

УДК 536.242; 621.03

## Применение закрученных потоков в системах охлаждения лазерных зеркал

Ю. И. Шанин

Научно-исследовательский институт научно-производственное объединение «ЛУЧ», Подольск;  
e-mail: syi@luch.podolsk.ru

Поступила в редакцию 23.07.2018

Расчетными оценками исследованы перспективные системы охлаждения лазерных зеркал с интенсификацией в них теплообмена методами упорядоченного вихревого воздействия на структуру течения теплоносителя. Оценены преимущества и эффективность предлагаемых систем охлаждения для снижения общего уровня температуры и изгибного температурного момента в зеркале, а, следовательно, для уменьшения перемещений оптической поверхности зеркала за счет изгиба.

Ключевые слова: лазерное зеркало, система охлаждения, закрученный поток, гидравлическое сопротивление, теплоотдача.

### Введение

Охлаждаемые лазерные зеркала состоят из:

- тонкой подложки с зеркальной поверхностью, воспринимающей, отражающей и частично поглощающей лазерное излучение;
- системы охлаждения, снимающей с помощью прокачиваемого теплоносителя большую часть прошедшего в зеркало теплового потока [1];
- толстой силовой основы, не позволяющей излишне изгибаться оптической поверхности зеркала.

Задача зеркала – как можно больше отразить падающее излучение и минимизировать искажения волнового фронта излучения, вызываемые разогревом зеркала. Терморасширение и изгибное перемещение оптической поверхности зависят от уровня температуры и ее распределения по толщине зеркала. Задача системы охлаждения – снизить уровень избыточной относительно теплоносителя температуры и оградить основу от проникновения в нее теплоты. Термодеформационные свойства материала подложки характеризует комплекс  $\beta \times h^2 / \lambda$ , где  $\beta$  и  $\lambda$  – коэффициент линейного расширения и коэффициент теплопроводности материала подложки;  $h$  – толщина подложки. Наряду с коэффициентом поверхностной теплоотдачи  $\alpha_s$  систему охлаждения характеризуют два интегральных параметра, за-

висящие от режима течения теплоносителя: приведенный к теплообменной поверхности подложки коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{пр}$  и «коэффициент теплоизоляции» основы  $K_{ти}$  – отношение осредненных избыточных температур теплообменных поверхностей основы и подложки. В общем случае для улучшения работоспособности зеркала необходимо максимизировать  $\alpha_{пр}$  и минимизировать  $K_{ти}$ , т.е. постараться выполнить противоречивые требования. На  $\alpha_{пр}$  влияет как поверхностный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_s$ , так и степень оребрения (развития) поверхности системы охлаждения. Для увеличения  $\alpha_{пр}$  необходимо развивать теплообменную поверхность ребер (повышать компактность системы охлаждения, т.е. отношение теплообменной поверхности элементарной ячейки системы охлаждения к ее объему), увеличивать поперечную теплопроводность слоя охлаждения (как за счет материала, так и за счет перемешивания теплоносителя), форсировать режимные параметры (увеличивать скорость фильтрации теплоносителя), интенсифицировать теплоотдачу. И при этом не допускать проникновения теплоты в основу, так как это приводит к нестационарности температурного поля, к затягиванию выхода зеркала на установившийся режим и дополнительному изгибу зеркала. Методы формирования структуры системы охлаждения

имеют технологические ограничения по размерам структуры. Поэтому для повышения характеристик зеркала разумно использовать различные интенсифицирующие теплообмен способы. При этом необходимо стремиться к энергетически выгодной интенсификации – опережающему росту теплоотдачи по отношению к гидравлическому сопротивлению системы охлаждения. Одним из эффективных способов интенсификации является воздействие на структуру течения теплоносителя упорядоченным вихреобразованием.

В работе [2] показано, что для канальных систем охлаждения (при числах Био  $Bi = \alpha_s d_r / \lambda < 1$ , где  $d_r$  – гидравлический диаметр канала) величина приведенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{пр}$  и распределение температуры по толщине зеркала практически не зависят от соотношений коэффициентов теплоотдачи на оребренной  $\alpha_0$  и неоребренной  $\alpha$  поверхностях системы охлаждения (в пределах  $0.7 < \alpha/\alpha_0 < 1.5$ ), а определяется лишь средним коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_s$ . Поэтому для уменьшения изгибных перемещений оптической поверхности зеркала необходимо существенно интенсифицировать среднюю теплоотдачу системы охлаждения. В работе [3] приведены результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления и теплоотдачи при пробном применении некоторых методов вихревой интенсификации теплообмена в системах охлаждения лазерных зеркал. При этом не проводилась оптимизация размеров системы и режимов течения для повышения тепловой эффективности систем.

В этой работе на основе полученных ранее результатов [2, 3] для различных систем охлаждения лазерных зеркал путем проведения расчетных оценок исследованы перспективные системы охлаждения с интенсификацией теплообмена методами упорядоченного вихревого воздействия на структуру течения:

- 1) щелевые канальные с вставными спиральными лентами,
- 2) со скрещивающимися (компланарными) каналами,
- 3) с пружинной вставкой и спиральной лентой в квадратном канале,
- 4) в виде гофров с нанесенными на них лунками.

По результатам оценивались преимущества и эффективность предлагаемых систем охлаждения.

Так как оценочные расчеты проводились на макетах, имеющих каналы систем охлаждения с гидравлическими диаметрами  $d_r < 3$  мм, то они по общепризнанной градации могут быть отнесены к микрочаналам. Но в расчетах использованы формулы для гидравлического сопротивления и теплоотдачи, применяемые для описания ламинарных и турбулентных течений в гладких трубах (где  $d_r > 3$  мм) на стабилизированном участке течения.

Расчеты и представление графических материалов проводились с помощью программ, написанных в математическом редакторе Маткад.

## 1. Результаты оценочных расчетов предлагаемых систем охлаждения

Взятые для расчетного анализа системы охлаждения схематично приведены на рис. 1. По сравнению с испытанными ранее макетами систем охлаждения [3] предлагается:

а) сделать структуру системы охлаждения более мелкой, идя по пути уменьшения гидравлического диаметра и развития теплообменной поверхности (компактности системы);

б) использовать интенсифицирующие теплоотдачу процессы вихреобразования в энергетически выгодной области чисел Рейнольдса (как правило, это переходное течение и начало развития турбулентного течения);

в) взять за начальный (сравнительный) вариант системы, подвергающейся дальнейшей интенсификации теплообмена, оптимизированную по пористости (здесь – отношение объема пустот к полному объему элементарной ячейки системы охлаждения) систему охлаждения, обеспечивающую максимальный приведенный коэффициент теплоотдачи.

Для расчетов гидравлического сопротивления и теплоотдачи берутся как данные из литературных источников, так и наши результаты, полученные ранее для наиболее форсированных по теплоотдаче систем охлаждения [3].

