{экс}} = \tilde{T}_{2,\text{max}}$  и  $\tilde{T}_1 < \tilde{T}_2$  ( $T_1 < T_2$ ).

Зависимость температуры теплоизолированного с торца стержня от координаты  $x$  для различных значений параметра  $m$ , иллюстрирующая указанные замечания, представлена на рис. 2. Расчет выполнен для значений  $T_1 = 900$  К;  $T_c = 300$  К;  $\lambda_c = 200$  Вт/(м·К),  $l = 5 \cdot 10^{-3}$  м и  $q_V = 2 \cdot 10^8$  Вт/м<sup>3</sup>. Выражения для тепловых потоков через основание, торец и боковую поверхность стержня получаются из формул (27), (28) и (30) соответственно, если принять в них  $\text{Bi}_2 = 0$ . При этом  $Q_2 \equiv 0$ .

Анализ представленных на рис. 2 зависимостей распределения температуры по длине стержня позволяет выделить два характерных случая. В первом из них при отсутствии в стержне внутренних источников



**Рис. 2. Распределение температуры по длине теплоизолированного с торца стержня ( $\text{Bi}_2 = 0$ ):**

кривые 1–5 соответствуют мощности внутренних источников теплоты  $q_V = 2 \cdot 10^8$  Вт/м<sup>3</sup> и  $m = 1, 30, 40, 50$  и  $100$  соответственно; кривые 6–10 соответствуют тем же значениям чисел  $m$  при  $q_V = 0$

теплоты ( $q_V = 0$ ) с увеличением интенсивности охлаждения (параметр  $m$ , кривые 6–10) всегда происходит уменьшение температуры вдоль стержня. Во втором случае, когда  $q_V \neq 0$  при слабой интенсивности охлаждения ( $m = 1, 30$ , кривые 1, 2) наблюдается возрастание температуры вдоль стержня и только с ростом теплоотвода ( $m > 40$ , кривые 4, 5) имеет место ее падение. Интересно отметить, что при одинаковых условиях теплообмена на боковой поверхности стержня ( $m = 50$  или 100) наличие в нем внутренних источников теплоты всегда замедляет продольное падение температуры (пары кривых 4 и 9 или 5 и 10). Разумеется, результаты этого анализа справедливы для выбранных условий теплообмена на торцах стержня.

Рассмотрим далее задачу выбора оптимальной геометрии оребрения частично прозрачной стенки. Впервые аналогичная задача для стенки с ребрами без внутренних источников теплоты была поставлена и решена в работе [23], а детальное ее исследование представлено в книге [24].

Используя формулу (27) для случая, когда правый торец стержня теплоизолирован ( $Bi_2 = 0$ ), запишем выражение для полного теплового потока, передаваемого в охлаждающую жидкость от повторяющегося элемента оребренной стенки (рис. 3) в виде

$$Q = \alpha_{ж} (T_1 - T_{жс}) S_1 + \left[ \lambda_c m (T_1 - T_{жс}) - \frac{q_V}{m} \right] S_0 \operatorname{th}(ml), \quad (36)$$

где  $S_0 = hL$  и  $S_1 = aL$  – поверхности теплообмена.

Плотность этого потока, отнесенного к поверхности  $S_0 + S_1$ , есть

$$q = \frac{Q}{S_0 + S_1} = \alpha_{ж} (T_1 - T_{жс}) \eta_p. \quad (37)$$

Здесь  $\eta_p$  – коэффициент эффективности оребрения стенки

$$\eta_p = \frac{S_1 + (\Pi - CS_0) f(ml)}{S_0 + S_1}, \quad (38)$$

где  $\Pi = 2(h + L) \approx 2L$  (так как  $h \ll L$ ) – периметр ребра (стержня);

