

Ю.И. Шанин, О.И. Шанин

ФГУП «Научно-исследовательский институт научно-производственное объединение «ЛУЧ»,
Подольск, Россия**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОТДАЧИ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ
ЛАЗЕРНЫХ ЗЕРКАЛ****АННОТАЦИЯ**

Экспериментально исследуются гидросопротивление и теплоотдача в различных системах охлаждения лазерных зеркал при одностороннем тепловом потоке. Рассмотрены особенности теплообмена. Исследованы различные способы интенсификации теплоотдачи. Рассмотрен метод оценки эффективности теплообменника лазерного зеркала при взаимодействии одностороннего теплового потока и ограничении перемещений нагреваемой стенки.

1. ВВЕДЕНИЕ

Специфика зеркал технологических лазеров заключается в необходимости сохранения формы нагружаемой поверхности при отведении больших тепловых потоков в небольшом плоском теплообменнике, прилегающем к теплоотдающей подложке [1,2]. Система охлаждения лазерного зеркала по существу развивает теплообменную поверхность подложки зеркала, и степень этого развития $K_{ин} = \alpha_{пр}/\alpha$ связана с α через приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр} = q/\vartheta_{п.}$

С использованием методики [3,4] были проведены оригинальные эксперименты по исследованию теплогидравлических характеристик около 70 макетов систем охлаждения, выполненных из различных материалов с вариацией коэффициента теплопроводности в диапазоне $\lambda = 10 \div 400$ Вт/(м·К) [5]. Исследованы различные комбинации каналов (многоярусные, системы из гофров, со взаимопересекающимися каналами, системы щеточные [2], струйные, с пористой вставкой) с гидравлическими диаметрами $d_T = 0.13 \div 3.5$ мм в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 1 \div 5 \cdot 10^4$ на спирте и воде. Характеристики некоторых из них приведены в табл.1. Результаты обобщены в безразмерном виде по гидросопротивлению $\xi = A \cdot Re^n$ и теплоотдаче $Nu = B Re^m Pr^k$. Результаты для некоторых макетов приведены в табл. 2.

2. ПОЛУЧЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ**2.1. Гидросопротивление и теплоотдача**

Сегодня для призматических каналов ($d_T = 1-2$ мм) достигнуты $\alpha_{пр} = (0.8 \div 1.2) \cdot 10^5$ Вт/(м²·К). Полученное авторами аналитическое решение задачи о тепловом состоянии многоэтажной системы охлаждения проточного типа [3,4] дает хорошее совпадение с экспериментами при использовании классических

зависимостей для поверхностной теплоотдачи в ламинарной и развитой турбулентной областях течения. Воздействуя на пористость, высоту канала, материал конструкции, можно оптимальным образом использовать развитие поверхности, эффективность которого снижается с ростом Re .

Применять многоэтажную конструкцию наиболее выгодно при ламинарном режиме течения в каналах ($Re < 1.5 \cdot 10^3$) [4]. Для медной матрицы при числе этажей $n = 3-5$ и размерах канала $\delta_K = h_K = 0.2$ мм, $h_K = h_{пер} = 0.2-0.5$ мм можно получить $\alpha_{пр} = (2.0 \div 2.5) \cdot 10^5$ Вт/(м²·К).

Технологически системам охлаждения присущи шероховатость $d_T/2K_S = 100 \div 15$ и неидеальность формы каналов (т.к. они формируются фрезами или электроэрозионной обработкой), в местах соединения зеркала в пакет имеется термическое сопротивление R_T (пайка, диффузионная сварка) [8]. Наблюдались увеличение гидравлического сопротивления до 50 % от расчетного в узких шероховатых каналах ($\delta_K = 0.5$ мм, $h_K = 4$ мм) в ламинарной области течения и автомодельный режим течения в турбулентной области. При этом эффективность теплообменной поверхности $\bar{Nu}^{3.5}/\bar{\xi} \approx 1$.

Термическое сопротивление $\bar{R}_T = R_T \lambda / h_K = 0.5-1$ в месте соединения ребер с теплоотдающей поверхностью подложки до двух раз снижает эффективность оребрения [6], изменяет оптимальную пористость с 0.7-0.8 до 0.4-0.5 и увеличивает термоперемещение оптической поверхности зеркала на 15-100 %. Особенно сильно влияние термического сопротивления проявляется у систем охлаждения из медных гофров.

