Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 2. С. 64–76 Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 2, pp. 64–76

Научная статья УДК 536.25:62-405.8; 621.375 URL: https://tptmai.ru/publications.php?ID=184634 EDN: https://www.elibrary.ru/SXATPE

Сравнение тепловой эффективности лазерных зеркал и их систем охлаждения

Е.В. Леонов¹, Ю.И. Шанин^{2⊠}

^{1,2}АО «Научно-исследовательский институт Научно-производственное объединение «ЛУЧ», Подольск, Российская Федерация ¹ShaninYuI@sialuch.ru⊠

Аннотация. Проведен краткий анализ различных подходов в оценке тепловой эффективности теплообменных устройств и теплообменников и оценки влияния на нее интенсификации теплообменных помена. Констатировано, что: а) для построения удачной методики сравнения теплообменных поверхностей очень важен выбор определяющих величин, б) оптимальный теплообменник может быть определен только для каждого конкретного случая применения в соответствии с предъявляемыми к нему требованиями. Установлено, что эффективность теплообменника лазерного зеркала определяется приведенным коэффициентом теплоотдачи и степенью «теплоизоляции» основы зеркала. Выявлено, что для проточных и переточных систем охлаждения зеркал существуют оптимальные размеры охлаждающего слоя, обеспечивающие необходимую и достаточную тепловую эффективность. Предложен способ сравнения эффективности как теплообменника системы охлаждения зеркала, так и всего зеркала в целом.

Ключевые слова: лазерное зеркало, система охлаждения (СО), гидравлическое сопротивление, теплоотдача, тепловая эффективность, мощность на прокачку, термоперемещение

Для цитирования. Леонов Е.В., Шанин Ю.И. Сравнение тепловой эффективности лазерных зеркал и их систем охлаждения // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 2. С. 64–76. URL: https://tptmai.ru/publications.php?ID=184634

Original article

Comparison of thermal efficiency of laser mirrors and their cooling systems

E.V. Leonov¹, Yu.I. Shanin²

^{1,2}LUCH Research and Production Association, Research and Development Institute, Podolsk, Russian Federation ¹ShaninYuI@sialuch.ru^{\vee}

Abstract. A review and brief analysis of various approaches to assessing the thermal efficiency of heat exchange devices and heat exchangers and assessing the impact of heat exchange intensification on it

[©] Леонов Е.В., Шанин Ю.И., 2025

are provided. The intensity of heat transfer increases with an increase in the flow velocity of the working medium around the heat exchange surface. In a turbulent flow regime, the heat transfer coefficient increases proportionally to the velocity $V^{0,7}-V^{0,8}$. In this case, the hydraulic resistance of a complex topological surface increases proportionally to the square of the velocity (V^2), and the energy consumption to overcome the hydraulic resistance (to pump the coolant) increases proportionally to the cube of the velocity (V^3).

Most of the methods for assessing the efficiency of heat exchangers actually come down to one – the energy coefficient (the ratio of the thermal performance of the heat exchanger to the power for pumping the coolant), proposed by Academician M.V. Kirpichev. It is stated that: a) the choice of determining quantities is very important for constructing a successful method for comparing heat exchange surfaces, b) the optimal heat exchanger can be determined only for each specific case of application in accordance with the requirements imposed on it. Based on the analysis of the presented materials, conclusions were made that allow increasing heat transfer without a significant increase in hydraulic resistance and improving the efficiency of heat exchange surfaces.

It is established that the efficiency of the laser mirror heat exchanger is determined by the reduced heat transfer coefficient and the degree of "thermal insulation" of the mirror base. Using a channel cooling system as an example, the effect of changing the design parameter (channel height) and fin material on the efficiency of mirror cooling is illustrated under the condition of either a constant Reynolds number or a limited pressure drop due to friction in the cooling channel. It is revealed that for flow-through and transfer cooling systems of mirrors there are optimal dimensions of the cooling layer that provide the necessary and sufficient thermal efficiency. A method for comparing the efficiency of a CS and a mirror is proposed.