$$f(ml) = \frac{\operatorname{th}(ml)}{ml}, \quad (39)$$

$$C = \frac{q_V l}{\alpha_{ж} (T_1 - T_{жс})}. \quad (40)$$

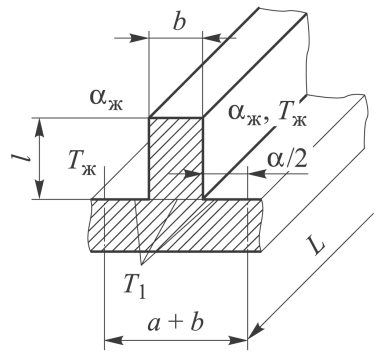


Рис. 3. Схема повторяющегося элемента оребренной стенки

Используя принятые ранее обозначения, представим формулу (38) в виде

$$\eta_p = \frac{a + 2l f(ml) - h f(ml)}{a + h}. \quad (41)$$

Отсюда следует, что границы эффективного применения оребрения ( $\eta \geq 1$ ) определяются двумя значениями толщины ребра:  $h = 0$  и

$$h = \frac{2l f(ml)}{1 + C f(ml)}. \quad (42)$$

В первом случае, когда  $h = 0$ ,

$$ml = l \sqrt{\frac{2\alpha_{ж}}{\lambda_c h}} \rightarrow \infty,$$

$$f(ml) = \left[ \frac{\text{th}(ml)}{ml} \right]_{(ml) \rightarrow \infty} = \frac{1}{(ml)_{\rightarrow \infty}} = 0$$

и коэффициент  $\eta_p$  в выражении (41) равен единице. Во втором случае подстановка  $h$  из формулы (42) в (41) приводит к такому же результату ( $\eta_p = 1$ ).

Таким образом, область рационального использования оребрения ( $\eta \geq 1$ ) находится в интервале значений толщин ребра

$$0 < h < \frac{2l f(ml)}{1 + C f(ml)}. \quad (43)$$

При значениях  $ml \geq 2$  параметр  $\text{th}(ml)$  в выражении (39) стремится к единице и можно считать, что

$$\text{th}(ml) = \frac{1}{(ml)}. \quad (44)$$

Обозначив  $Z = \sqrt{h/a}$  и приняв допущение (44), преобразуем соотношение (41) к виду

$$\eta_p = \frac{1 + Z\sqrt{A} - Z^3B}{1 + Z^2}, \quad (45)$$

где

$$A = \frac{2\lambda_c}{\alpha_{жа}}; \quad B = C \frac{1}{l} \sqrt{\frac{\lambda_c a}{2\alpha_{жа}}}. \quad (46)$$

Коэффициент  $\eta_p$  в выражении (45) обращается в единицу, если

$$Z\sqrt{A} - Z^3B = Z^2$$

или

$$Z \left( Z^2B + Z - \sqrt{A} \right) = 0. \quad (47)$$

Из трех корней уравнения (47) только два соответствуют физическому смыслу рассматриваемой задачи:  $Z_1 = 0$  и положительное значение корня  $Z_2$

$$Z_{2,3} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4B\sqrt{A}}}{2B}. \quad (48)$$

Корень  $Z_3 < 0$ . В случае отсутствия в ребре внутреннего тепловыделения ( $B = 0$ ) корень  $Z_2$  после раскрытия неопределенности в выражении (48) принимает вид  $Z_2 = \sqrt{A}$ .

Значение  $Z = Z_{\text{опт}}$ , обеспечивающее максимальное значение  $\eta_p$ , макс, определяется из условия  $d\eta_p/dZ = 0$  и формулой

$$Z_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{1}{(2B + \sqrt{A})^2} + \frac{\sqrt{A}}{2B + \sqrt{A}}} - \frac{1}{2B + \sqrt{A}}. \quad (49)$$

В частном случае, когда в материале ребра отсутствуют внутренние источники теплоты ( $B = 0$ )

$$Z_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{1}{A} + 1} - \frac{1}{\sqrt{A}}. \quad (50)$$

Оценка эффективности оребрения оболочки водоохлаждаемого ГИИ, выполненной из лейкосапфира, проводилась для следующих исходных данных:  $\lambda_c = 25 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\alpha_{\text{ж}} = 5 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ ;  $q_V = 87 \times 10^6 \text{ Вт/м}^3$ ;  $(ml) = 2$  и  $f(ml) = 0,5$ ; температура на внешней поверхности горячей оболочки и в основании ребра  $T_1 = 400 \text{ К}$ ;  $T_{\text{ж}} = 300 \text{ К}$ ;  $a = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Для указанных значений параметров теплообмена с помощью формул (40), (46) и (49) последовательно найдены безразмерные комплексы величин:  $C = 0,5330$ ;  $A = 6,6667$ ;  $B = 0,3369$  и  $Z_{\text{опт}} = 0,6349$ .