### 1.1. Щелевые каналы со спиральными лентами

В случае технологической невозможности получения узких высоких каналов с тонкими ребрами предлагается повысить поверхностную теплоотдачу оребренной поверхности путем установки в прямоугольный канал нескольких спиральных лент по высоте канала. При этом диаметр лент

ты равен ширине канала, ленты имеют точечный контакт с теплообменными ребрами. Расчеты проведены для двух случаев щелевых каналов, выполненных в меди ( $\lambda=385 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ):

1) в канал шириной 1.5 мм и высотой 3.0 мм с толщиной ребра 0.5 мм вставлены друг на друга две спиральные ленты, навитые из медной полосы толщиной 0.25 мм с двумя различными шагами  $t_{\text{л}} - 12.5$  и  $6.25$  мм, которые размещены по всей длине канала;

2) в канал шириной 1.5 мм и высотой 4.5 мм с толщиной ребра 0.5 мм вставлены друг на друга три спиральные ленты, навитые из медной полосы толщиной 0.25 мм с двумя различными шагами  $- 12.5$  и  $6.25$  мм, которые размещены по всей длине канала.

Для двух рассмотренных случаев пористость исходной системы охлаждения оптимизирована (оптимизация проведена с точки зрения получения максимальной величины  $\alpha_{\text{пр}}$ ) в диапазоне изменения чисел Рейнольдса  $Re=(2-10) \cdot 10^3$  (отвечающим началу турбулентного режима течения теплоносителя) и составляла  $\varepsilon \approx 0.75$ . При этом коэффициент интенсификации теплоотдачи (отношение приведенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{пр}}$  к поверхностному коэффициенту теплоотдачи  $\alpha_{\text{с}}$ ) составил:

1) для первого случая  $K_{\text{ин}}=4.0$  ( $Re=2 \cdot 10^3$ ) и  $K_{\text{ин}}=2.7$  ( $Re=1 \cdot 10^4$ );

2) для второго случая  $K_{\text{ин}}=4.8$  ( $Re=2 \cdot 10^3$ ) и  $K_{\text{ин}}=2.9$  ( $Re=1 \cdot 10^4$ ).

Сама по себе вставка лент приводит к двукратному уменьшению гидравлического размера канала, но при этом поверхность ленты практически не разбивает теплообменную площадь оребрения.

Для расчетных оценок гидравлического сопротивления и теплоотдачи в канале с лентами использованы: а) наши результаты [3], полученные на квадратном канале  $2.65 \times 2.65 \text{ мм}^2$  со вставленной спиральной лентой; б) литературные данные для круглых каналов [5, 6].

Для первого случая и шаге ленты  $t_{\text{л}}=12.5$  мм получено увеличение по отношению к гладкому каналу:

1) относительного гидравлического сопротивления  $\bar{\xi}=\xi_{\text{л}}/\xi_{\text{гл}}$  (где  $\xi_{\text{л}}$ ,  $\xi_{\text{гл}}$  – коэффициент гидравлического сопротивле-

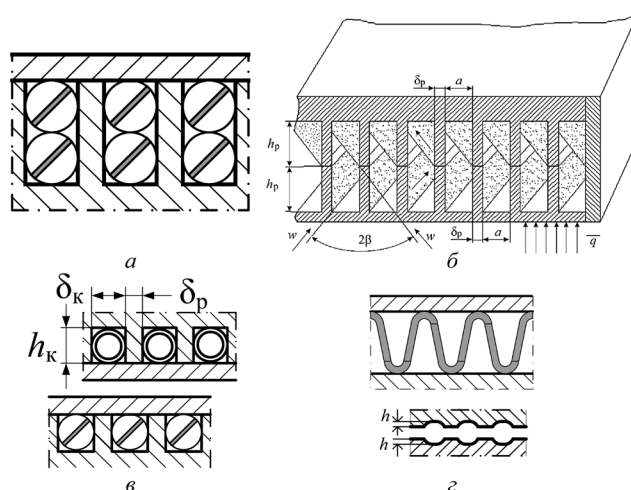


Рис. 1. Схемы исследованных систем охлаждения: а – щелевой канал со спиральными лентами; б – скрещивающиеся (компланарные) каналы [4];  $2\beta$  – угол взаимного перекрещивания каналов;  $h_p=h_k$  – высота ребра, канала;  $a=\delta_k$  – ширина канала;  $\delta_p$  – толщина ребра;  $w$  – скорость теплоносителя;  $q$  – удельный тепловой поток; в – пружинная вставка и спиральная лента в квадратном канале; г – гофр с лунками

ния в канале с лентой и в гладком канале) от 2 до 1.6 раз ( $Re=(2-10) \cdot 10^3$ );

2) относительного приведенного коэффициента теплоотдачи  $\bar{\alpha}_{\text{пр}}=\alpha_{\text{прл}}/\alpha_{\text{пргл}}$  ( $\alpha_{\text{прл}}$ ,  $\alpha_{\text{пргл}}$  – приведенный коэффициент теплоотдачи в канале с лентой и в гладком канале) от 1.4 до 1.1 раз;

3) относительной поверхностной теплоотдачи  $\bar{\alpha}=\alpha_{\text{л}}/\alpha_{\text{гл}}$  от 1.7 до 1.36 раз;

4) энергетическая эффективность, рассчитанная по отношению увеличения относительной приведенной теплоотдачи  $\bar{\alpha}_{\text{пр}}$  к увеличению относительного гидравлического сопротивления  $\bar{\xi}$ ,  $\eta=\bar{\alpha}_{\text{пр}}/\bar{\xi}$ , была меньше 1 (0.44–0.71);

5) уменьшение коэффициента теплоизоляции основы  $K_{\text{тигл}}/K_{\text{тил}}$  в 1.09–1.16 раза. Коэффициент теплоизоляции в канале без лент  $K_{\text{тигл}}$  изменялся от 0.68 ( $Re=2 \cdot 10^3$ ) до 0.36 ( $Re=1 \cdot 10^4$ ).

Результаты расчетов сведены в табл. 1.