Keywords: laser mirror, cooling system (CS), hydraulic resistance, heat transfer, thermal efficiency, pumping power, thermal displacement

For citation. Leonov E.V., Shanin Yu.I. Comparison of thermal efficiency of laser mirrors and their cooling systems. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 2, pp. 64–76. (In Russ.). URL: https://tptmai.ru/publications.php?ID=184634

Введение

Многообразие способов интенсификации конвективного теплообмена и создание все новых форм конвективных поверхностей и конструкций теплообменных аппаратов тесно связаны с проблемой качественной и количественной оценки их тепловой эффективности при сравнении как между собой, так и с неким базовым вариантом. Интенсивность теплоотдачи увеличивают при форсировании скорости обтекания рабочей средой поверхности теплообмена. При турбулентном режиме течения коэффициент теплоотдачи растет пропорционально скорости $V^{0,7} - V^{0,8}$. Однако, при этом гидравлическое сопротивление сложной топологической поверхности увеличивается пропорционально скорости в квадрате (V^2), а расход энергии на преодоление гидравлического сопротивления (на прокачку теплоносителя) возрастает пропорционально кубу скорости (V^3). Таким образом, способ интенсификации теплообмена за счет увеличения скорости теплоносителя вызывает рост гидравлического сопротивления и затрат на прокачку, вследствие чего применение этого способа ограничено, особенно при ограничениях на располагаемый перепад давления.

На первом этапе создания новых способов интенсификации теплоотдачи и конструкций поверхностей теплообмена используются принципы технической оптимизации и сопоставления рассматриваемых вариантов. Эффективность различных поверхностей теплообмена можно сравнить несколькими способами [1–6]. В зависимости от целевых функций в качестве критерия оптимальности могут быть приняты разные величины. Критерием оптимальности должна быть единственная величина, наиболее полно отвечающая поставленной цели. В то же время авторы [7] утверждают, что среди исследователей процессов теплообмена и разработчиков теплообменных аппаратов нет достаточно установившихся взглядов по методу оценки эффективности интенсификации теплообмена, который позволяет выбрать эффективную поверхность теплообмена.

Большинство из методов оценки эффективности теплообменных аппаратов фактически сводится к одному – энергетическому коэффициенту, предложенному академиком М.В. Кирпичевым [8], $-E_0 = Q/N$ (где Q – теплая производительность теплообменного аппарата, N – мощность на прокачку теплоносителя). Максимально возможное тепло-гидравлическое совершенство сводится к выполнению условия $E_0 \rightarrow \max$, т.е. максимально увеличить Q при незначительном росте *N*. Авторы [9] утверждают и показывают, что во множественной литературе предложен ряд некоторых незначительных, не принципиальных, часто ухудшенных модификаций метода М.В. Кирпичева. Во многих случаях теплообменники сравниваются по теплопроизводительности Q/Q_0 и мощности на прокачку N/N_0 по отношению к какому-либо базовому варианту.

В силу специфических условий работы теплообменника лазерного зеркала прямой перенос результатов, полученных для других теплообменных поверхностей по их эффективности, на лазерные зеркала не возможен. В статье рассмотрены особенности, связанные с работой как теплообменника, так и всего зеркала в целом, с точки зрения обеспечения их наибольшей эффективности и сравнения между собой по этим критериям.

1. Тепловая эффективность поверхностей теплообмена

Как уже отмечалось выше, подавляющее большинство способов оценки тепловой эффективности поверхностей, применяемых различными авторами, может быть получено из методики академика М.В. Кирпичева [8], который предложил понятие энергетического коэффициента E_0 . Чем больше значение коэффициента E_0 , тем лучше способ интенсификации теплообмена и конструкции аппарата. Энергетический коэффициент позволяет проанализировать эффективность конвективных поверхностей как по одной стороне, так и для случая теплопередачи в теплообменнике. Главным недостатком применения Е₀ явилась его неоднозначность в зависимости от принятых скоростей рабочих сред, соотношений коэффициентов теплоотдачи, температур и др. С возрастанием скорости рабочих сред, даже при прочих равных условиях сравнения, значение коэффициента E_0 уменьшается, т.к. затраты на прокачку растут пропорционально кубу скорости.

Автор работы [6] разработал подход к оценке способа интенсификации конвективного теплообмена, исходя из понятия коэффициента теплоэнергетической эффективности поверхности теплообмена Е. При выводе уравнения для расчета сравнение поверхностей теплообмена выполняется в сопоставимых условиях (эталонном режиме). Е определяет, сколько передается теплоты при разности температур, равной 1 °C, при затратах 1 Вт энергии на движение рабочей среды при обтекании 1 м² поверхности теплообмена. Для определения Е существуют два способа – графический и аналитический [6]. Графический способ использует представление экспериментальных данных коэффициента теплоотдачи α и мощности на прокачку N₀ в логарифмических координатах. Аналитическое представление основано на известных законах сопротивления (коэффициента гидравлического сопротивления ξ) и теплоотдачи (числа Нуссельта Nu) в теплообменнике, выраженных в степенных зависимостях $\xi = A/\text{Re}^{\text{p}}$, Nu = $C\text{Re}^{\text{n}}\text{Pr}^{0,43}$ (где Re, Pr – числа Рейнольдса и Прандтля, А и С – постоянные). Чем больше значение коэффициента Е, тем лучше теплообменник. Достоинство метода количественной оценки интенсивности процесса теплоотдачи [6] заключается в постоянстве значения Е для данной конструкции поверхности в заданных условиях сравнения при всех принятых скоростях рабочих сред и Re.

