

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ИЗЛУЧАЮЩЕЙ ОРЕБРЕННОЙ ТРУБЫ

*Рассмотрена математическая модель излучающей оребренной трубы с произвольным числом прямоугольных ребер и нечерными излучающими поверхностями. Проведена оптимизация конструкции из условия максимума излучаемого теплового потока и минимума суммарной массы ребер.*

Для повышения эффективности теплообменного устройства, функционирующего в условиях космического пространства, увеличивают площадь его излучающей поверхности. Для этого используют развитые поверхности теплообмена, в частности оребренные трубы [3, 5, 7]. Влияние формы профиля ребра на эффективность конструкции рассмотрено в работах [3, 5]. В работе [3] исследована задача о лучистом взаимодействии между соседними нечерными ребрами, угол между которыми произвольный, при условии, что излучением от базовой поверхности можно пренебречь. Влияние базовой поверхности на тепловые потери ребра исследовано в работе [7] для случая, когда две трубы равного радиуса соединены ребром прямоугольного профиля. В этой работе исследование было проведено в предположении, что все излучающие поверхности абсолютно черные; существует и более общая формулировка задачи для поверхностей излучателя с избирательными свойствами и с учетом влияния внешних источников излучения.

Увеличение площади поверхности излучателя влечет за собой и увеличение его массы. Поэтому большое значение имеет выбор оптимальной конфигурации оребрения, обеспечивающей максимальный отвод теплоты при минимальной массе конструкции. В работах [3, 7] найдены оптимальные размеры ребра прямоугольного профиля из условия максимума отводимого теплового потока.

В настоящей работе рассмотрена конструкция, состоящая из трубы с произвольным числом прямоугольных ребер; все поверхности системы нечерные. На рис. 1 показана схема исследуемой системы. С учетом взаимодействия ребра с соседними ребрами и базовой поверхностью найдено распределение температуры в поперечном сечении ребра, а также исследовано влияние геометрических параметров ребра и числа ребер на количество теплоты, отводимой системой. Проведена оптимизация конструкции из условия максимума излучаемого теплового потока и минимума суммарной массы ребер.

**Математическая модель.** В стационарных условиях закон сохранения энергии для элемента ребра имеет форму уравнения баланса между переносом теплоты теплопроводностью и излучением:

$$dQ_{\text{тепл}} + dQ_{\text{изл}} = 0.$$

Для одномерной модели теплопроводности имеем

$$dQ_{\text{тепл}} = -2\delta L\lambda \frac{d^2 T}{d\bar{x}^2} d\bar{x}.$$

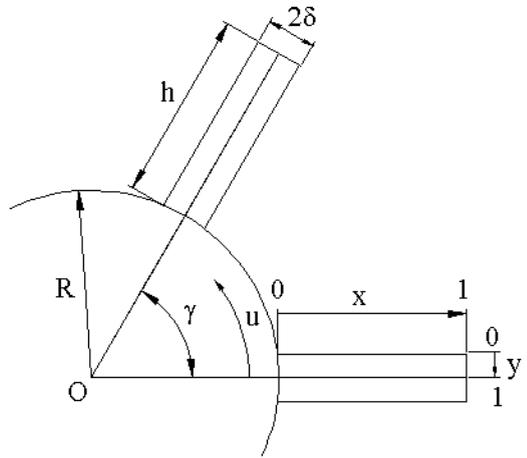


Рис. 1. Схема конструкции

Здесь  $\delta$  — половина толщины ребра;  $L$  — длина ребра, принимаемая равной единице;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности ребра;  $T(\bar{x})$  — распределение температуры по высоте вдоль боковой поверхности ребра;  $\bar{x}$  — координата по высоте ребра.

При переносе теплоты излучением

$$dQ_{\text{изл}} = 2(q_{\text{изл}} - q_{\text{погл}})Ld\bar{x} = 2(\varepsilon\sigma T^4 - \varepsilon q^{\text{пад}})Ld\bar{x} = 2(q_p^* - q^{\text{пад}})Ld\bar{x},$$

где  $q_{\text{изл}} = \varepsilon\sigma T^4$  — собственное излучение ребра;  $\varepsilon$  — коэффициент излучения ребра;  $q^{\text{пад}} = q_{\text{Р(1)}}^{\text{пад}} + q_{\text{БП}}^{\text{пад}}$  — излучение, падающее на ребро с другого ребра ( $q_{\text{Р(1)}}^{\text{пад}}$ ) и базовой поверхности ( $q_{\text{БП}}^{\text{пад}}$ );  $\sigma$  — постоянная Стефана–Больцмана;  $q_p^* = \varepsilon\sigma T^4 + (1 - \varepsilon)q^{\text{пад}}$  — эффективное излучение ребра.