Прерывание стенки канала путем нанесения под углом γ дополнительных каналов приводит к "модифицированной" ($l/d_T = 15 \div 30$) и вафельной системам ($l/d_T \approx 1$). Интенсифицирующий эффект у модифицированных систем ярко проявляется в переходной области чисел Re ($800 < Re < 3000$), где $\eta = \bar{Nu}/\bar{\xi} = 1-1.5$ (с максимумом в районе $Re = 2000$).

Вафельные системы охлаждения относятся к особому классу теплообменных поверхностей и превосходят каналные по коэффициенту теплоотдачи α при одинаковых d_T в 2-3 раза. Относительное сопротивление $\bar{\xi}$ и теплоотдача \bar{Nu} при изменении угла обтекания структуры $\gamma = 0-120^\circ$ ($\varphi = 60; 90^\circ$) возрастают в 1.4-1.8 раз и в 1.7-2.2 соответственно. Достигнуты значения $\alpha_{пр} = (1.2-1.4) \cdot 10^5$ Вт/(м²·К) (при

$d_T=1.6\div 2.5$ мм, компактность $K\sim 1000$ 1/м). Дальнейшее измельчение структуры ($\varepsilon=0.5\div 0.75$, $\delta_p=0.3\div 1.0$ мм, $h_k=0.5\div 2.0$ мм) позволит увеличить $K= (3\div 8)\cdot 10^3$ м⁻¹ и реализовать $\alpha_{пр}=2.5\cdot 10^5$ Вт/(м²·К).

Среди структур с организованной открытой пористостью ($d_T=0.13\div 0.5$ мм) выделим "псевдошесточную" и микроканальную системы, набранные из молибденовых пластин. Для первой получен $\alpha_{пр}=(0.6\div 0.8)\cdot 10^5$ Вт/(м²·К) ($d_T=0.22\div 0.25$ мм, $\lambda=130$ Вт/(м·К)). Применение меди и уменьшение межколлекторного расстояния с $l_{кол.}/d_T=100$ до

$l_{кол.}/d_T=20$ может существенно увеличить $\alpha_{пр}$ ($\alpha_{пр}=(1.6\div 1.8)\cdot 10^5$ Вт/(м²·К)).

Микроканальная система из меди ($d_T=0.13$ мм) обеспечивает $\alpha_{пр}=(1.7\div 1.8)\cdot 10^5$ Вт/(м²·К). Дальнейшее ее совершенствование путем незначительного измельчения структуры ($d_T=0.1$ мм), конструктивного увеличения поперечной теплопроводности каркаса, оптимизации пористости и высоты пористого тела позволит получить $\alpha_{пр}=(2.4\div 2.6)\cdot 10^5$ Вт/(м²·К). Достигнутые и перспективные результаты для СО лазерных зеркал представлены в табл. 3.

Таблица 1. Характеристики исследованных систем охлаждения (СО)

Макет	1	2	3	4		5	6	7	8	9	10	11
№ РУ	24	60	22	20		39	28	35	29	57	48	46
Тип СО	Канал	Канал	Канал	2 этаж. канал		Вафли	Вафли	Вафли	Вафли	Вафли	Щетки	М/К
Материал	Инвар	Cu	Mo	Cu		Cu	Mo	Cu	Cu	Cu	Mo	Cu
δ_k , мм	1.21	2.5	0.66	1.0	1.0	1.64	1.12	1.63	1.0	0.92	0.12	0.2
h_k , мм	3.15	2.5	3.06	3.5	2.7	1.62	3.06	1.73	3.0	3.06	2.0	0.1
δ_p , мм	0.84	1.0	0.53	0.8	0.8	1.47	1.26	1.34	1.5	1.59	0.08	0.224
d_T , мм	1.75	2.5	1.08	1.6	1.5	1.63	1.64	1.68	1.5	1.42	0.226	0.133
ε	0.59	0.714	0.56	0.56	0.55	0.77	0.72	0.796	0.638	0.6	0.8	0.47
K , 1/м	1350	1140	2050	983		1580	1374	1530	1380	1400	7133	14130
K_F	4.25	2.86	6.25	9.14		2.54	4.16	2.64	4.15	4.29	14.3	14.2
γ , град	—	—	—	—		0	0	45	30	120	0	—
φ , град	—	—	—	—		90	60	90	60	60	90	—