Таблица 1. Относительные теплогидравлические характеристики щелевых каналов со спиральными лентами

Макет	$t_{\text{л}}$ , мм	Re	$\bar{\xi}=\xi_{\text{л}}/\xi_{\text{гл}}$	$\bar{\alpha}_{\text{пр}}=\alpha_{\text{прл}}/\alpha_{\text{пргл}}$	$\bar{\alpha}=\alpha_{\text{л}}/\alpha_{\text{гл}}$	$\eta$	$K_{\text{тигл}}$	$K_{\text{тигл}}/K_{\text{тил}}$
1	12.5	$2 \cdot 10^3$	2.0	1.4	1.7	0.44	0.68	1.09
		$1 \cdot 10^4$	1.6	1.1	1.36	0.71	0.36	1.16
	6.25	$2 \cdot 10^3$	3.2	1.6	2.3	0.5	0.68	1.26
		$1 \cdot 10^4$	2.3	1.2	1.7	0.5	0.36	1.44
2	12.5	$2 \cdot 10^3$	2.9	1.36	1.9	0.47	0.53	1.27
		$1 \cdot 10^4$	1.55	1.14	1.53	0.73	0.21	1.52
	6.25	$2 \cdot 10^3$	3.2	1.54	2.6	0.48	0.53	1.62
		$1 \cdot 10^4$	2.3	1.24	1.9	0.54	0.21	2.13

1.2. Система охлаждения с компланарными (скрещивающимися) каналами

Были проведены расчеты, направленные на оптимизацию системы охлаждения с перпендикулярным расположением скрещивающихся (компланарных) без взаимного проникновения квадратных каналов – своеобразного вида двухэтажной системы охлаждения (см. рис. 1, б). Расчеты проведены для каналов квадратного сечения  $1.5 \times 1.5 \text{ мм}^2$ , выполненных в медной заготовке с шагом нарезания каналов 2.1 мм (толщина ребра  $\delta_p = 0.6 \text{ мм}$ , пористость  $\varepsilon = 0.75$ ,  $d_r = 1.5 \text{ мм}$ ). Как один из предельных случаев скрещивания каналов (угол пересечения  $2\beta = 0^\circ$ ) рассмотрена система с удвоенной высотой каналов (размер канала  $1.5 \times 3.0 \text{ мм}^2$ ,  $d_r = 2.0 \text{ мм}$ ). Каналы в этом случае «поставлены» друг на друга, ребро сплошное. Был также рассчитан случай взаимно перпендикулярных скрещивающихся каналов ( $2\beta = 90^\circ$ ).

В расчетах одиночного квадратного канала и «сдвоенного» канала применялись формулы для гидравлического сопротивления и теплоотдачи в гладких каналах длиной  $L$  для ламинарного и турбулентного режима течения в них воды комнатной температуры.

Для ламинарного режима течения (числа Рейнольдса  $Re < 2300$ )

$$\xi = A/Re, \quad (A=64 \text{ для } h_k/\delta_k=1; A=62 \text{ для } h_k/\delta_k=2),$$

$$Nu_n = 1.4 Pr^{0.33} \left( Re \frac{d_r}{L} \right). \quad (1)$$

Для турбулентного режима течения ( $Re > 2300$ )

$$\xi = 0.316/Re^{0.25},$$

$$Nu_n = 0.021 Re^{0.8} Pr_{ct}^{0.43} (Pr_{ж}/Pr_{ct})^{0.25}. \quad (2)$$

Для скрещивающихся каналов использованы зависимости других исследователей, полученные с применением обобщенных геометрических характеристик для таких трактов охлаждения [4, 7, 8].

В работе [4] для гидравлического сопротивления и теплоотдачи в турбулентном режиме течения предложены следующие формулы:

$$\xi = \left( \frac{2512}{Re^{1.32}} \right) + 0.137,$$

$$Nu = 0.16 Re^{0.68} Pr^{0.4}. \quad (3)$$

В работах [7, 8] в качестве характерного размера при обобщении результатов принят эквивалентный диаметр  $d_3 = V_b/F_b$  (где  $V_b$  – объем, занимаемый теплоносителем в тракте,  $F_b$  – теплообменная поверхность тракта). Применительно к нашей расчетной конструкции формулы примут вид:

валентный диаметр  $d_3 = V_b/F_b$  (где  $V_b$  – объем, занимаемый теплоносителем в тракте,  $F_b$  – теплообменная поверхность тракта). Применительно к нашей расчетной конструкции формулы примут вид:

$$V_b = \delta_k (\delta_k + \delta_p) \left[ 2h_k \left( 1 - \frac{\delta_p}{\delta_k + \delta_p} \right) \right],$$

$$F_b = 2\delta_k (\delta_k + \delta_p) \left[ 1 + \left( \frac{2h_k}{\delta_k + \delta_p} \right) + \frac{2h_k \delta_k}{(\delta_k + \delta_p)^2} \right]. \quad (4)$$

Эквивалентный диаметр равен  $d_b = 1.44 \text{ мм}$ .

Для гидравлического сопротивления и теплоотдачи в турбулентном режиме течения в [7, 8] предложены следующие формулы:

– для коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\xi = B/Re^n, \quad (5)$$

где  $n = H/(6S) + 1.8\bar{\beta}^2 - 2\bar{\beta}^2 + 0.55$ ,  
 $B = 3.65H/S + 150\bar{\beta}^2 - 120\bar{\beta} + 21.15$ ,  $H = h_{k1} + h_{k2} = 2h_k$ ,  
 $S = \delta_p + \delta_k$ ,  $\bar{\beta} = 0.5$  для  $2\beta = 90^\circ$ ; для нашего расчетного случая  $n = 0.25$ ,  $B = 4.13$ ;

– для поверхностной теплоотдачи:

$$Nu_3 = \left( 0.24 - 0.185 \frac{H}{S} \right) Re^{0.16 \frac{H}{S} + 0.62} \quad (6)$$

и для нашего случая  $Nu_3 = 0.07 Re^{0.765}$ .

Также для расчета поверхностной теплоотдачи использовалась формула для теплообмена в турбулентном потоке в коротких каналах [9]. Применительно к нашим условиям она трансформировалась к виду:

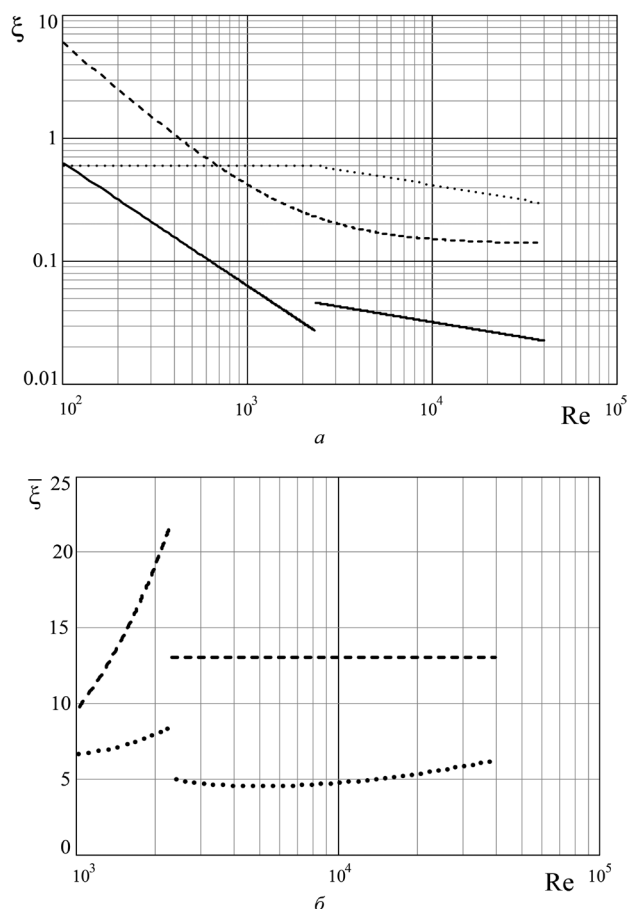
$$Nu = 0.22 \cdot 1.57 \cdot \left( \frac{\delta_p}{d_r} \right)^{-0.12} Re^{0.8} Pr^{0.43}. \quad (7)$$