Введя безразмерные величины  $x = \bar{x}/h$ ,  $x \in [0, 1]$ ,  $\theta(x) = T(\bar{x})/T_0$ , где  $h$  — высота ребра, а  $T_0$  — температура базовой поверхности, получим

$$\frac{d^2\theta(x)}{dx^2} = N_c \frac{q_p^* - q^{\text{пад}}}{\varepsilon\sigma T_0^4}, \quad (1)$$

$$q_p^*(x) = \varepsilon\sigma T_0^4\theta^4(x) + (1 - \varepsilon)q^{\text{пад}}(x), \quad (2)$$

где  $N_c = \frac{\varepsilon\sigma}{\lambda\delta}h^2T_0^3$  — безразмерный коэффициент. Справедливы следующие граничные условия:

$$T(\bar{x})\Big|_{\bar{x}=0} = T_0, \quad \frac{dT(\bar{x})}{d\bar{x}}\Big|_{\bar{x}=h} = 0,$$

или в безразмерном виде:

$$\theta(x)\Big|_{x=0} = 1, \quad \frac{d\theta(x)}{dx}\Big|_{x=1} = 0. \quad (3)$$

Эффективное излучение базовой поверхности равно

$$q_{\text{БП}}^*(u) = \varepsilon_0 \sigma T_0^4 + (1 - \varepsilon_0) \left( q_{\text{Р(БП)}}^{\text{пад}}(u) \Big|_a + q_{\text{Р(БП)}}^{\text{пад}}(u) \Big|_b \right), \quad (4)$$

где  $u \in [0, \gamma]$  — угловая координата;  $\gamma = 2\pi/N$  — угол между соседними ребрами при общем количестве ребер  $N$ ;  $\varepsilon_0$  — коэффициент излучения базовой поверхности;  $q_{\text{Р(БП)}}^{\text{пад}}(u) \Big|_a$  — распределение излучения, падающего с первого ребра на базовую поверхность, а  $q_{\text{Р(БП)}}^{\text{пад}}(u) \Big|_b$  — распределение излучения, падающего со второго ребра, симметричное  $q_{\text{Р(БП)}}^{\text{пад}}(u) \Big|_a$  относительно прямой  $u = \gamma/2$ .

Таким образом, необходимо определить три составляющие падающего излучения: с ребра на ребро, с базовой поверхности на ребро и с ребра на базовую поверхность. В общем случае плотность потока излучения, падающего с поверхности  $A_1$  на поверхность  $A_2$ , имеет вид

$$q(x_2) = \int_{A_1} q^*(x_1) F_{1-2},$$

где  $q^*(x_1)$  — эффективное излучение поверхности  $A_1$ , а  $F_{1-2} = \frac{1}{2} d(\sin \varphi)$  — угловой коэффициент;  $\varphi$  — угол между линией, соединяющей точки  $x_1$  и  $x_2$ , и перпендикуляром к  $A_1$  в точке  $x_1$  [4].

Введем безразмерную координату  $\xi$  по высоте соседнего ребра и заменим радиус трубы  $R$  безразмерным радиусом  $r = R/h$ . Тогда

$$F_{\xi-x} = \frac{1}{2} \frac{(r+x)(r+\xi) \sin^2 \gamma}{((r+x)^2 + (r+\xi)^2 - 2(r+x)(r+\xi) \cos \gamma)^{3/2}} d\xi,$$

$$F_{u-x} = \frac{r \sin u (x \cos u - r(1 - \cos u))}{2(x^2 + 2r(x+r)(1 - \cos u))^{3/2}} du,$$

а согласно принципу обратимости угловых коэффициентов [4, 7]

$$F_{x-u} = \frac{r \sin u (x \cos u - r(1 - \cos u))}{2(x^2 + 2r(x+r)(1 - \cos u))^{3/2}} dx.$$

На рис. 2 видно, что на элемент  $dx$  первого ребра излучение падает не со всего второго ребра, а только с отрезка  $CH_2$ , т.е.

$$q_{\text{Р(1)}}^{\text{пад}}(x) = \int_{\xi(x)}^1 q_{\text{Р}}^*(\xi) F_{\xi-x}, \quad (5)$$

$$\xi(x) = \eta(x_0 - x) \left( \frac{r}{\cos \left( \gamma - \arccos \frac{r}{r+x} \right)} - r \right),$$