Примечание: Сокращения в таблице: РУ – рабочий участок, СО – система охлаждения, М/К – микроканальная СО, Cu – медь, Mo – молибден. K_F – коэффициент развития поверхности теплоотдачи, для канальной СО $K_F = \Pi_k / (\delta_k + \delta_p)$.

Таблица 2. Обобщение полученных результатов

МАКЕТ	1(канал, инвар)	3(канал, Мо)	5(вафли, медь)	7(вафли, медь)	9(вафли, медь)	11(микрокан)
$\xi(Re)$	$0.49Re^{-0.27}$	$0.27Re^{-0.21}$	$0.72Re^{-0.12}$	4.0	11.2	0.35 < W_ϕ < 2.5
Re	$2\cdot 10^3 < Re < 2\cdot 10^4$	$3\cdot 10^3 < Re < 8\cdot 10^3$	$2\cdot 10^3 < Re < 1.6\cdot 10^4$	$2\cdot 10^2 < Re < 3\cdot 10^3$	$2\cdot 10^2 < Re < 1.8\cdot 10^3$	
W_ϕ , м/с	$0.7 < W_\phi < 6.7$	$1.5 < W_\phi < 4.2$	$0.9 < W_\phi < 7.6$	$0.2 < W_\phi < 1.4$	$0.05 < W_\phi < 0.8$	
$\Delta P/l$, Па/м	$45250 W_\phi^{1.73}$	$84410 W_\phi^{1.79}$	$147390 W_\phi^{1.88}$	$1853640 W_\phi^2$	$1.1\cdot 10^7 W_\phi^2$	-
$\alpha_{пр}(Re)$	$28.5Re^{0.77}$	$92.7Re^{0.78}$	$721.3Re^{0.57}$	$2586Re^{0.46}$	$1740Re^{0.564}$	-
$\alpha_{пр}(\Delta P/l)$	$113 (\Delta P/l)^{0.44}$	$243 (\Delta P/l)^{0.43}$	$1535 (\Delta P/l)^{0.31}$	$3152 (\Delta P/l)^{0.23}$	$1440 (\Delta P/l)^{0.28}$	-
$\alpha_{пр}(W_\phi)$	$13230 W_\phi^{0.77}$	$33320 W_\phi^{0.78}$	$58040 W_\phi^{0.57}$	$90200 W_\phi^{0.46}$	$1.1\cdot 10^7 W_\phi^{0.564}$	$1.2\cdot 10^5 W_\phi^{0.41}$
$\alpha_0(Re)$	$17.4Re^{0.8}$	$28.2Re^{0.8}$	$107Re^{0.73}$	$537Re^{0.6}$	$151Re^{0.78}$	-
$\alpha_0(W_\phi)$	$10430 W_\phi^{0.8}$	$12070 W_\phi^{0.8}$	$29235 W_\phi^{0.73}$	$53070 W_\phi^{0.6}$	$64560 W_\phi^{0.78}$	-
$K_{ин}=\alpha_{пр}/\alpha_0$	$1.6Re^{-0.03}$	$3.3Re^{-0.023}$	$6.8Re^{-0.16}$	$4.8Re^{-0.136}$	$11.6Re^{-0.216}$	-
$\sigma=K_{ин}/K_F$	$0.39Re^{-0.03}$	$0.53Re^{-0.023}$	$2.7Re^{-0.16}$	$1.8Re^{-0.136}$	$2.7Re^{-0.216}$	-
$(\beta/\alpha_{пр})10^{10}$	$0.9 W_\phi^{-0.77}$	$1.53 W_\phi^{-0.78}$	$2.9 W_\phi^{-0.57}$	$1.85 W_\phi^{-0.46}$	$1.2 W_\phi^{-0.564}$	$1.39 W_\phi^{-0.41}$
K_C	$2.5 < K_C < 3.8$	$2.3 < K_C < 1.85$	$2.3 < K_C < 1.75$	$2.3 < K_C < 2.0$	$3.4 < K_C < 2.5$	-