Ранее в работе [3] была получена следующая формула для приведенной  $\alpha_{пр3}$  и поверхностной теплоотдачи  $\alpha_3$  компланарных каналов с размерами  $\delta_k \times h_k = 1.5 \times 1.0 \text{ мм}^2$ , скрещивающихся под углом  $2\beta = 120^\circ$ , пористостью системы охлаждения  $\varepsilon = 0.5$ :

$$\alpha_{пр3} = 587.8 Re^{0.594}, \alpha_3 = 63 Re^{0.7}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (8)$$

Наши данные по поверхностной теплоотдаче были ближе всего к данным, полученным в [4, 9].

Данные по гидравлическому сопротивлению приведены на рис. 2. Относительное превышение сопротивления по отношению к гладкому ка-

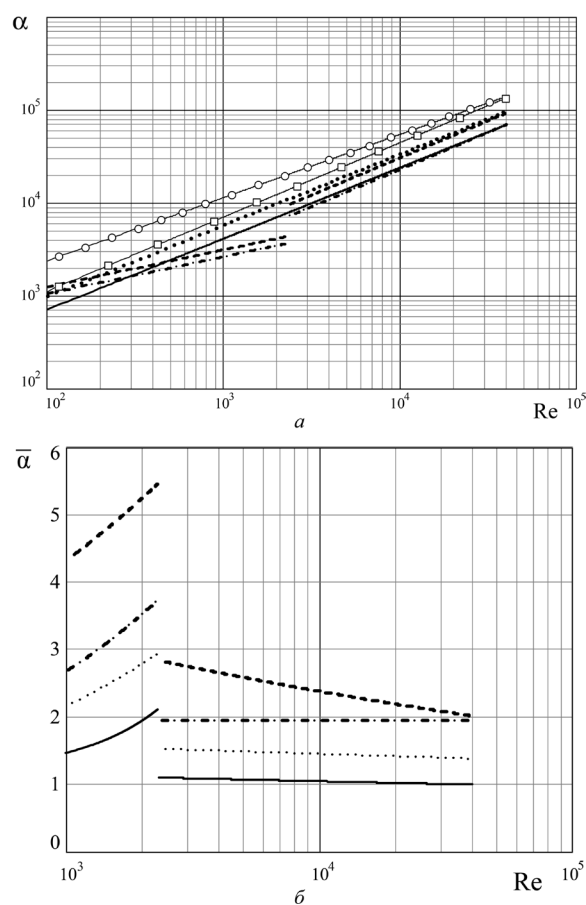


**Рис. 2.** Гидравлическое сопротивление компланарной системы охлаждения: *a* – зависимость коэффициента гидравлического сопротивления  $\xi$  от числа Рейнольдса  $Re$  (сплошные линии – сопротивление гладкого канала, точечная линия – данные [7], штриховая линия – данные [4]); *б* – зависимость относительного сопротивления  $\bar{\xi} = \xi/\xi_{пл}$  (нормирование на гидравлическое сопротивление в гладком канале  $\xi_{пл}$ , точечные линии – данные [7], штриховые линии – данные [4])

налу в развивающемся турбулентном режиме течения ( $Re = (2.3-10) \cdot 10^3$ ) составляет  $\sim 5$  раз для данных работы [4], 13 раз – работы [7] и практически не зависит от числа Рейнольдса.

Данные по поверхностной теплоотдаче приведены на рис. 3. Относительное повышение теплоотдачи по сравнению с гладким каналом в режиме развивающегося турбулентного течения ( $Re = (2.3-10) \cdot 10^3$ ) при применении расчетных формул различных авторов составляет от 1.5 до 3 раз и снижается с ростом числа Рейнольдса.

На рис. 4 приведены данные, характеризующие эффективность системы охлаждения. На рис. 4, *a* приведены графики по коэффициенту интенсификации теплоотдачи – отношению приведенного коэффициента теплоотдачи к поверхностному коэффициенту теплоотдачи.



**Рис. 3.** Зависимость теплоотдачи компланарной системы охлаждения от числа  $Re$ : *a* – коэффициента поверхностной теплоотдачи  $\alpha$ , Вт/( $m^2 \cdot K$ ) (сплошная линия – данные [8], расчет по гидравлическому диаметру; точечная линия – данные [8], расчет по эквивалентному диаметру; штриховые линии – данные для гладкого квадратного канала; штрихпунктирные линии – составной канал; линия с кружками ( $\circ$ ) – данные [4]; линия с квадратами ( $\square$ ) – расчет для коротких каналов [9]); *б* – сравнение относительного увеличения теплоотдачи  $\bar{\alpha}$  (нормировка на поверхностную теплоотдачу квадратного гладкого канала; сплошные линии – данные [8] (характерный размер – гидравлический диаметр); точечные линии – данные [8] (характерный размер – эквивалентный диаметр); пунктирная линия – данные [4]; штрихпунктирные линии – по формуле для коротких каналов [9])

На рис. 4, *б* приведены графики по коэффициенту теплоизоляции – отношению избыточной температуры основы к температуре подложки (со стороны воздействия теплового потока).

В дальнейшем с целью поиска наилучшей по энергетической эффективности системы (в определенном диапазоне чисел Рейнольдса) для расчетов могут быть выбраны разные углы скрещивания и размеры каналов, пористость и материал. Для расчетов теплогидравлических характеристик таких систем охлаждения могут быть рекомендованы расчетные зависимости [4, 9].