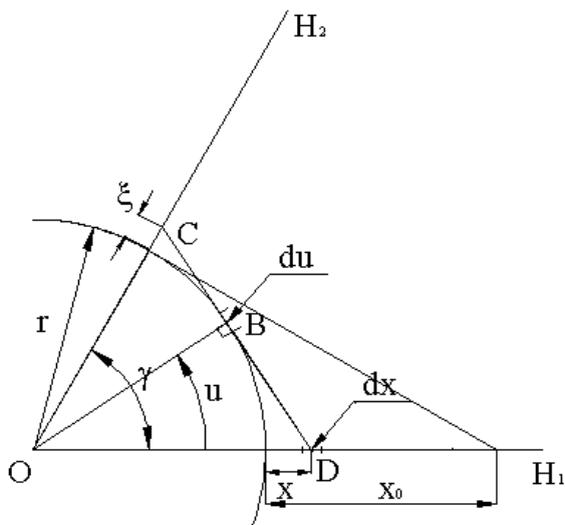


Рис. 2. Взаимное влияние ребер и базовой поверхности

где  $x_0 = \frac{r}{\cos \gamma} - r$ , а  $\eta(x)$  — функция Хевисайда. На элемент ребра  $dx$  попадает также излучение с участка базовой поверхности, ограниченного углом  $u(x)$ , т.е.

$$q_{\text{БП}}^{\text{пад}}(x) = \int_0^{u(x)} q_{\text{БП}}^*(u) F_{u-x}, \quad (6)$$

$$u(x) = \begin{cases} \arccos \frac{r}{r+x}, & x \leq x_0, \\ \gamma, & x > x_0. \end{cases}$$

Здесь значение  $x_0$  соответствует той точке, начиная с которой на элемент ребра попадает излучение со всего участка базовой поверхности, ограниченного двумя ребрами. Наконец, на элемент базовой поверхности  $du$  излучение падает с участка ребра  $DH_1$ , т.е.

$$q_{\text{Р(БП)}}^{\text{пад}}(u) = \int_{x(u)}^1 q_{\text{Р}}^*(x) F_{x-u}, \quad (7)$$

$$x(u) = \begin{cases} \frac{r}{\cos u} - r, & u \leq \arccos \frac{r}{r+1}, \\ 1, & u > \arccos \frac{r}{r+1}, \end{cases}$$

так как при  $u > \arccos \frac{r}{r+1}$  излучение с ребра на элемент базовой поверхности не попадает.

Итак, дифференциальное уравнение (1) с граничными условиями (3) и соотношения (2), (4)–(7) образуют основную систему урав-

нений для нахождения распределения температуры по высоте вдоль боковой поверхности ребра с учетом взаимного влияния ребер и базовой поверхности в процессе излучения.

В данной модели не учитывается влияние толщины ребра  $2\delta$ . Но так как распределение температуры в поперечном сечении ребра не зависит явно от теплообмена излучением с базовой поверхностью и соседними ребрами, то для решения задачи можно воспользоваться следующей схемой:

1) решать основную систему уравнений с поправкой, что базовая поверхность ограничена дугой ( $\gamma - 2\delta/R$ );

2) использовать полученное распределение температуры  $\theta(x)$  в качестве граничного условия для двумерной задачи теплопроводности (система записана в безразмерном виде)

$$\frac{\lambda}{h^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\lambda}{\delta^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} = 0,$$

$$\vartheta(x, y)|_{x=0} = 1, \quad \vartheta(x, y)|_{y=0} = \theta(x),$$

$$\frac{\partial \vartheta(x, y)}{\partial x} \Big|_{x=1} = 0, \quad \frac{\partial \vartheta(x, y)}{\partial y} \Big|_{y=1} = 0 \quad (\text{симметрия}),$$

где  $\vartheta(x, y)$  — безразмерная температура в поперечном сечении ребра, а  $y$  — безразмерная координата по толщине ребра.

Суммарный тепловой поток, отводимый боковыми поверхностями ребер, равен

$$Q_P = N \cdot 2 \left( h \int_0^1 (q_P^* - q^{\text{пад}}) dx \right). \quad (8)$$

Базовая поверхность излучает тепловой поток

$$Q_{BP} = N \cdot R \left( \int_{\delta/R}^{\gamma-\delta/R} (q_{BP}^* - q_{P(BP)}^{\text{пад}}(u)|_a - q_{P(BP)}^{\text{пад}}(u)|_b) du \right). \quad (9)$$

Суммарный тепловой поток, отводимый торцами ребер, равен

$$Q_T = N \cdot 2 \left( \delta \int_0^1 (\varepsilon \sigma T_0^4 \vartheta^4(1, y)) dy \right). \quad (10)$$

В основу алгоритма решения системы (1)–(7) положен метод итераций. В первом приближении заданы некоторые распределения  $q_{BP}^*(u)$  и  $q_P^*(x)$ , с использованием которых после интегрирования получены  $q_{P(BP)}^{\text{пад}}(u)$ ,  $q_{BP}^{\text{пад}}(x)$  и  $q_{P(1)}^{\text{пад}}(x)$ , а значит, и  $q^{\text{пад}}(x)$ , — так определяется правая

часть уравнения (1). Затем проводится решение этого дифференциального уравнения, в результате чего получается распределение температуры  $\theta(x)$ , с помощью которого определяются новые распределения  $q_{\text{БП}}^*(u)$  и  $q_{\text{Р}}^*(x)$ .