В основу другой методики сопоставления теплообменных поверхностей положен коэффициент эффективности поверхности, впервые предложенный В.М. Антуфьевым [3] и развитый В.Ф. Юдиным [10], на основании энергетического коэффициента М.В. Кирпичева [8]. Формула для определения коэффициента эффективности поверхности η выводится аналитически на основании экспериментальных уравнений подобия теплоотдачи и гидравлического сопротивления образца и эталона. Уравнения подобия должны быть получены обязательно по единой методике обработки экспериментальных данных, а в качестве определяющего размера должен быть принят эквивалентный диаметр (например, гидравлический диаметр). Заметим, что выбор определяющих величин очень важен для построения удачной методики сравнения различных теплообменных поверхностей. Для сравнения между собой различных типов теплоотдающих поверхностей и разных теплоносителей принимается одна поверхность и один теплоноситель за эталон (любая поверхность и любой теплоноситель, обозначенный через нижний индекс «0»). Затем устанавливается соответствие между числами Re и Re₀ объекта сравнения и эталона в предположении о равенстве затрат энергии на прокачку теплоносителя, приходящихся на единицу поверхности теплообменника. Коэффициент эффективности поверхности теплообмена η определяется как отношение количеств теплоты q, переданных с единицы поверхности в образце и эталоне при равных затратах мощности на прокачку теплоносителя, приходящихся на единицу поверхности, и при равных температурных напорах Δt «теплоотдающая поверхность-теплоноситель» [10]:

$$\eta = (q/q_0) / (\Delta t_{\rm cr0} / \Delta t_{\rm cr}) =$$

= $\alpha / \alpha_0 = E / E_0 = f(\operatorname{Re}_0) = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$ (1)

т.е. как отношение коэффициентов теплоотдачи *а* или энергетических коэффициентов E (где η_1 – коэффициент, учитывающий влияние геометрических параметров; η_2 – коэффициент, учитывающий влияние турбулизации потока и теплопроводности ребер и теплоносителей; η_3 – коэффициент, учитывающий теплофизические свойства теплоносителей и теплопроводность ребер). С помощью предлагаемого метода можно сравнивать между собой эффективность различных поверхностей теплообмена, для различных теплоносителей в разных условиях обтекания - поперечного, продольного, внутреннего и наружного. В случае применения одного теплоносителя при одинаковых его физических параметрах $\eta_3 = 1$, $\eta = \eta_1 \eta_2$. Влияние теплоносителя на одну и ту же поверхность устанавливается при $\eta_1 = 1$, тогда $\eta = \eta_2 \eta_3$. Авторы [9] склоны утверждать, что коэффициент η необходимо классифицировать в качестве простого и физически ясного критерия оценки эффективности интенсификаторов теплообмена, каналов, теплообменных аппаратов. Теплообменник, имеющий качество на уровне $\eta = \max$, и интенсификаторы теплообмена, обеспечившие такое качество, является максимально эффективным (оптимальным). При этом нет необходимости при проектировании теплообменника проводить его предварительный пересчет с целью приведения сравниваемых теплообменных аппаратов (поверхностей) к некоторым условным аппаратам, имеющим, например, равные мощности на прокачку или тепловые производительности. Заметим, что оптимальный теплообменник может быть определен только для каждого конкретного случая при соблюдении условий работы и требований к теплообменнику.

Качественно интенсификация конвективного теплообмена и сравнительная оценка теплообменных поверхностей рассмотрены в работе [5]. Сопоставляются две поверхности: одна - эталон, другая – объект сравнительной оценки. Сравнение проводится по количеству теплоты, передаваемой за единицу времени Q, затрачиваемой мощности N, площади поверхности теплообмена F. Вводятся отношения тепловых потоков Ко (при одинаковых N и F), мощностей K_N (при одинаковых Q и F), площадей K_F (при одинаковых Qи N) для сравнительной оценки с эталоном. Решение задачи сводится к определению Ко (при $K_{\rm N} = 1, K_{\rm F} = 1$), $K_{\rm N}$ (при $K_{\rm Q} = 1, K_{\rm F} = 1$), $K_{\rm F}$ (при $K_{\rm O} = 1, K_{\rm N} = 1$) и проводится графическим методом в логарифмических координатах.