Таблица 3. Достигнутые и перспективные характеристики теплоотдачи систем охлаждения лазерных зеркал

Тип системы охлаждения	Характерные размеры и материал	Достигнутые характеристики, $\alpha_{пр} \cdot 10^{-5}$, Вт/(м ² ·К)	Предлагаемые меры, размеры и материал	Возможные характеристики, $\alpha_{пр} \cdot 10^{-5}$, Вт/(м ² ·К)
Канальная	$d_r=1-2$ мм; медь, молибден	0.8-1.2	Практически достигнут технологический предел	Практически достигнут предел
Канальная многоярусная	$n=2$; $\delta_k=1$, $\delta_p=0.8$, $h_k=3.5$, 2.7 мм; медь	1.35	$n=2$; $\delta_k=1$, $\delta_p=0.8$, $h_k=h_{пер}=3.5$, 2.7 мм; медь	2.0-2.5
Модифицированная канальная	Медь; $\varepsilon=0.5$, $\delta_p=\delta_k=1$, $d_r=1.45$, $h_k=1.0-2.7$ мм	0.9-1.2	-	-
Вафельная	$d_r=1.6-2.5$ мм; Cu, Mo; $K \sim 1000$ 1/м	1.2-1.4	$\varepsilon=0.5-0.75$; $\delta_p=0.3-1.0$ мм, $h_k=0.5-2.0$ мм, $K \sim 1750 \div 8700$ 1/м	2.0-2.5
Псевдощеточная	$d_r=0.13$ мм; молибден	0.6-0.8	$d_r=0.1$ мм; медь	1.6-1.8
Микроканалы	$d_r=0.13$ мм; медь	1.7-1.8	$d_r=0.1$ мм; медь. Увеличение поперечной теплопроводности	2.4-2.6
Струйная	$d_r=1$ мм	0.3	Медное оребрение стенок	2-2.5
Компланарная	$d_r=1$ мм; медь	1.2	-	-

2.2. Интенсификация теплоотдачи

Применение традиционных методов интенсификации теплоотдачи систем охлаждения для лазерных зеркал дало следующие результаты.

1. Разрушение пограничного слоя в компланарных (перекрещивающихся) каналах малой относительной длины ($l/d_r \approx 1$) и интенсивная турбулизация основного потока за счет подкручивания и перемешивания жидкости обеспечивают $\alpha_{пр}=1.2 \cdot 10^5$ Вт/(м²·К), что в 1.5-2 раза превышает теплоотдачу эквивалентного квадратного канала при $d_r=1$ мм.

2. Интенсификация теплоотдачи от пружин, вставленных в канал квадратного сечения ($d_r=3.5$ мм), хорошо согласуется с литературными данными, полученными при установке пружин в круглом канале ($d_r=14$ мм) [7], и щеточной системы охлаждения [2].

3. Закрутка потока в квадратном канале с помощью полосового закручивателя ($d_r=1.4$ мм, $0.03 < d_r/2H < 0.13$, H – шаг закручивателя, мм) в интервале чисел $10^3 < Re < 8 \cdot 10^3$ дает по гидросопротивлению $1.1 < \xi < 2.2$ и по теплоотдаче $1.1 < \bar{Nu} < 2.0$ и стремится сверху к значениям, имеющим место при закрутке потока в круглом канале ($d_r=20$ мм) [7] для $Re > 2 \cdot 10^4$.

4. Искусственная шероховатость, нанесенная на теплообменную поверхность в виде лунок сферической формы ($d_r/2K_s \approx 12$), энергетически выгодна ($1 < \eta < 1.4$) в диапазоне $200 < Re < 20000$.

5. Теплоотдача реализованного струйного теплообменника ($d_r=1$ мм) при натекании круглых водяных струй, расположенных по углам квадрата с шагом $L=3$ мм, на плоскую стенку достигла $\alpha_{пр}=3 \cdot 10^4$ Вт/(м²·К). Медное оребрение стенки позволяет реализовать $\alpha_{пр}=(2-2.5) \cdot 10^5$ Вт/(м²·К) [8].