Далее порядок расчета повторяется; для завершения цикла использовано условие

$$|Q^{(k)} - Q^{(k-1)}| \leq \epsilon,$$

где  $Q = Q_{\text{Р}} + Q_{\text{БП}} + Q_{\text{Т}}$  — суммарный тепловой поток, полученный с помощью формул (8)–(10);  $k$  — номер итерации;  $\epsilon$  — точность основного итерационного метода.

Рассмотрим конструкцию с параметрами:  $\rho = 2670 \text{ кг/м}^3$ ,  $\lambda = 203 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ,  $\varepsilon = 0,88$ ,  $R = 0,1 \text{ м}$ ,  $\varepsilon_0 = 0,5$ . Для  $N = 5$ ,  $N_c = 0,5$ ,  $T_0 = 1000 \text{ К}$  и суммарной массы ребер  $m = 10 \text{ кг}$  распределение температуры по высоте ребра приведено на рис. 3.

**Оптимизация конструкции.** Так как наличие ребер увеличивает массу теплообменного устройства, нужно оптимизировать их число и геометрические характеристики. Если задан материал, из которого сделаны ребра, а также радиус трубы, то имеется пять неопределенных параметров математической модели: масса  $m$ , число ребер  $N$ , высота  $h$  и толщина  $2\delta$  ребра, а также излучаемый с поверхности конструкции тепловой поток  $Q$ . При введении безразмерного параметра  $N_c$  (см. (1)) число параметров сокращается до четырех. В данной модели  $m$ ,  $N$ ,  $N_c$  — внутренние параметры, а  $Q$  — выходной параметр.

Если задана суммарная масса ребер, то условие максимума излучаемого теплового потока можно записать в виде

$$Q = F(N, N_c) \longrightarrow \max,$$

где  $F$  — указанная выше связь между этими величинами. Однако параметр  $N$  — дискретный, и поэтому удобнее, задавая различные значения  $N$ , решать задачу одномерной оптимизации:

$$Q = F(N_c) \longrightarrow \max. \quad (11)$$

Если же задан суммарный излучаемый поток, то необходимо решать обратную задачу, т.е. по значению выходного параметра определять внутренний. Тогда условие минимума суммарной массы имеет

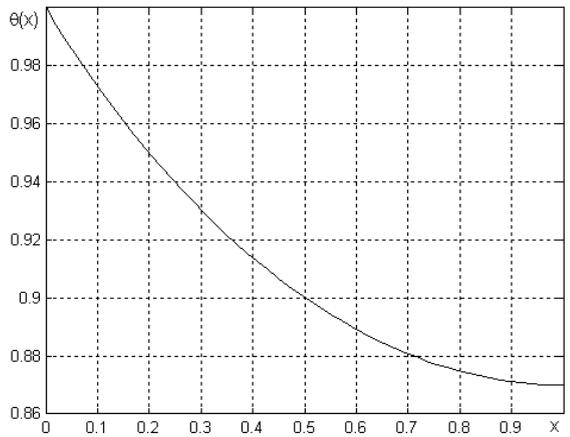


Рис. 3. Распределение температуры по высоте ребра

вид

$$m = G(N_c) \longrightarrow \min, \quad (12)$$

где  $G$  — неизвестная функция связи между этими параметрами.

Выражения для массы ребер

$$m = 2\delta hLN\rho \quad (13)$$

и для безразмерного параметра

$$N_c = \frac{\varepsilon\sigma}{\lambda\delta} h^2 T_0^3 \quad (14)$$

при заданных значениях  $m$  и  $N_c$  представляют собой систему для определения геометрических характеристик ребра  $h$  и  $\delta$ .

Рассмотрим задачу одномерной оптимизации (11). Объем вычислений для получения значения функции  $F$  очень велик, поэтому желательно обращаться к процедуре вычисления излучаемого потока возможно меньшее число раз; здесь можно воспользоваться, например, методом золотого сечения.

Результаты оптимизации:  $Q_{\max}$ , Вт;  $h$ , м;  $\delta$ , м, для различных значений массы и разного числа представлены на рис. 4–6. С ростом числа ребер и с уменьшением массы толщина и высота оптимального ребра, вычисленные по формулам (13) и (14), убывают монотонно.

С увеличением массы при постоянном  $N$  поток излучения увеличивается. Это связано с увеличением объема конструкции, а значит, и площади ее поверхности.

При увеличении числа ребер и постоянной массе максимальный тепловой поток также увеличивается. Здесь надо учитывать несколько факторов: 1) при увеличении  $N$  увеличивается суммарная

площадь поверхности ребер, т.е. поток увеличивается; 2) уменьшается угол между соседними ребрами, что приводит к усилению теплообмена излучением между ними и поглощению каждым большей доли теплоты, — т.е. рассеиваемый конструкцией тепловой поток уменьшается; 3) уменьшается площадь базовой поверхности, а значит, уменьшается и тепловой поток.