Метод, предложенный в [1, 2], применим для выявления интенсифицирующего влияния различных турбулизаторов, нанесенных на однотипную теплообменную поверхность и неприменим при сопоставлении эффективности разнотипных поверхностей нагрева. Эффективность интенсификации теплообмена оценивается по трем критериям. При сравнении предполагается, что сравниваемые каналы теплообменников имеют одинаковые эквивалентные диаметры.

Для оценки эффективности использования различных интенсификаторов теплообмена в литературе часто рекомендуется использовать коэффициент $\psi = (\overline{\text{Nu}}/\overline{\xi}) = (\text{Nu}/\text{Nu}_{rn})/(\xi/\xi_{rn})$, который можно переписать в форме $\overline{E}' = E'/E'_{rn}$, т.е. представить отношением коэффициентов E' и E_0' для теплообменной поверхности с интенсификаторами (шероховатая поверхность – Nu, ξ) и без них (гладкая поверхность – Nu_{гл}, ξ_{rn}). Но по утверждению авторов [9] данный коэффициент представляет лишь косвенную, неявную информацию о совершенстве сравниваемых теплообменных поверхностей.

Ранее авторами [11] предложено для оценки тепловой эффективности поверхностей, подвергающихся одностороннему нагреву (т.е. для поверхностей с различным оребрением), применять координаты $\alpha_{np} - \Delta p/l$ (где α_{np} – приведенный к теплообменной стороне подложки зеркала коэффициент теплоотдачи, Δp – перепад давления из-за трения в СО на длине *l*). Выявление лучшей в тепловом отношении поверхности производится при одинаковых температурных напорах и $\Delta p/l$ = const, а лучшей в гидравлическом отношении – при α_{np} = const во всем практически интересном диапазоне $\Delta p/l$ или α_{np} .

На основе анализа приведенных материалов сделаны выводы: 1) необходимо помнить, что реализация потенциальных возможностей сложных поверхностей, интенсифицирующих процесс, зависит от возможностей технологии; 2) классическими направлениями форсирования теплообменных устройств являются увеличение компактности системы за счет измельчения структуры и увеличение скоростей течения теплоносителя, которые противоречат друг другу; 3) целесообразность применения той или иной теплообменной поверхности определяется эксплуатационным рабочим интервалом значений числа Re и поэтому необходимо проводить сравнение на концах отрезка Re; 4) для дальнейшего существенного увеличения эффективности теплообменных поверхностей и разработки методов сравнения их эффективности необходимы новые идеи.

При применении способа интенсификации или типа теплообменной поверхности необходимо помнить следующее: 1) первоначально необходимо выбрать наиболее эффективную поверхность среди серии однотипных поверхностей, затем интенсифицировать теплоотдачу на ней и в дальнейшем ее сопоставлять с лучшими эталонами других поверхностей; 2) необходимо иметь зависимости теплоотдачи и гидравлического сопротивления при изменении числа Re, определенные и обработанные по одной методике с применением единого подхода к определению характерных величин (размера, скорости); 3) интенсифицирующий теплоотдачу эффект вырождается с ростом числа Re в турбулентной области чисел Re; 4) диапазон переходных чисел Re (от конца ламинарного течения до развитого турбулентного течения Re $\approx 10^3$) наиболее интересен и наименее исследован с точки зрении наивысшей эффективности; 5) кривые сравнительной эффективности по числу Рейнольдса Re, как правило, должны иметь экстремум и всякая поверхность характеризуется некоторой областью чисел Re, в которой эффективность наибольшая.

2. Эффективность теплообменника зеркала

В зависимости от функционального назначения теплообменника могут сопоставляться не только его теплоэнергетические эффективности. Например, такие устройства как лазерные зеркала среди других важных параметров имеют ограничения на термоперемещение оптической поверхности, которые и диктуют выбор типа и материала теплообменника зеркала. Автор [12] предложил критерии, определяющие качество теплообменных поверхностей, применяемых для интенсификации теплообмена в однофазных потоках в каналах. Но положение осложняется в новых, специфических областях применения высокоэффективных теплообменников [13], работа которых характеризуется односторонним подводом теплоты и ограничением термоперемещения подложки зеркала со сформированной на ней оптической поверхностью.

Систему охлаждения зеркала характеризует приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{np} = q/g_n$ (или коэффициент интенсификации теплоотдачи $K_{\rm ин} = \alpha_{np}/\alpha$, где α – осредненный коэффициент поверхностной теплоотдачи), а температурное поле по высоте зеркала характеризует коэффициент «теплоизоляции» $K_{\rm TH} = g_0/g_n$, как отношение избыточных относительно теплоносителя температур теплообменных сторон основы g_0 и подложки g_n . Эти величины определяются в эксперименте и их достаточно для однозначного определения термодеформированного состояния конструкции лазерного зеркала [14].