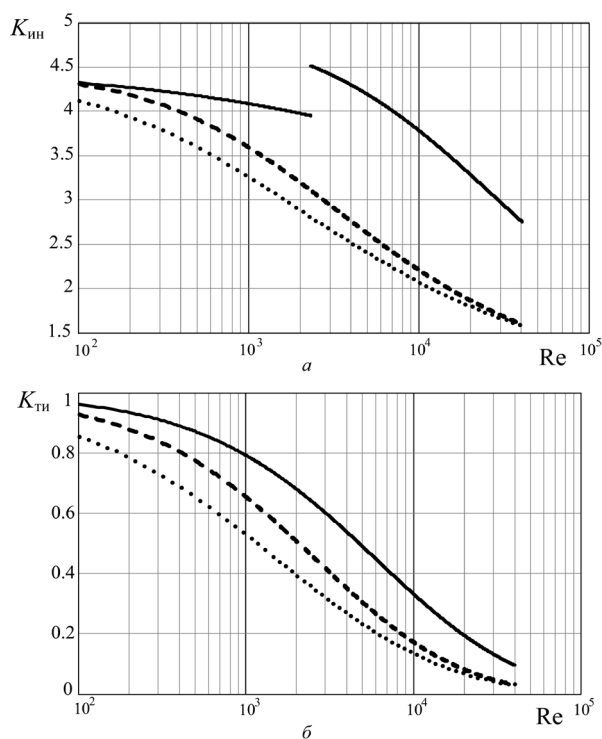


Рис. 4. Эффективность компланарной системы охлаждения: *a* – зависимость коэффициента интенсификации теплоотдачи  $K_{ин}$  (нормировка проведена на соответствующую поверхностную теплоотдачу) от числа  $Re$ ; *б* – зависимость коэффициента теплоизоляции  $K_{ти}$  от  $Re$ ; сплошная линия –  $K_{ин}$ ,  $K_{ти}$ , данные для составного канала; точечная линия – данные [4]; пунктирная линия – расчет для коротких каналов [9]

### 1.3. Пружинная вставка и спиральная лента в квадратном канале

В этом подразделе на основе наших [3] и данных работы [6] проведены расчеты и сравнения пружин и спиральных лент, устанавливаемых в квадратный канал. В расчетах изменялись диаметр пружины и ее шаг, а также шаг ленты и размеры канала.

В начале для сравнения ленточного и пружинного завихрителей был взят канал квадрат-

ного сечения со вставленной в него пружиной [3], для которого имелись экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче. Пружина с внешним диаметром  $D_{вн}=3.5$  мм навита из нихромовой проволоки ( $\lambda=13.4$  Вт/(м·К)) диаметром  $d_{пр}=0.5$  мм с шагом  $h=1.0-1.1$  мм. Она вставлялась в макет системы охлаждения с каналами квадратной формы  $\delta_k=h_k=3.5$  мм, нарезанными фрезой с шагом  $t=\delta_k+\delta_p=4.4$  мм в заготовке из меди, и выполняла роль интенсифицирующего элемента. В расчетах также предполагалось, что в подобный квадратный канал вставлялась спиральная лента с максимально возможной степенью ее закрутки (шаг  $H=t_{л}=6.25$  мм). Этот случай соответствовал одному из экспериментальных случаев, рассмотренных в [3], только там размер квадратного канала был равен 2.65 мм.

Использованные в расчетах экспериментальные данные, взятые из наших ранних работ и [3], приведены в табл. 2 (где  $\xi=C_1 Re^{n_1}$ ,  $\alpha_{пр}=C_2 Re^{n_2}$ ,  $\alpha=C_3 Re^{n_3}$ ).

Расчетно-экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и приведенной теплоотдаче этой системы охлаждения приведены на рис. 5. Гидравлическое сопротивление канала с пружиной в 16–26 раз больше сопротивления гладкого канала без пружины (в реализуемом на практике диапазоне чисел Рейнольдса  $Re=(1-10) \cdot 10^3$ ), приведенная теплоотдача больше в 2–3 раза, а энергетическая эффективность находится на уровне  $\eta=0.14-0.1$ . Гидравлическое сопротивление канала с лентой при шаге  $H=12.5$  мм в 2–1.5 раз больше сопротивления гладкого канала без ленты (в диапазоне чисел  $Re=(2.3-10) \cdot 10^3$ ), приведенная теплоотдача больше в 1.1–0.82 раза, а энергетическая эффективность находится на уровне  $\eta=0.56-0.53$ .

Таблица 2. Гидравлическое сопротивление и теплоотдача исследуемых систем охлаждения

Система охлаждения	Гидравлическое сопротивление $\xi$		Теплоотдача					
			Диапазон $Re$	Приведенная теплоотдача, $\alpha_{пр}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		Средняя поверхностная теплоотдача $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		
	Диапазон $Re$	Аппроксимация		Аппроксимация				
		$C_1$		$n_1$	$C_2$	$n_2$	$C_3$	$n_3$
Пружина	$(1.45-4.0) \cdot 10^2$	398.4	-1.0	$(1.6-4.0) \cdot 10^2$	551.2	0.357	-	-
	$(4.0-6.8) \cdot 10^2$	2.15	-0.121	$(3.6-6.3) \cdot 10^2$	2.66	1.27	0.414	1.4
	$(0.6-2.0) \cdot 10^3$	3.33	-0.187	$(0.56-2.0) \cdot 10^3$	58.2	0.783	9.18	0.91
	$(2.0-24.0) \cdot 10^3$	0.79	-0.003	$(2.0-20.0) \cdot 10^3$	303.1	0.567	30.7	0.75
Лента	$(3.2-18) \cdot 10^2$	19.4	-0.646	$(3.2-20) \cdot 10^2$	528.6	0.55	117.3	0.634
	$(1.3-22) \cdot 10^3$	4.85	-0.456	$(2.0-17) \cdot 10^3$	784.7	0.493	105.0	0.643

Гидравлическое сопротивление канала с лентой при шаге  $H=6.25$  мм в 3.1–2.3 раз больше сопротивления канала без ленты (в диапазоне чисел  $Re=(2.3-10) \cdot 10^3$ ), приведенная теплоотдача больше в 1.4–1.0 раза, а энергетическая эффективность находится на уровне  $\eta=0.45-0.43$ .

Также был рассмотрен случай более мелко-го канала со вставкой ленты и пружины. В оптимальный (с точки зрения получения максимального  $\alpha_{пр}$ ) по пористости (при  $Re=10^4$ ) квадратный канал  $2 \times 2$  мм<sup>2</sup> (ширина ребра  $\delta_p=0.5$  мм,  $\varepsilon=0.8$ ,  $d_r=2$  мм) «вставлялась» пружина из проволоки диаметром  $d_{пр}=0.2$  мм и шагом  $t=1.5$  мм. Увеличение поверхностной теплоотдачи  $K_{пр}$  оценивали по формуле, предлагаемой для турбулентного режима течения в круглых трубах [6]:

$$K_{пр} = 1.85 + 2.5 \left( \frac{2d_{пр}}{d_r} \right) \left[ \frac{0.85 + 2.5 \left( \frac{2d_{пр}}{d_r} \right)}{2.8 + 12.6 \left( \frac{2d_{пр}}{d_r} \right)} \right] t \cdot d_r \quad (9)$$

Для нашего случая  $K_{пр}=2.16$ . При этом наблюдался рост приведенной теплоотдачи по сравнению с каналом без вставки в 3.4–3.1 раза.