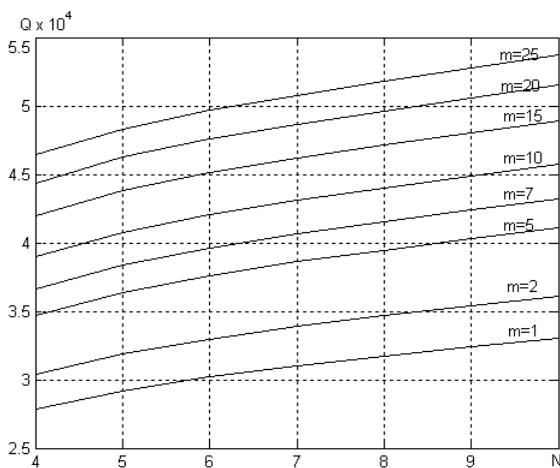
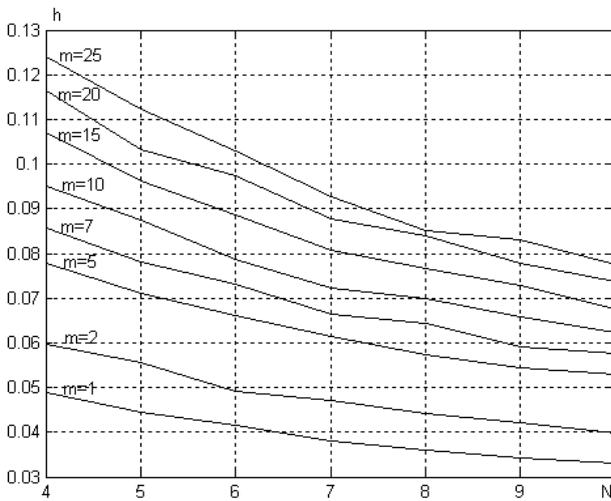
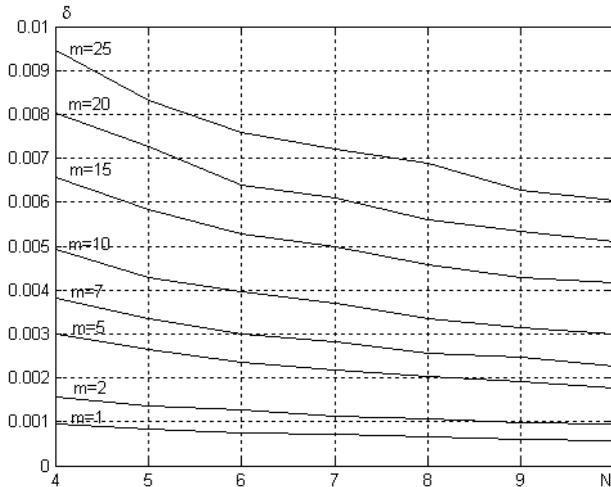


Рис. 4. Максимальный отводимый тепловой поток



**Рис. 5. Высота оптимального ребра**



**Рис. 6. Полутолщина оптимального ребра**

Очевидно, что первый из этих факторов является определяющим.

Чтобы проиллюстрировать влияние угла  $\gamma$  на поток излучения, удобно рассматривать изменение общей площади поверхности конструкции. В табл. 1 представлены значения площади  $S = S_p + S_{\text{БП}} = 2NL(h + \delta) + L(2\pi R - 2\delta N) = 2LhN + 2\pi RL$ .

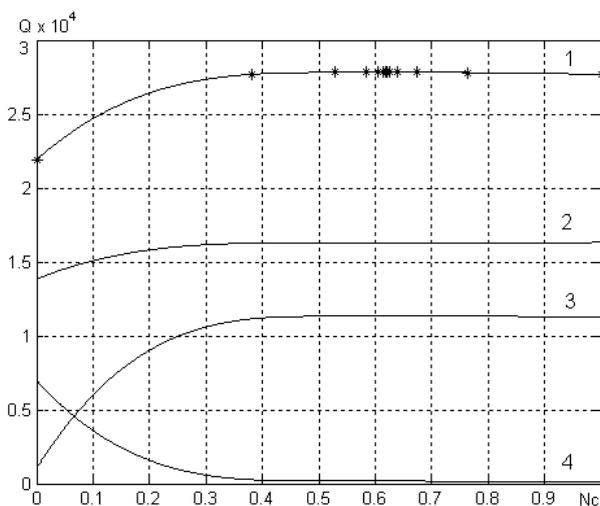
При  $N = 10$ ,  $m = 1$  кг и  $N = 7$ ,  $m = 2$  кг площади  $S_{1,10}$  и  $S_{2,7}$  равны с точностью до второго знака, но  $Q_{1,10} < Q_{2,7}$ ; также, например,  $S_{2,9} \approx S_{10,4}$ , но  $Q_{2,9} < Q_{10,4}$ . Эти примеры иллюстрируют влияние второго фактора: при увеличении числа ребер (уменьшении значения  $\gamma$ ) излучаемый тепловой поток уменьшается.