2.1. Проточные системы охлаждения

Ниже приведены результаты аналитического и экспериментального исследования проточных СО (канальных, вафельных, щеточных) применительно к лазерным зеркалам и достигнутые на них предельные характеристики. Системы исследованы при воздействии на них одностороннего теплового потока. Ранее рассматривалась оптимизация коэффициента интенсификации К_{ин} по размерам канала лишь по его пористости [14]. Здесь аналитически рассмотрено влияние высоты канала и материала конструкции на безразмерные характеристики теплообмена $K_{ин}$ и $K_{ти}$. При этом накладывались как ограничения по безразмерной скорости (Re), так и по градиенту давления ($\Delta p/l$). Увеличение высоты канала приводит к многостороннему воздействию на характеристики системы. При постоянной ширине канала δ_{κ} коэффициент развития поверхности $K_{\rm F}$

$$K_F = \prod_{\kappa} / (\delta_{\rm p} + \delta_{\kappa}) = 2(1 + h_{\kappa}/\delta_{\kappa}) / (1 + \delta_{\rm p}/\delta_{\kappa})$$
(2)

увеличивается пропорционально высоте канала h_{κ} (где Π_{κ} – периметр прямоугольного канала, δ_{κ} , *δ*_p – ширина канала и ребра). При одновременном улучшении характеристик Кин и Кти (увеличении $K_{\text{ин}}$ и снижении $K_{\text{ти}}$) при росте $h_{\text{к}}$ происходит уменьшение эффективности ребра. Ниже на конкретном примере рассмотрено поведение характеристик K_F, K_{ин}, K_{ти} для двух СО при турбулентном течении воды комнатной температуры в них при переменной высоте канала, нарезанного в меди. В первом случае δ_p и δ_k одинаковы $\delta_{\rm p} = \delta_{\rm k} = 1$ мм (пористость $\varepsilon = \delta_{\rm k}/(\delta_{\rm k} + \delta_{\rm p}) = 0,5),$ во втором случае $\delta_p = 0.5$ мм, $\delta_k = 1.5$ мм ($\varepsilon = 0.75$). В первом варианте исследовались характеристики при фиксированном Re (Re = 5×10^3 , Re = 10^4), рисунок 1.



Рис. 1. Зависимость характеристик от высоты канала при Re = const: 1, 2 – $\delta_k = \delta_p = 1$ мм, $\varepsilon = 0.5$; 3, 4 – $\delta_k = 1.5$ мм, $\varepsilon = 0.75$; 1, 3 – Re = 5×10^3 ; 2, 4 – Re = 10^4

Во втором случае фиксировался перепад давления Δp на длине теплообменника l, рисунок 2. При этом для чисел Рейнольдса Re_i и расхода \overline{G}_i получены следующие связи с геометрическими размерами *i*-ого канала

$$Re_{i} = Re_{0} \left(d_{ri} / d_{r0} \right)^{3/(n+2)},$$

$$\overline{G}_{i} = G_{i} / G_{0} = \left(F_{\kappa i} / F_{\kappa 0} \right) \left(d_{ri} / d_{r0} \right)^{3/(n+2)}$$
(3)

где d_{r0} , $F_{\kappa o}$ – гидравлический диаметр и площадь канала при какой-то фиксированной высоте канала (в нашем случае $h_{\kappa 0} = 6$ мм); n – показатель в законе гидравлического сопротивления, G – расход теплоносителя. При линейном изменении $h_{\kappa i}$ имеем $F_{\kappa i} = \delta_{\kappa 0}h_{\kappa i}$ и закон изменения удельного расхода примет вид

$$\overline{G}_{i} = G_{i} / G_{0} = (h_{\kappa i} / h_{\kappa 0}) \times \\ \times \left\{ \left[h_{\kappa i} \left(\delta_{\kappa i} + h_{\kappa 0} \right) / h_{\kappa 0} \left(\delta_{\kappa 0} + h_{\kappa i} \right) \right] \right\}^{3/(n+2)}$$
(4)

За начало числа Re принято Re = 10^4 , поведение характеристик \overline{G}_i , $\overline{\text{Re}}_i$ нанесено на рисунке 2.