Подстановка полученного значения  $Z_{\text{опт}}$  в выражение (45) дает  $\eta_p = 1,82$ , что практически удваивает величину коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = \alpha_{\text{ж}} \cdot \eta_p = 9,1 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Оптимальная толщина ребра  $h_{\text{опт}} = (Z_{\text{опт}})^2 a = 0,63 \cdot 10^3 \text{ м}$ . Параметр  $m$  и длина ребра  $l$  получаются равными

$$m = m_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{2\alpha_{\text{ж}}}{\lambda_c h_{\text{опт}}}} = 0,8165 \cdot 10^3 \text{ 1/м};$$

$$l = \frac{2}{m_{\text{опт}}} = 2,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Аналогичный расчет при отсутствии в материале ребра внутреннего тепловыделения по формулам (50) и (45) при  $B = 0$  и прочих одинаковых условиях приводит к следующему результату:  $Z_{\text{опт}} = 0,6851$ ;  $\eta_p = 1,81$ ;  $h_{\text{опт}} = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $l = 2,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Отметим, что наличие в материале ребра внутреннего тепловыделения на уровне  $q_V \leq 90 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^3$ , характерном для мощных ГИИ, слабо влияет на значение коэффициента оребрения  $\eta_p = 1,81 \dots 1,82$ . Это замечание остается справедливым даже в случае использования оболочек ГИИ из гипотетического материала с теплопроводностью  $\lambda_c = 200 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ , для которого значения коэффициента  $\eta_p$  получаются соответственно равными 3,88 при  $B \neq 0$  и 4,18 при  $B = 0$ .

Очевидно также, что, несмотря на заметную эффективность оребренной оболочки из лейкосапфира ( $\eta_p = 1,82$ ), изготовление и эксплуатация оболочек с ребрами из хрупкого материала с размерами  $h \times l = 0,6 \times 2,5 \text{ мм}$  из-за их малой толщины могут представлять серьезную проблему. Увеличение толщины ребра в диапазоне рациональных значений  $h \leq 1,19$  (выражение (43)) до значения  $h = 1,0 \text{ мм}$  существенно снижает эффективность оребрения ( $\eta_p = 1,1$ ). Кроме этого, ожидаемое повышение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  за счет оребрения до  $9100 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$  может быть получено в охлаждающем тракте без оребрения простым увеличением скорости движения жидкости.

**Выводы.** Получены аналитические зависимости для анализа и количественной оценки эффективности оребрения поверхности ребрами с внутренними источниками теплоты.

Показано, что наличие в ребрах внутреннего тепловыделения уменьшает теплоотвод от охлаждаемой стенки по сравнению с ребрами без внутреннего тепловыделения и на уровне тепловыделения, характерном для работы мощных охлаждаемых ГИИ, слабо влияет на эффективность оребрения.

Оребрение оболочек ГИИ, выполненных из лейкосапфира, заметно увеличивает эффективность их охлаждения, позволяет снизить расход охлаждающей жидкости и, как следствие этого, гидравлическое сопротивление охлаждающего тракта. Это обстоятельство может иметь важное значение при использовании нагревательных блоков, состоящих из большого числа ГИИ, но решающее значение здесь приобретает технология изготовления и условия эксплуатации таких оболочек.