Суммарная площадь излучающей поверхности

$m$ , кг	$N$						
	4	5	6	7	8	9	10
1	1,02020	1,07235	1,12736	1,16085	1,20609	1,24336	1,29044
2	1,10673	1,18346	1,21968	1,28972	1,33374	1,38497	1,42544
5	1,25070	1,33905	1,42157	1,48806	1,54445	1,60547	1,68858
7	1,31350	1,40945	1,50503	1,55940	1,65752	1,69232	1,77858
10	1,38821	1,50270	1,57200	1,64179	1,74793	1,81502	1,87410
15	1,48424	1,59164	1,69118	1,75850	1,85325	1,93902	1,97914
20	1,56064	1,65952	1,79815	1,85508	1,96929	2,03129	2,10004
25	1,61936	1,75252	1,86348	1,92622	1,98910	2,12129	2,18004

На рис. 7 приведены результаты оптимизации при  $N = 4$ ,  $m = 1$  кг; видно, что изменение значения потока в районе максимума незначительно; это позволяет выбирать геометрические параметры в широком диапазоне. Исследования показали, что с увеличением массы в излучаемом тепловом потоке возрастает доля излучения с боковой поверхности ребра, снижается доля излучения с базовой поверхности и возрастает доля излучения с торца ребра, а с увеличением числа ребер возрастает доля излучения с боковой поверхности ребра, снижается доля излучения с базовой поверхности.

Из рис. 5–6 следует, что высота оптимального ребра с увеличением числа ребер изменяется больше, чем его толщина. Но поскольку аргументом здесь является  $N$ , значение  $\Delta h(N) = (h(N+1) - h(N))/(N +$



**Рис. 7. Оптимизация при  $N = 4$ ,  $m = 1$  кг:**

1 — общий тепловой поток; 2 — поток, отводимый базовой поверхностью; 3 — поток, отводимый боковыми поверхностями ребер; 4 — поток, отводимый торцами ребер

+ 1 - N) показывает лишь абсолютное изменение высоты. Если же сравнить относительные изменения  $h$  и  $\delta$ , то, наоборот, толщина оптимального ребра изменяется быстрее его длины. Этот факт можно объяснить тем, что оптимальное уменьшение массы одного ребра производится в большей степени за счет уменьшения его толщины, — в этом случае поток, излучаемый с базовой поверхности, уменьшается незначительно. Средние значения относительных изменений  $h$  и  $\delta$  представлены в табл. 2. Следует ввести предельное значение толщины ребра  $\delta \geq \delta^*$ ; тогда при фиксированной массе максимальный излучаемый тепловой поток  $Q_{\max}$  будет достигнут при  $\delta = \delta^*$ . Например, при  $\delta^* = 0,001$  м и  $m = 2$  кг получим

$$Q_{\max} = 34690 \text{ Вт при } h = 0,0441 \text{ м, } N = 8.$$

Таблица 2

**Средние изменения толщины и высоты ребра для разных  $m$ , кг**

Изменение	1	2	5	10	15	20	25
$h$ , м	0,06297	0,06508	0,06172	0,06766	0,07362	0,07340	0,07470
$\delta$ , м	0,08343	0,08104	0,08468	0,07866	0,07287	0,07281	0,07154

Введем функцию

$$K(m) = \frac{\delta}{h}. \quad (15)$$

Отношение полутолщины ребра  $\delta$  к его высоте  $h$  при различных массе и числе ребер приведены в табл. 3. Видно, что при фиксированной массе оптимальная конфигурация ребра сохраняется. Это позволяет находить наилучшие параметры конструкции без проведения оптимизации.

Таблица 3

**Отношение полутолщины ребра к его высоте и функция  $K(m)$  для разных  $m$ , кг**

$N$	$m$						
	1	2	5	10	15	20	25
4	0,01951	0,02618	0,03867	0,05189	0,06135	0,06894	0,07627
5	0,01900	0,02431	0,03707	0,04899	0,06054	0,07044	0,07409
6	0,01805	0,02570	0,03571	0,05047	0,05968	0,06568	0,07365
7	0,01849	0,02397	0,03547	0,05105	0,06158	0,06968	0,07782
8	0,01795	0,02409	0,03570	0,04780	0,05991	0,06665	0,08090
9	0,01782	0,02355	0,03530	0,04787	0,05886	0,06850	0,07561
10	0,01709	0,02358	0,03332	0,04827	0,06158	0,06917	0,07777
$K(m)$	0,018	0,024	0,036	0,049	0,061	0,068	0,077