Рис. 2. Зависимость характеристик от $h_{\rm k}$ при $\Delta p/l = {\rm const}~({\rm Re}=10^4)$: сплошная линия – 1, штриховая линия – 2; 1 – $\delta_{\rm k}$ = 1 мм, ε = 0,5; 2 – $\delta_{\rm k}$ = 1,5 мм, ε = 0,75

При расчете теплоотдачи использовалась формула Михеева М.А., для расчета $K_{\rm ин}$ – выражение, полученное в [14] и записанное ниже с учетом изменения в расчетах только величины $\bar{h} = h_{\rm k}/d_{\rm r}$:

$$K_{\rm IH} = \frac{\alpha_{\rm IIP}}{\alpha_0} = \frac{(1-\varepsilon)\sqrt{D}}{{\rm Bi}_0} \frac{(1-\varepsilon)\sqrt{D}\operatorname{th}(\sqrt{D}\ \bar{h}) + \varepsilon {\rm Bi}_0}{(1-\varepsilon)\sqrt{D} + \varepsilon {\rm Bi}_0\operatorname{th}(\sqrt{D}\ \bar{h})} + \varepsilon_0,$$
⁽⁵⁾
rge $D = {\rm Bi}/(1-\varepsilon), \ {\rm Bi} = (\alpha_V d_{\rm r}^2)/\Lambda = \frac{\left[2\varepsilon {\rm Nu}(2\bar{h}-1)\right]}{(\Lambda\bar{h})},$

Ві₀ = Nu/ Λ – число Био, $\Lambda = \lambda/\lambda_{\pi}$, α_V – коэффициент объемный теплоотдачи. Для расчета $K_{\tau \mu}$ использовано выражение, полученное в [14] при изменении высоты канала h_{κ} :

$$K_{\text{TH}} = \left\{ -\operatorname{ch}\left[\sqrt{\frac{\operatorname{Nu}}{\Lambda}}\sqrt{\frac{2}{d_{\text{r}}\delta_{\text{p}}}}h_{\text{K}}\right] + \frac{1}{\sqrt{\operatorname{Nu}/\Lambda}} \left[\sqrt{\operatorname{Nu}}\sqrt{\frac{2}{d_{\text{r}}\delta_{\text{p}}}}\right]^{-1} \right\}^{-1} \quad (6)$$

$$+\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}\frac{\sqrt{\mathrm{Nu}/\Lambda}}{\sqrt{2/d_{\mathrm{r}}\delta_{\mathrm{p}}}}\operatorname{sh}\left[\sqrt{\frac{\mathrm{Nu}}{\Lambda}}\sqrt{\frac{2}{d_{\mathrm{r}}\delta_{\mathrm{p}}}}h_{\mathrm{K}}\right]\right\} \quad .$$

Представленное на графиках отношение Кин/Кг хорошо иллюстрирует достигаемую эффективность ребра по сравнению с максимально возможной – K_F. Характерным является уменьшение интенсифицирующего эффекта с ростом числа Re (см. рисунки 1, 2). При ограничении Re = const $K_{\rm ин}$ постоянно увеличивается с ростом $h_{\rm K}$ при уменьшающейся скорости изменения, но не достигает максимума в исследованном диапазоне высот $h_{\kappa} = (1-6)$ мм. При ограничении $\Delta p/l$ практически при $h_{\kappa} = (3-4)$ мм (h = (1, 5-1, 8)) имеет место $K_{\text{ин}} = \text{const}$ и дальнейшее увеличение $h_{\text{к}}$ с целью повышения Кин не имеет смысла. Здесь необходимо помнить, что при этом имеет место дальнейшее уменьшение К_{ти}, который в свою очередь сильно зависит от пористости и интенсивности течения (Re).

Проанализировано влияние на характеристики $K_{\text{ин}}$ и $K_{\text{ти}}$ коэффициента теплопроводности конструкционного материала. Использованы те же конструкции, что и выше, и те же режимы течения (Re = 5×10³, Re = 10⁴), но при этом зафиксирована относительная высота канала \bar{h} (\bar{h} = 1,0; \bar{h} = 2,5). Как и следовало ожидать $K_{\text{ин}}$ и $K_{\text{ти}}$ с ростом относительного коэффициента теплопроводности увеличиваются. При этом для низкотеплопроводных материалов скелета (инвар, нержавеющая сталь) оребрение может снижать приведенную теплоотдачу ($K_{\text{ин}} < 1$), рисунок 3 a. Для относительно низких каналов ($\overline{h} < 1$) и средних пористостей ($\varepsilon = 0,5$) в диапазоне $200 < \Lambda = \lambda/\lambda_{\rm sc} < 630$ наблюдается слабая зависимость $K_{\rm uh}$ от Λ , что объясняется практически равномерным распределением температуры по периметру канала при одностороннем тепловом потоке. Этот факт подтверждается поведением $K_{\text{ти}}$ для этих каналов, рисунок 3 б. Отметим, что материал может оказывать сильное воздействие на $K_{\rm uh}$ и увеличение Λ при неизменной $h_{\rm k}$ может быть столь же эффективно, как и увеличение h_{κ} при одном и том же материале. Создание же системы высоких узких каналов технологически сложно. При увеличении скорости теплоносителя, несмотря на уменьшение комплекса $K_{\rm uh}$, безразмерная приведенная теплоотдача Nu_{ин} растет и поэтому добиться одинаковых К_{ти} можно, уменьшая одновременно $h_{\rm k}$.