Для случая, когда в этот же канал «вставлялась» спиральная лента толщиной 0.3 мм, диаметром  $D_{л}=\delta_k=2$  мм и шагом  $H=4.7$  мм (при этом  $d_r=1.13$  мм, а относительный шаг ленты  $2\pi H/D_{л}$  соответствует одному из экспериментов в [3]). Для оценок гидравлического сопротивления и поверхностной теплоотдачи использовались формулы, предлагаемые для турбулентного режима течения в круглых трубах [6]:

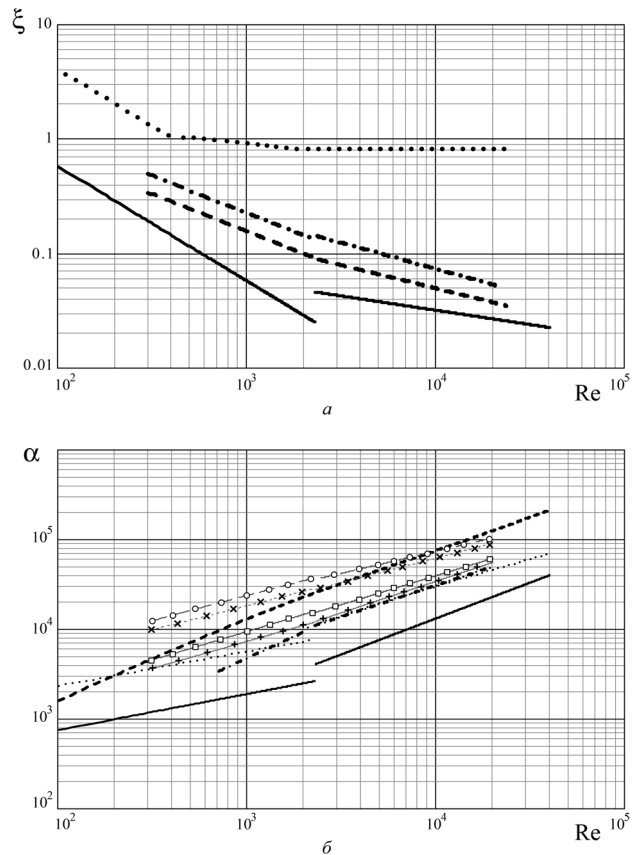
$$\xi = \left\{ \left( \frac{\pi}{0.5\pi + 1} \right) \left[ 0.5\sqrt{1+K_z^2} + \left( \frac{\delta_k}{2H} \right) \left[ \sqrt{1+K_z^2} \right] + K_z^{-2} \ln \left( K_z + \sqrt{1+K_z^2} \right) \right] \right\}^{2.8} \quad (10)$$

$$Nu = \frac{85 \left( 1 + \frac{1.75}{Pr+8} \right) Pr}{\sqrt{\lambda} H / d_3} + \frac{0.023 Pr Re^{0.8} [1+x^2]^{0.4}}{1 + 2.14 Re^{-0.1} [1+x^2]^{-0.05} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (11)$$

$$1 + \frac{4d_3}{7.5H Re \lambda_{ж}} (5050 Pr^{0.69} + 0.6 \cdot 10^{-4} Pr^3)$$

где  $K_z = \pi \delta_k / H$ ;  $d_3 = \pi \delta_k / (\pi + 2)$  – эквивалентный диаметр (для нашего случая  $d_3=1.22$  мм, т. е.  $d_3 \approx d_r$ ).

Результаты расчетов теплоотдачи представлены на рис. 6. Расчетами при изменении чисел



**Рис. 5.** Сравнительные теплогидравлические характеристики систем охлаждения: *a* – зависимость коэффициента гидравлического сопротивления  $\xi$  от  $Re$  (сплошные линии – гладкий канал; точечная линия – система охлаждения с пружиной; пунктирные линии – система охлаждения с лентой,  $H=12.5$  мм; штрихпунктирная линия – система охлаждения с лентой,  $H=6.25$  мм); *б* – зависимость коэффициентов теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>×К), от  $Re$  (сплошные ( $\alpha$ ) и точечные ( $\alpha_{пр}$ ) линии – поверхностная и приведенная теплоотдача квадратного канала без вставок; штрихпунктирная ( $\alpha$ ) и штриховая ( $\alpha_{пр}$ ) линии – канал с пружиной; прямые (+,  $\alpha$ ) и наклонные (×,  $\alpha_{пр}$ ) крестики – канал с лентой,  $H=12.5$  мм; квадраты (□,  $\alpha$ ) и кружки (○,  $\alpha_{пр}$ ) – канал с лентой,  $H=6.25$  мм)

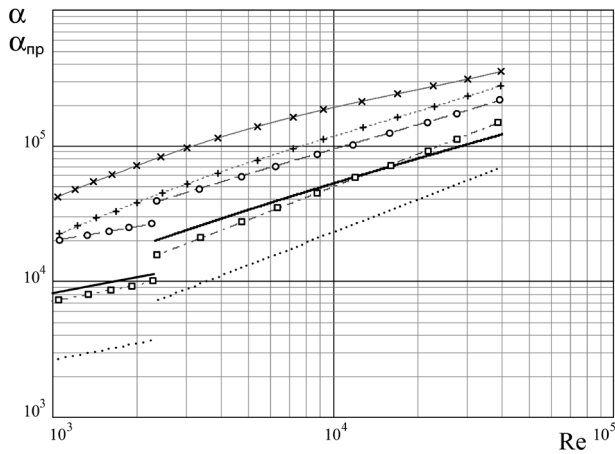
Рейнольдса в диапазоне  $Re=(2.3-10) \cdot 10^3$  установлено превышение теплоотдачи:

– канала с пружиной над гладким каналом – в 2.16 раза (см.  $K_{пр}=2.16$ );

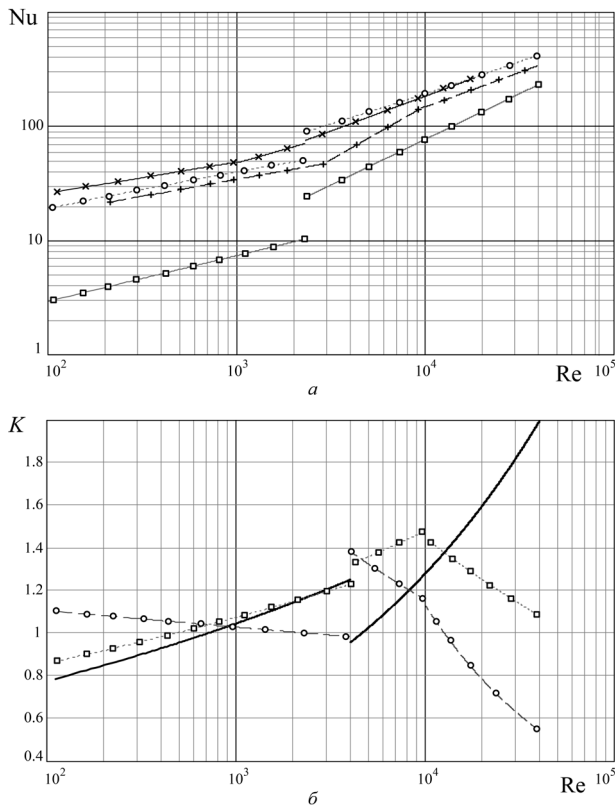
– в канале с лентой в 6–5.1 раза по отношению к гладкому каналу.