3. СРАВНЕНИЕ И ВЫБОР ЗЕРКАЛ

Наряду с интенсификацией теплоотдачи, уменьшения термоперемещений оптической поверхности зеркала можно добиться путем организации системы охлаждения и термокомпенсации изгибных перемещений в динамическом режиме работы зеркала. Для последней задачи найдены динамические законы управления электрической компенсационной нагрузкой для таких типовых возмущений, как выход на режим, тепловой удар, разогрев теплоносителя.

Предлагаемая ниже методика позволяет сравнивать и выбирать не только теплообменник зеркала, но и само зеркало по уровню термоперемещений.

Рассмотрим задачу о перемещении теплообменной поверхности при некоторых упрощениях, в частности без учета подогрева теплоносителя [9]. Поверхность перемещается за счет изгиба $V_{и.}$ и терморасширения $V_{р.}$, которое в свою очередь имеет несколько составляющих:

$$V_p = \delta_1 + \delta_2 + \beta H \vartheta_0 / 2 \text{ или} \\ V_p = (q \beta h_l / \alpha_{пр}) (1 + \alpha_{пр} h_l / 2\lambda) + q \beta f(mh_k) K_{ти} / (\alpha_{пр} m) + \beta H q K_{ти} / \alpha_{пр}, \quad (1)$$

где $K_{ти} f(mh_k) = \{th(mh_k) + \alpha \varepsilon [1 - 1/\text{ch}(mh_k)] / [(1 - \varepsilon) \lambda m]\} / \{1 + \alpha \varepsilon th(mh_k) / [(1 - \varepsilon) \lambda m]\}$,

$m = \sqrt{\alpha P_p / (\lambda S_p)}$; P_p , S_p – периметр (м) и площадь ребра, м².

Перемещение за счет изгиба вдоль координаты X : $V_{и.х} = M_{тх} l_1 l_2 (L_1 - l_1) / (D L_2)$,

$$M_{тх} / 2D \approx [E \delta_1 / (1 - \nu) + E_x \delta_2 / (1 - \nu)] 3 (1 - \nu^2) / (E H^2) \approx 3 (1 + \nu) [\delta_1 + (1 - \varepsilon) \delta_2] / H^2 \quad (2)$$

При сравнении примем, что вся тепловоспринимающая поверхность нагружена равномерным тепловым потоком q и при $1/\alpha_{пр} \gg h_l/2\lambda$, $\vartheta_0/\vartheta_p \ll 1$

перемещение V можно представить в виде

$$V \approx \frac{q \beta h_1 K_C}{\alpha_{\text{пр}}} [1 + 3(1 + \nu)(L/H)^2], \quad (3)$$

где $K_C = [1 + K_{\text{тн}} f(mh)/(h_1 m)]$.

Зависимость (3) позволяет при сравнении теплообменников "отстроиться" от условий проведения эксперимента (уровня и размера лазерной или тепловой нагрузки) и выявить влияние на V материала конструкции и режимных параметров, проявляющиеся через комплекс $(\beta/\alpha_{\text{пр}}) K_C$.

При ограничении перепада давления теплоносителя на зеркале энергетическую эффективность теплообменника зеркала авторы предлагают определять в координатах "коэффициент приведенной теплоотдачи" — "градиент давления $\Delta P/l$ " и считать наиболее эффективной поверхность, обеспечивающую максимальный $\alpha_{\text{пр}}$ при фиксированном перепаде давления.

Нами проведены сравнения различных лазерных зеркал, характеристики которых приведены в табл. 3.