В связи с этим основное направление дальнейшего развития проблемы повышения эффективности оребренных конструкций из полупрозрачных материалов видится в создании новых материалов с высокой теплопроводностью.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сычков А.Е. Роль эффективных систем охлаждения в современных компрессорных установках // МегаПаскаль. 2009. № 4. С. 36–40.
2. Чичиндаев А.В. Оптимизация пластинчато-ребристых теплообменников. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. 399 с.
3. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамические расчеты теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат. 1992. 280 с.
4. Криогенные системы / А.М. Архаров и др. Т. 2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем. М.: Машиностроение, 1999. 720 с.
5. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. М.: Вышш. шк., 1984. 248 с.

6. *Роткоп Л.Л., Спокойный Ю.Е.* Обеспечение тепловых режимов при конструировании радиоэлектронной аппаратуры. М.: Сов. радио, 1976. 232 с.
7. *Добровольский М.В.* Жидкостные ракетные двигатели. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 486 с.
8. *Кудрявцева Н.С.* Основы проектирования эффективных систем терморегулирования космических аппаратов. М.: Изд-во МАИ. 2012. 226 с.
9. *Дональд Б. Маккей.* Конструирование космических силовых установок / пер. с англ. В. Самсонова. М.: Машиностроение. 1996. 348 с.
10. *Фаворский О.Н., Каданер Я.С.* Вопросы теплообмена в космосе. М.: Высш. шк., 1972. 280 с.
11. *Выдрик Г.А., Соловьева Т.В., Харитонов Ф.Я.* Прозрачная керамика. М.: Энергия. 1980. 96 с.
12. *Ветров В.Н.* Оптические свойства и технология пластически деформированных кристаллов. Дисс. ... д-ра техн. наук. СПб. 2012. 311 с.
13. Теплофизические свойства оксидов алюминия и магния  $Al_2O_3, MgO$ . Электронный справочник теплофизика. URL: [http://thermalinfo.ru/publ/tverdye\\_veshhestva/oksidy/teploemkost\\_oksida\\_aljuminija\\_i\\_magnija/21-1-0-209](http://thermalinfo.ru/publ/tverdye_veshhestva/oksidy/teploemkost_oksida_aljuminija_i_magnija/21-1-0-209) (дата обращения 02.02.2013).
14. *Полежаев Ю.В.* Быть или не быть гиперзвуковому самолету? // ИФЖ. 2000. Т. 73. № 1. С. 5–10.
15. *Железнякова А.Л., Суржиков С.Т.* Численное моделирование гиперзвукового обтекания модели летательного аппарата Х-43 // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. № 1. С. 3–19.
16. *Елисеев В.Н., Товстоног В.А.* Анализ технических возможностей создания высокоэффективных установок радиационного нагрева для тепловых испытаний аэрокосмической техники // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. № 1. С. 57–70.
17. *Merzlikin V., Timonin V., Ojeda M.G., Sidorov O.* New selectively absorbing and scattering heat-insulating coatings of the combustion chamber for low-heat-rejection diesel // SAE Technical Papers. Paper 2007-01-1755. P. 1–12. DOI: 10.4271/2007-01-1755
18. *Merzlikin V., Timonin V., Tovstonog V.* Optimal spectral optical and thermo radiating characteristics of semitransparent heat-insulating coatings for low-heat-rejection diesel engines // SAE Technical Papers. 9th Int. Conf. on Eng. for Automobile – ICE2009. Capri–Naples. 2009. Paper ICE09-0037. P. 1–10 (Book Abstr. ICE2009. P. 41). DOI: 10.4271/2009-24-0116
19. *Мерзликин В.Г., Бекаев А.А., Сутугин В.Г., Кузнецов Ю.А.* Полупрозрачное теплозащитное покрытие с отражающим оксидированным подслоем // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. № 4. С. 16–29.
20. *Красс М.С., Мерзликин В.Г.* Радиационная теплофизика снега и льда. Л.: Гидрометеониздат, 1990. 261 с.
21. *Merzlikin V., Krass M., Cheranov S., Aloric A.* Simulation of the ocean's spectral radiant thermal source and boundary conditions // AIP Conference Proceeding. 2013. Vol. 1531. P. 947–950. DOI: 10.1063/1.4804928
22. *Елисеев В.Н.* К расчету радиационно-кондуктивного теплообмена в системе замкнутой частично прозрачной оболочки // ИФЖ. Т. 73. № 1. 2000. С. 107–112.
23. *Зарубин В.С.* Об оптимальной геометрии обрешетки на поверхности теплообмена // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. 1968. № 3. С. 87–92.
24. *Зарубин В.С.* Температурные поля в конструкции летательных аппаратов. М.: Машиностроение. 1966. 216 с.