#### 1.4. Система охлаждения из гофров с нанесенными на них лунками

Данная система «формировалась» гипотетически из гофрированной вставки, на которую предварительно нанесены лунки необходимой оптимальной (с конструктивной и теплофизической точек зрения) глубины и плотности при их шах-



**Рис. 6.** Зависимость расчетной теплоотдачи систем охлаждения  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), от числа Re: точечные ( $\alpha$ ) и сплошные ( $\alpha_{пр}$ ) линии – канал без вставок; квадраты ( $\alpha$ ) и кружки ( $\alpha_{пр}$ ) – канал с пружинной вставкой; прямые ( $\alpha$ ) и косые ( $\alpha_{пр}$ ) крестики – канал со спиральной лентой



**Рис. 7.** Теплообмен в системе охлаждения в виде гофров: *а* – зависимость теплоотдачи (Nu) от Re (квадраты – поверхностная теплоотдача в гладком канале, кружки – приведенная теплоотдача в гладком канале, прямые и косые крестики – поверхностная и приведенная теплоотдача соответственно для гофра из [3]); *б* – зависимость относительных сопротивлений и теплоотдачи от Re (сплошные линии – относительное сопротивление поверхности с лунками к гладкой поверхности ( $K=K_{\xi}=\xi/\xi_{глад}$ ); квадраты – относительная теплоотдача ( $K=K_{\alpha}=\alpha/\alpha_{глад}$ ); кружки – энергетическая эффективность системы охлаждения ( $K=\eta=K_{\alpha}/K_{\xi}$ ))

матном расположении. Гофр из высокотемпературного материала (медь) имеет оптимальный с точки зрения пористости канала шаг, обеспечивающий максимум  $\alpha_{пр}$  в области реализуемых на практике чисел Рейнольдса. В расчетах использованы наши экспериментальные [3] и другие литературные данные.

Для проведения расчетов был взят гофр, для которого имелись экспериментальные данные [10]: высота гофра  $h_k=1.73$  мм, средняя ширина канала  $\delta_k=1.73$  мм, толщина гофра  $\delta_p=0.1$  мм, пористость системы охлаждения  $\varepsilon=0.89$ . Полученные результаты для гофра сравнивались с гидравлическим сопротивлением и теплоотдачей канала треугольной формы. И если для сопротивления имеется 30–40%-ное завышение, то отклонения в приведенной теплоотдаче не превышали погрешности измерений во всем диапазоне чисел Рейнольдса. Завышенные оценки поверхностной теплоотдачи (рис. 7, *а*) возможно связаны с несовершенством методики идентификации коэффициентов теплоотдачи на основе измерений  $\alpha_{пр}$  и  $K_{ти}$  именно применительно к гофрам [10].

На этот гофр, как на базисный, были «нанесены» лунки диаметром  $D=1$  мм и глубиной  $h=0.1$  мм (характерные отношения  $H/D=1.73$ ,  $H=\delta_k$ ,  $h/D=0.1$ ,  $f=0.7$  – коэффициент покрытия поверхности лунками). Попытка применения формул, приведенных в [11], как для ламинарного, так и для переходного и турбулентного отрывного обтекания поверхности со сферическими выемками ( $Re_D=7 \cdot 10^3-5 \cdot 10^4$ , с лунками при  $f=0.69$ ,  $0.1 \leq h/D \leq 0.5$ ,  $0.1 \leq H/D \leq 0.4$ , каналы с двусторонними выемками с гладкими кромками), не привела к успеху из-за большого расхождения данных на границах режимов течения. Поэтому в расчет были взяты наши данные для щелевого канала, полученные в [3]. Для покрытой лунками теплообменной поверхности ( $f=0.7$ ) было установлено возрастание теплоотдачи (она нормировалась на теплоотдачу идентичного макета, но без лунок) до 1.5 раз (при  $Re \sim 10^4$ ). На эту величину была увеличена поверхностная теплоотдача для гипотетической расчетной системы охлаждения. При этом из-за малой доли влияния оребрения на приведенный коэффициент теплоотдачи, которое быстро уменьшается с ростом числа Рейнольдса, он возрос примерно на такую же величину. Коэффициент теплоизоляции уменьшается в 2–7 раз (при изменении Re



от  $2300$  до  $10^4$ ). Данная система в области чисел Рейнольдса  $4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 14 \cdot 10^3$  энергетически выгодна, так как в ней теплоотдача превышает гидравлическое сопротивление: от  $1.4$  ( $Re=1.4 \cdot 10^3$ ) до  $1$  ( $Re=14 \cdot 10^3$ ).

### Заключение

Проведенные расчетные оценки показали, что все предлагаемые конструкции и способы интенсификации теплоотдачи в них позволяют изменить в лучшую сторону интегральные параметры систем охлаждения лазерных зеркал: увеличить приведенный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{пр}$  (и поверхностный коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ ) и уменьшить коэффициент теплоизоляции  $K_{ти}$ . Эти обстоятельства позволяют использовать системы охлаждения с более крупными размерами каналов, что упрощает технологию их изготовления.

При закрутке потоков рассмотренными способами не удалось получить энергетически выгодных процессов, так как при интенсификации теплообмена рост гидравлического сопротивления почти всегда превосходил рост теплоотдачи. Исключение составляет применение лунок на гофрированных поверхностях в узком диапазоне чисел  $Re$ , соответствующем переходному и развивающемуся турбулентному течению.

Использование предлагаемых методов интенсификации теплообмена целесообразно, когда необходимо снизить перемещения оптической поверхности зеркала за счет изгиба и для этого имеется запас мощности на прокачку теплоносителя через систему охлаждения зеркала.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харитонов В. В. Теплофизика лазерных зеркал. М.: Изд. МИФИ, 1993. 152 с.
2. Федосеев В. Н., Шанин О. И., Шанин Ю. И., Афанасьев В. А. Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве // ТВТ. 1989. Т. 27. № 6. С. 1132–1138.
3. Шанин Ю. И., Шанин О. И. Теплоотдача и гидросопротивление при упорядоченном вихреобразовании в системах охлаждения лазерных зеркал // В сб. Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках: 5-ая междуна. конф.: тезисы докл. – С.-П.: Свое издательство, 2015. С. 106–107.
4. Пелевин Ф. В., Ильинская О. И., Орлин С. А. Применение компланарных каналов в технике // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2014. № 37. С. 71–85.
5. Ибрагимов М. Х., Номофилов Е. В., Субботин В. И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе // Теплоэнергетика. 1961. № 7. С. 57–60.
6. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 143 с.
7. Соколов Н. П., Полищук В. Г., Андреев К. Д. Гидравлические сопротивления в каналах прямоугольного сечения со скрещивающимся оребрением // Ведомости С.-ПГУ. Естественные и инженерные науки. 2013. Вып. 2 (171). С. 85–94.
8. Соколов Н. П., Полищук В. Г., Андреев К. Д. Теплообмен в каналах прямоугольного сечения со скрещивающимся оребрением // Ведомости С.-ПГУ. Естественные и инженерные науки. 2013. Вып. 3 (178). С. 17–27.
9. Сукомел А. С., Величко В. И., Абрисимов Ю. Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. М.: Энергия, 1979. 216 с.
10. Шанин Ю. И., Шанин О. И. Теплообмен и гидросопротивление систем охлаждения лазерных зеркал из гофров // Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. № 4. С. 774–784.
11. Гортышов Ю. Ф., Попов И. А., Олимпиев В. В., Щелчков А. В., Касьяков С. И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / Под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.