Пусть задана суммарная масса ребер  $m_0$  и полутолщина ребра  $\delta_0$  (например, из соображений прочности). По формуле (13) определяем

число ребер:

$$m_0 = 2\rho N \frac{1}{K(m_0)} \delta_0^2 \Rightarrow N = \frac{m_0 K(m_0)}{2\rho \delta_0^2},$$

а по формуле (14) — безразмерный параметр

$$N_c = \frac{\varepsilon\sigma}{\lambda} \frac{1}{(K(m_0))^2} \delta_0^2 T_0^3.$$

Высота ребра, найденная по формуле (15), обеспечит оптимальную конфигурацию ребра. Итак, внутренние параметры математической модели определены, а решение системы (1)–(7) дает значение теплового потока, отводимого поверхностями такой конструкции.

Задача оптимизации (12) существенно сложнее предыдущей: проблема состоит в поиске на каждом шаге метода оптимизации такого значения массы, чтобы выполнялось условие  $F(m, N_c) = Q_0$ . Решение такой задачи следует проводить в два этапа для возможного уменьшения объема вычислений.

На первом этапе выбирается достаточно широкая область возможных значений массы. Далее на каждой итерации метода золотого сечения при фиксированном  $N_c$  вычисляются четыре значения функции  $F$  для четырех значений массы из заданной области. По вычисленным  $F_1, F_2, F_3$  и  $F_4$  проводится сплайн-интерполяция и находится такое значение  $m^*$ , что  $F(m^*, N_c) \approx Q_0$ . После завершения метода золотого сечения получается минимальное значение массы с довольно большой погрешностью.

На втором этапе снова используется метод золотого сечения, однако теперь для каждого выбранного  $N_c$  известно примерное значение искомой массы. Это дает возможность выбирать для сплайн-интерполяции четыре значения массы из достаточно узкой области, что существенно повышает точность найденного значения  $m^*$ , а следовательно, и искомого минимума массы. Результаты оптимизации для различных значений потока и числа ребер приведены в табл. 4.

Таблица 4

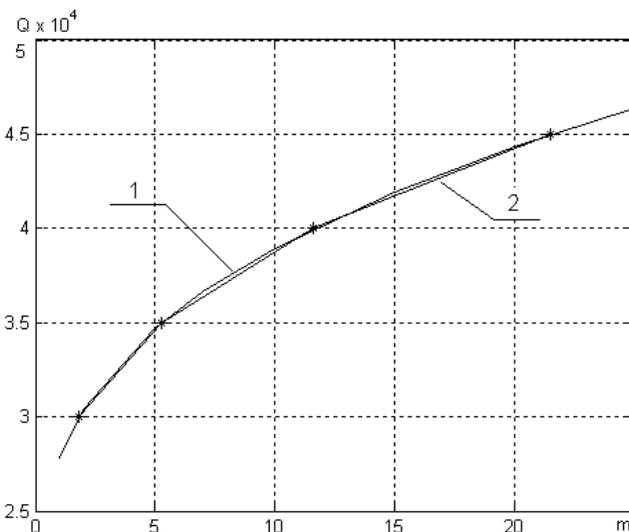
**Результаты оптимизации из условия минимума массы**

Q, Вт		N			
		4	5	6	7
30000	$N_c$	0,5326	0,5496	0,5496	0,5220
	$m$ , кг	1,8232	1,2583	0,9684	0,7581
	$h$ , м	0,0570	0,0472	0,0407	0,0351
	$\delta$ , м	0,0015	0,0009	0,0007	0,0006

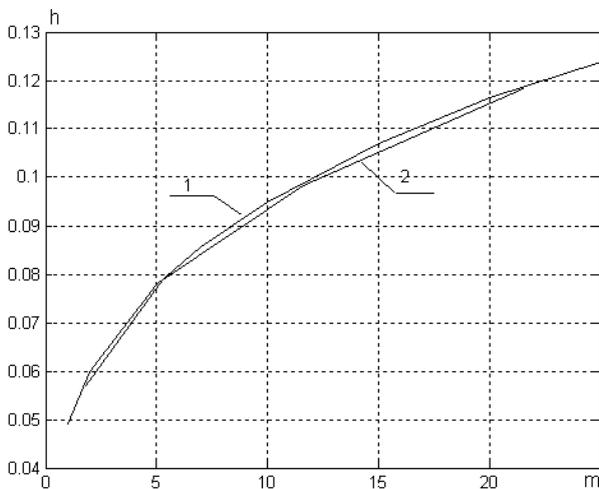
Q, Вт		N			
		4	5	6	7
35000	$N_c$	0,4916	0,4688	0,4895	0,4473
	$m$ , кг	5,2511	3,8821	3,1552	2,6529
	$h$ , м	0,0789	0,0652	0,0581	0,0565
	$\delta$ , м	0,0031	0,0022	0,0020	0,0018
40000	$N_c$	0,4317	0,4066	0,3922	0,3988
	$m$ , кг	11,591	8,9485	7,4558	6,3311
	$h$ , м	0,0984	0,0822	0,0718	0,0727
	$\delta$ , м	0,0055	0,0041	0,0052	0,0033
45000	$N_c$	0,4056	0,3911	0,3427	0,3427
	$m$ , кг	21,500	17,341	14,814	12,968
	$h$ , м	0,1184	0,1011	0,0884	0,0878
	$\delta$ , м	0,0085	0,0079	0,0068	0,0055