## REFERENCES

- [1] Sychkov A.E. The role of efficient cooling systems in contemporary compressor units. *Spetsializirovannyy inform.-analiticheskiy zhurnal "MegaPascal"* [Special. Inform. Analyt. J. "MegaPascal"], 2009, no. 4, pp. 36–40 (in Russ.).

- [2] Chichindaev A.V. Optimizatsiya kompaktnykh plastinchato-rebristykh teploobmennikov. Ch. 1. Teoreticheskie osnovy [Optimization of compact plate-fin heat exchangers. Part 1. Theoretical Foundations]. Novosibirsk, NGTU Publ., 2003. 399 p.
- [3] Kuntyshev V.B., Kuznetsov N.M. Teplovoy i aerodinamicheskie raschety teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya [Thermal and aerodynamic analysis of air cooled exchanger]. St. Petersburg, Energoatomizdat Publ., 1992. 280 p.
- [4] Arkharov A.M., Arkharov I.A., Belyakov V.P., Smorodin A.I., eds. Kriogennyye sistemy. V 2 t. T. 2. Osnovy proektirovaniya apparatov, ustanovok i system. Vtor. izd. dopoln. i pererab [Cryogenic systems. In 2 volumes. V.2. Engineering foundation of apparatus, machine and systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1999. 720 p.
- [5] Dul'nev G.N. Teplo- i massoobmen v radioelektronnoy apparature [Heat-and-mass transfer in communications electronics equipment]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1984. 248 p.
- [6] Rotkop L.L., Spokoynyy Yu.E. Obespechenie teplovykh rezhimov pri konstruirovani radioelektronnoy apparatury [Ensuring the thermal regime in designing of communications electronics equipment]. Moscow, Sovetskoe Radio Publ., 1976. 232 p.
- [7] Dobrovolskiy M.V. Zhidkostnyye raketnye dvigateli [Liquid rocket engine]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2011. 486 p.
- [8] Kudryavtseva N.S. Osnovy proektirovaniya effektivnykh sistem termoregulirovaniya kosmicheskikh apparatov [Engineering foundation effective systems of spacecraft temperature control]. Moscow, MAI Publ., 2012. 226 p.
- [9] Mackay Donald B. Design of space powerplant. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1963. 332 p. (Russ. ed.: Donal'd B. Makkey. Konstruirovaniye kosmicheskikh silovykh ustanovok. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 348 p.).
- [10] Favorskiy O.N., Kadaner Ya.S. Voprosy teploobmena v kosmose [Problems of heat transfer in space]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1972. 280 p.
- [11] Vydrík G.A., Solov'eva T.V., Kharitonov F.Ya. Prozhrachnaya keramika [The transparent ceramics]. Moscow, Energiya Publ., 1980. 96 p.
- [12] Vetrov V.N. Opticheskie svoystva i tekhnologiya plasticheski deformirovannykh kristallov. Diss. dokt. tekhn. nauk [Optical properties and the technology of plastically deformed crystal. Dr. tech. sci. diss.]. S.Pb, 2012. 311 p.
- [13] Thermal and physical properties of aluminum and magnesium oxide  $Al_2O_3$ ,  $MgO$ . *Electronic reference book of thermal physics*. Available at [http://thermalinfo.ru/publ/tverdye\\_veshhestva/oksidy/teploemkost\\_oksida\\_aljuminija\\_i\\_magnija/21-1-0-209](http://thermalinfo.ru/publ/tverdye_veshhestva/oksidy/teploemkost_oksida_aljuminija_i_magnija/21-1-0-209) (accessed 02.02.2014) (in Russ.).
- [14] Polezhaev Yu.V. Be or not to be hypersonic aircraft? *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal [Journal of Engineering Physics and Thermophysics]*, 2000, vol. 73, no. 1, pp. 5–10 (in Russ.).
- [15] Zheleznyakova A.L., Surzhikov S.T. Numerical simulation of hypersonic flow-past for the aircraft model X-43. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2010, no. 1, pp. 3–19 (in Russ.).
- [16] Eliseev V.N., Tovstonog V.A. The analysis of engineering capabilities creation of highly effective facilities with radiate heating for heat tests of aerospace equipment. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2011, no. 1, pp. 57–70 (in Russ.).
- [17] Merzlikin V., Timonin V., Ojeda M.G., Sidorov O. New selectively absorbing and scattering heat-insulating coatings of the combustion chamber for low-heat-rejection diesel. *SAE Technical Papers*, 2007, paper 2007-24-0066, pp. 1–12. DOI: 10.4271/2007-01-1755