## Application of swirling flows in cooling systems of laser mirrors

Yu. I. Shanin

Scientific research institute scientific industrial association «LUCH», Podolsk  
e-mail: syi@luch.podolsk.ru

The main task of the cooled laser mirror is reflecting the incident radiation and minimizing the radiation wave front distortions caused by mirror heating and bending. The mirror cooling system objective is reduction of the excess temperature level of the mirror structure, and protection of the mirror's load-carrying structure from heat penetration into it. To achieve this, it is necessary to increase the surface heat-transfer factor in the mirror cooling system due to: a) the heat carrier flow parameters forcing, b) the porous cooling structure grinding, and c) heat exchange intensification application. With technological limitations on the cooling

system small-scale porous structure forming various methods are employed for the heat transfer intensification.

The article studies analytically the prospective laser mirrors cooling systems with heat exchange intensification in them by the methods of well-ordered vortex impact on the heat carrier flow structure. Relying on experimental data on the resistance and heat transfer the heat transfer intensification was studied by computation in: 1) slit channels with spiral bands; 2) crossed (coplanar) channels; 3) square channels with spring insertion and spiral band; 4) channels form corrugated tape with dimples applied to it.

Based on the surface heat transfer coefficient computing, the following parameters relevant to the cooled mirrors were defined: the reduced heat transfer coefficient (characterizing the overall heat exchange intensification in the cooling system, including this for account of ribs) and thermal insulation coefficient (the base excess temperature to the mirror's substrate temperature ratio). These values were employed in comparative analysis of the intensification effectiveness. The intensification energy efficiency was evaluated based on the ratio of the heat transfer growth to the hydraulic resistance growth in cooling systems both with and without intensification.

It was established, that the considered cooling systems significantly reduce the overall level of mirror temperature and contribute to the movements reduction of the mirror optical surface due to bending.

Keywords: laser mirror, cooling system, swirling flow, hydraulic resistance, heat transfer.

## REFERENCES

1. **Kharitonov V.V.** *Teplofizika lazernykh zerkal. Uchebnoe posobie* [Thermal physics of laser mirrors. Tutorial]. Moscow: Publishing house MEPI, 1993. 152 p. In Russ.
2. **Fedoseev V.N., Shanin O.I., Shanin Yu.I., Afanasyev V.A.** Heat transfer in rectangular channels with heat-conducting walls with one-sided heating. *High Temperature*, 1989, vol. 27, no. 6, pp. 898–904.
3. **Shanin Yu.I., Shanin O.I.** Teplootdacha i gidrosoprotivlenie pri uporyadochennom vikhreobrazovanii v sistemakh okhlazhdeniya lazernykh zerkal [Heat transfer and hydroresistance during ordered vortex formation in the cooling systems of laser mirrors]. *Sbornik "Teploobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh": 5-aya mezhdunarodnaya konferentsia., tezisy dokl'dov* [Heat transfer and hydrodynamics in swirling flows: 5th International Conference, abstracts]. St. Petersburg: Svoe izdatel'stvo, 2015, pp. 106–107. In Russ.
4. **Pelevin F.V., Ilyinskaya O.I., Orlin S.A.** Primenenie komplanarnykh kanalov v tekhnike [Using coplanar channels in technology]. *Vestnik PNIPU. Aehrokosmicheskaya tekhnika – Bulletin Perm National Research Polytechnic University. Aerospace Engineering*, 2014, no. 37, pp. 71–85. In Russ.
5. **Ibragimov M.Kh., Nomofilov E.V., Subbotin V.I.** Teplootdacha i gidravlicheskie soprotivleniya pri vintovom dvizhenii zhidkosti v trube [Heat transfer and hydraulic resistance during screw movement of fluid in a pipe]. *Teploenergetika – Thermal Engineering*, 1961, no. 7, pp. 57–60. In Russ.
6. **Migay V.K.** *Povyshenie effektivnosti sovremennykh teploobmennikov* [Improving the efficiency of modern heat exchangers], Leningrad: Energiya, 1980. 143 p. In Russ.
7. **Sokolov N.P., Polishchuk V.G., Andreev K.D.** Gidravlicheskie soprotivleniya v kanalakh pryamougol'nogo secheniya so skreshhivayushhimsya orebreniem [The hydraulic resistances in the rectangular cross-section channels with crossed ribs]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Estestvennye i inzhenernye nauki – St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2013, no. 2 (171), pp. 85–94. In Russ.
8. **Sokolov N.P., Polishchuk V.G., Andreev K.D.** Teploobmen v kanalakh pryamougol'nogo secheniya so skreshhivayushhimsya orebreniem [The heat exchange in the rectangular cross section channels with crossed ribs]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Estestvennye i inzhenernye nauki – St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2013, no. 3 (178), pp. 17–27. In Russ.
9. **Sukomel A.S., Velichko V.I., Abrosimov Yu.G.** *Teploobmen i trenie pri turbulentnom techenii gaza v korotkikh kanalakh* [Heat transfer and friction in the turbulent flow of gas in short channels]. Moscow, Energiya, 1979. 216 p. In Russ.
10. **Shanin Yu.I., Shanin O.I.** Heat exchange and hydraulic resistance of laser mirror cooling systems from corrugations. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2013, vol. 86, iss. 4, pp. 827–838.
11. **Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Olimp'ev V.V., Schelchikov A.V., Kaskov S.I.** *Teplogidravlicheskaya effektivnost' perspektivnykh sposobov intensivifikatsii teplootdachi v kanalakh teploobmennogo oborudovaniya. Intensifikatsiya teploobmena: pod obshh. red. Yu. F. Gortyshova* [Thermal-hydraulic efficiency of promising ways to intensify heat transfer in heat exchange equipment channels. Heat transfer intensification: Ed. Yu. F. Gortyshov]. Kazan: Tsentr innovatsionnykh tekhnologij, 2009. 531 p. In Russ.