На рис. 8–10 сопоставлены результаты оптимизации по потоку и по массе для конструкции с четырьмя ребрами.

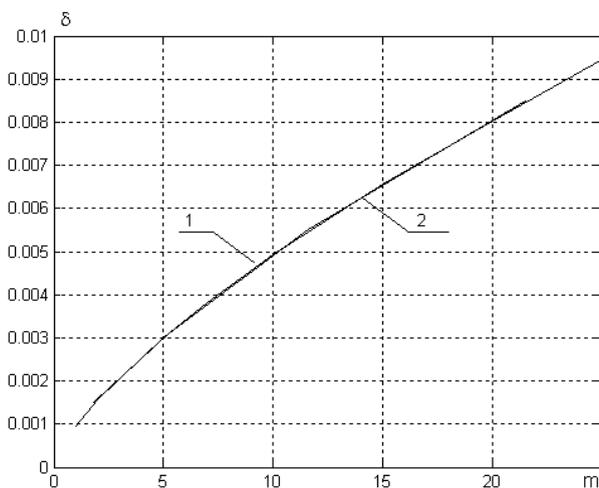
**Выводы.** Геометрические параметры излучателя, полученные в результате обоих вариантов оптимизации, совпадают, и конструкция удовлетворяет как условию максимального потока, так и условию минимальной массы. Изменение значения теплового потока в районе максимума незначительно, что позволяет выбирать параметры в широком диапазоне. При фиксированной массе оптимальная конфигурация



**Рис. 8.** Функция  $Q(m)$ : 1 — оптимизация по потоку; 2 — оптимизация по массе



**Рис. 9.** Функция  $h(m)$ : 1 – оптимизация по потоку; 2 – оптимизация по массе



**Рис. 10.** Функция  $\delta(m)$ : 1 – оптимизация по потоку; 2 – оптимизация по массе

ребра сохраняется, а значит, наилучшие геометрические параметры конструкции можно находить без проведения оптимизации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амосов А. А., Дубинский Ю. А., Копченова Н. В. Вычислительные методы для инженеров. – М.: Высш. шк., 1994. – 544 с.
2. Зарубин В. С. Математическое моделирование в технике. / Под ред. В.С.Зарубина, А.П.Крищенко. – М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2001. – 496 с.
3. Зарубин В. С. Температурные поля в конструкции летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1966. – 216 с.
4. Зигель Р., Хауэлл Д ж. Теплообмен излучением: Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 934 с.
5. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена: Пер. с англ. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.

6. Теория теплообмена / Под ред. акад. РАН А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 683 с.
7. Sparrow E. M. and Eckert E. R. G. Radiant interaction between fin and base surfaces // Transactions of the ASME, series C(JHT). – 1962. – Vol. 84, № 1. – P. 12–18 (перевод: Спэрроу и Эккерт. Взаимное влияние ребра и базовой поверхности в процессе излучения // – Теплопередача. – 1962. – № 1. – С. 17–25).

Статья поступила в редакцию 22.01.2007

Владимир Степанович Зарубин родился в 1933 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1957 г. Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой “Прикладная математика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 350 научных работ, в том числе 17 монографий и учебников в области термомеханики материалов и теплонапряженных конструкций.

V.S. Zarubin (b. 1933) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1957. D. Sc. (Eng.), professor, head of “Applied Mathematics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 350 publications including 17 monographs and textbooks in the field of thermal mechanics of materials and constructions under thermal stresses.



Мария Александровна Пешкова родилась в 1985 г. Студентка МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области моделирования процессов теплопереноса и термомеханики материалов.

M.A. Peshkova (b. 1985) — student of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of simulation of heat transfer processes and thermal mechanics of materials.



---

### Вниманию читателей журнала “Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана”

*В связи с изменением условий распространения журнала с 2007 г., для получения авторских номеров в редакции журнала следует оформить заявку на необходимое число экземпляров. Журналы можно купить за наличный расчет в киоске издательства или, (для иногородних авторов) оформив банковский платеж в отделе распространения издательства МГТУ им. Н.Э. Баумана (тел. (495)-263-60-45; e-mail: [press@bmstu.ru](mailto:press@bmstu.ru)).*