Аналогично можно проанализировать влияние материала конструкции на расширение пакета охлаждения зеркала (проявляющееся через коэффициент линейного расширения β), что важно для теплообменников лазерных зеркал.

При уменьшении d_{Γ} канала и одновременном увеличении (или сохранении постоянной) h_{κ} отношение $h_{\kappa}/\delta_{\kappa}$ (h_{κ}/d_{Γ}) увеличивается и d_{Γ} стремится к значению, характерному для плоской щели $d_{\Gamma} \approx 2\delta_{\kappa}$. Наблюдается только ламинарный режим течения теплоносителя в каналах с большой гидравлической длиной (($l_{\kappa}/d_{\Gamma} > 0,07$ Re). Теплоотдача в таких каналах при условии q = const постоянна (Nu ≈ 8). Экстремальные значения теплонотдачи в щелевой СО соответствуют оптимальной пористости $\varepsilon = 0,5$. Для таких условий и предположении th($mh_{\kappa} + \varphi$) ≈ 1 (где $m = \sqrt{2\alpha / (\delta_{p}\lambda)}$, th $\varphi = \varepsilon \alpha / [(1 - \varepsilon) m\lambda] \le 1$) уравнение приведенной теплоотдачи Nu_{пр} модифицируется к виду

$$Nu_{np} = Nu / 2 + \sqrt{Nu\Lambda}, \qquad (7)$$

и максимально достижимая интенсификация теплоотдачи равна

$$K_{\rm \tiny HH}^{\rm np} = {\rm Nu}_{\rm np} / {\rm Nu} = 0,5 + \sqrt{\Lambda/{\rm Nu}}. \tag{8}$$

Эта зависимость при условии Nu = 8 трансформируется к виду

$$K_{\rm HH}^{\rm np} = 0,5 + \sqrt{\Lambda/8},$$
 (9)

и представлена на рисунке 3.



Рис. 3. Зависимость интенсификации теплоотдачи (*a*) и коэффициента теплоизоляции (*б*) от коэффициента теплопроводности материала ($Pr_{**} = 7$, $\lambda = 0,6$ BT/($M \times K$)): 1A1, 1A2, 1B1, 1B2 – $\delta_k = 1$ мм, $\varepsilon = 0,5$; 2A1, 2A2, 2B1, 2B2 – $\delta_k = 1,5$ мм, $\varepsilon = 0,75$; A – Re = 5×10³; B – Re = 10⁴; 1A1, 1B1 – $h_{\kappa} = 1$ мм, $\bar{h} = 1$; 1A1, 1B1 – $h_{\kappa} = 1$ мм, $\bar{h} = 1$; 2A1, 2B1 – $h_{\kappa} = 4$ мм, $\bar{h} = 2,5$; 1A2, 1B2 – $h_{\kappa} = 1$ мм, $\bar{h} = 0,833$; 2A2, 2B2 – $h_{\kappa} = 4$ мм, $\bar{h} = 0,833$; 3 – по формуле (9)

2.2. Пористые переточные системы охлаждения

В данном разделе с точки зрения эффективности теплообмена проведен краткий анализ решений, полученных для расчета двумерных полей температуры и теплоотдачи в охлаждаемом слое зеркала в приближении пористого тела [13]. Пористая среда рассматривается как гомогенная смесь двух сплошных сред – твердого каркаса пористого тела и движущейся жидкости. Интенсивность теплообмена между каркасом и жидкостью по закону Ньютона в приближении пористого тела характеризуется коэффициентом объемной теплоотдачи