- [18] Merzlikin V., Timonin V., Tovstonog V. Optimal spectral optical and thermo radiating characteristics of semitransparent heat-insulating coatings for low-heat-rejection diesel engines. *SAE Technical Papers*. 9th Int. Conf. on Eng. for Automobile–ICE2009. Capri–Naples, 2009, paper ICE09-0037, pp. 1–8 (Book Abstr. ICE2009, p. 41). DOI: 10.4271/2009-24-0116
- [19] Merzlikin V.G., Bekaev A.A., Sutugin V.G., Kuznetsov Yu.A. Semitransparent heat-insulating coating with reflective oxidized sublayer. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2012, no. 4, pp. 16–29 (in Russ.).
- [20] Krass, M.S., Merzlikin, V.G. Radiatsionnaya teplofizika snega i l'da [Radiative thermal physics of snow and ice]. Leningrad, Gidrometeoizdat Publ., 1990. 261 p.
- [21] Merzlikin, V., Krass, M., Cheranov, S., Aloric, A. Simulation of the ocean's spectral radiant thermal source and boundary conditions. *AIP Conference Proceedings*, 2013, vol. 1531, pp. 947–950. DOI: 10.1063/1.4804928
- [22] Eliseev V.N. On the calculation of radiative-conductive heat exchange in a system with closed partially transparent shell. [Journal of Engineering Physics and Thermophysics], 2000, vol. 73, no. 1, pp. 107–112 (in Russ.).
- [23] Zarubin V.S. On the optimum finning geometry for heat exchange surface. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinost.* [Proc. Univ., Mech. Eng.], 1968, no. 3, pp. 87–92 (in Russ.).
- [24] Zarubin V.S. Temperaturnye polya v konstruktii letatel'nykh apparatov [Temperature fields in the aircraft design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 216 p.

Статья поступила в редакцию 30.08.2014

Виктор Николаевич Елисеев — д-р техн. наук, профессор кафедры “Космические аппараты и ракеты-носители” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 150 научных работ в области теплообмена в конструкциях летательных аппаратов.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

V.N. Yeliseev — Dr. Sci. (Eng.), professor of “Spacecrafts and Launch Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 150 publications in the field of heat exchange in structures of flying vehicles.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Татьяна Владимировна Боровкова — канд. техн. наук, доцент кафедры “Космические аппараты и ракеты-носители” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 10 научных работ в области теплообмена в конструкциях летательных аппаратов.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

T.V. Borovkova — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Spacecrafts and Launch Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 10 publications in the field of heat exchange in structures of flying vehicles.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Валерий Алексеевич Товстоног — д-р техн. наук, профессор кафедры “Космические аппараты и ракеты-носители” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 140 научных работ в области исследования процессов теплопереноса в материалах специального назначения, тепловых и теплопрочностных испытаний материалов и конструкций.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

V.A. Tovstonog — Dr. Sci. (Eng.), professor of “Spacecrafts and Launch Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 140 publications in the field of study of heat transfer processes in special-purpose materials, thermal and thermal structural tests of materials and constructions.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul., 5, Moscow, 105005 Russian Federation.