Для разнообразных систем охлаждения и одном теплоносителе в качестве аргумента сравнения нами выбрана скорость фильтрации $W_{\text{ф}}$, т.к. она хорошо определяется в структурах с искусственной (открытой) пористостью (каналы, "вафли", щетки и т.п.). При изменении теплоносителя может быть использована массовая скорость $\rho W_{\text{ф}}$, в случае отсутствия точных характеристик пористого слоя - удельная расходонапряженность \bar{G} . По оси ординат откладываются величины, характеризующие тепловую ($\alpha_{\text{пр}}$), гидравлическую ($\Delta P/l$) и деформационную $[(\beta/\alpha_{\text{пр}})K_C]$ зависимости для зеркала. В этих координатах становится возможным выделить: 1) при ограничениях на прокачку ($\Delta P/l = \text{const}$) систему с наивысшей энергетической эффективностью во всем диапазоне $\Delta P/l$; 2) систему, имеющую минимальное перемещение оптической поверхности при заданном $\Delta P/l$; 3) максимальные тепловые потоки, снимаемые различными системами без ограничения и с ограничением $\Delta P/l$; 4) нижний предел рабочих параметров различных конструкций зеркал при ограничении перемещения оптической поверхности сверху (например, не выше $\lambda/10$, здесь λ — длина волны лазерного излучения, мкм).

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам исследования разработаны методики расчета термомодеформированного состояния зеркал с проточными системами охлаждения, позволяющие подобрать систему охлаждения оптимальную для выполняемой зеркалом задачи.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$d_f = 4F_K/P_K$ — гидравлический диаметр, м;
 δ_K, h_K — ширина, высота канала, м;
 F_K, P_K — площадь и периметр канала, м², м;
 δ_p — ширина ребра, м;
 $h_{\text{пер}}$ — высота перегородки в многоэтажной системе, м;
 n — число этажей;
 $l, l_{\text{кол}}$ — длина канала и межколлекторное расстояние, м;
 ΔP — перепад давления, Па;
 K — компактность теплообменной поверхности, м⁻¹;
 K_S — высота шероховатостей, м;
 ϵ — пористость;
 q — тепловой поток, Вт/м²;
 $\vartheta_{\text{п}}$ — избыточная температура подложки, К;
 $\alpha_{\text{пр}}, \alpha$ — коэффициенты приведенной и поверхностной теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 β — коэффициент объемного расширения, 1/К;
 λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 ξ — коэффициент гидравлического сопротивления;
 $Nu = \alpha d_f / \lambda_{\text{ж}}$, Pr, Re — числа Нуссельта, Прандтля, Рейнольдса;
 $Nu = Nu/Nu_0$, $\bar{\xi} = \xi/\xi_0$; Nu_0, ξ_0 — теплоотдача и гидравлическое сопротивление эталона или гладкой теплообменной поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гордеев В.Ф. Металлооптика технологических лазерных установок // Изв. АН СССР. Сер. физ. 1983. Т.47. №8. С.1533-1539.
2. Харитонов В.В. Теплофизика лазерных зеркал: Уч. пособие. М.: Изд. МИФИ, 1993. 150 с.
3. Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве / В.Н. Федосеев, О.И. Шанин, Ю.И. Шанин, В.А. Афанасьев // ТВТ. 1989. Т.27. № 6. С. 1132-1138.
4. Шанин Ю.И., Федосеев В.Н., Шанин О.И. Теплообмен в многослойных проточных системах охлаждения при одностороннем нагреве // ТВТ. 1991. Т.29. №2. С.308-316.
5. Шанин Ю.И., Шанин О.И. Интенсификация теплообмена в системах охлаждения металлооптики // Тепло-массообмен-ММФ-92. Тепло-массообмен в энергетических устройствах. Т. 10. Минск: АНК "ИТМО им. А.В.Лыкова" АНБ, 1992. С.33-36.
6. Шанин Ю.И., Федосеев В.Н., Шанин О.И. Влияние неидеальности контакта пластин на теплообмен в компактных теплообменниках // ИФЖ. 1991. Т.60. № 5. С. 776-782.
7. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 143 с.
8. Кошелев С.Б., Субботин В.И., Харитонов В.В. Составляющие теплотрансфер при струйном течении воды в ограниченном пространстве // ТВТ. 1985. Т.23. № 3. С. 542-548.
9. Шанин Ю.И., Шанин О.И. Сравнение эффективности охлаждения лазерных зеркал // Тепло-массообмен-ММФ-96. Тепло-массообмен в двухфазных системах. Т. 4. Часть 2. Минск: АНК "ИТМО им. А.В.Лыкова" АНБ, 1996. С.174-177.