$$\alpha_V = \alpha_0 K_{\pi},$$

где $K_{\rm п}$ – удельная смоченная поверхность пор в расчете на единицу объема пористой среды (или компактность), α_0 – средний коэффициент поверхностной теплоотдачи между каркасом и жидкостью. В [13] решена двумерная задача конвективного теплообмена – найдены поля температуры каркаса и жидкости в плоском однородном пористом слое толщиной $h_{\rm K}$ и длиной l, нагреваемом со стороны теплообменной поверхности подложки тепловым потоком плотностью qи охлаждаемом однофазным теплоносителем, который движется плоскопараллельным потоком со скоростью фильтрации $w_{\rm ф}$. Для анализа распределения температуры в пористом слое удобны пространственные масштабы $\delta_{\rm K} = \sqrt{\lambda_{\rm K}/\alpha_V}$ и $\delta_{*} = \rho c_p w_{\phi} / \alpha_V$ (где ρ, c_p – плотность и теплоемкость жидкости, λ_{κ} – коэффициент теплопроводности каркаса пористого слоя в направлении теплового потока). Масштаб δ_{κ} характеризует глубину прогрева каркаса в направлении теплового потока, а масштаб $\delta_{\rm m}$ – длину подогрева жидкости в направлении ее течения. Первый из них может служить мерой толщины охлаждаемого слоя, второй – мерой длины межколлекторного расстояния для многозаходных (переточных) СО. Величина $\alpha_{\rm k} = \lambda_{\rm k} / \delta_{\rm k} = \sqrt{\lambda_{\rm k}} \alpha_{\rm V}$ характеризует предельную теплоотводящую способность каркаса и может рассматриваться как коэффициент эффективной (приведенной) теплоотдачи апр теплообменной стороны подложки зеркала. По аналогии с характеристиками Кин и К_{ти}, характеризующими эффективность проточных СО, рассмотрим повышение эффективности пористого охлаждения с точки зрения оптимизации пористого охлаждаемого слоя и достижения предельных характеристик. С целью снижения перегревов подложки выгодно уменьшать межколлекторное расстояние *l*, увеличивать расход жидкости G и толщину охлаждаемого слоя h_{κ} , т.к. при этом уменьшается подогрев теплоносителя. Резервом интенсификации теплообмена является увеличение α_V , λ_{κ} и λ_{κ} . Увеличением параметров $h_{\rm K}$ и α_V до бесконечности получен физический предел для α_{np} СО лазерных зеркал с пористым каркасом:

$$\alpha_{\rm np} \le 1.5 \sqrt{\pi \rho_{\star} c_{p} w_{\phi} \left(\lambda_{\kappa} + \lambda_{\star}\right) / 4l}.$$
(10)

Из (10) следует, что $\alpha_{\rm пр}$ увеличивается при использовании воды как теплоносителя и высокотеплопроводных конструкционных материалов (медь, бронза, кремний, карбид кремния, молибден). В случае пренебрежения подогревом теплоносителя по сравнению с температурным напором (по мере уменьшения *l*, увеличения $\rho c_{\rm p} w_{\rm ф}$ и ($\lambda_{\rm K} + \lambda_{\rm ж}$) при конечной величине α_V) $\alpha_{\rm пр}$:

$$\alpha_{\rm np} = \sqrt{\alpha_V / \delta_{\kappa}} = \sqrt{\alpha_V \lambda_{\kappa}}, \qquad (11)$$

т.е. теплоотдача достигает наибольших значений при использовании высокотеплопроводных конструкционных материалов. Таким образом наиболее эффективным теплообменником при пористом охлаждении является теплообменник с наибольшим α_{np} при высоте пористого слоя, при которой практически не происходит перехода тепла в основу зеркала. Важно также правильно выбрать h_{κ} . Максимуму α_{np} соответствует и оптимальная толщина пористого слоя $h_{ont} = (2-3)\delta_{\kappa}$ (для водоохлаждаемых медных структур характерны величины $\alpha_{v} \approx 10^{8}$ BT/(м³×K), $\delta_{\kappa} \approx 1$ мм, $\delta_{\kappa} \approx 100$ мм, l = (10-100) мм, тогда $h_{ont} = (2-3)$ мм, $\alpha_{np} \approx 10^{5}$ BT/(м²×K)). При больших h_{κ} (практически при $h_{\kappa}/\delta_{\kappa} > 3$) температура его нижней границы (на теплообменной стороне основы) почти не отличается от температуры жидкости, т.е. $K_{nn} \rightarrow 0$. При этом α_{np} рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{\rm np} = \sqrt{\lambda_{\kappa} \alpha_{\nu} / \left(1 + \frac{16l \alpha_{\nu}}{9 \pi \rho_{\rm s} c_p w_{\rm p} (1 + \lambda_{\rm s} / \lambda_{\rm k})}\right)}.$$
(12)

Расчеты при охлаждении водой пористого слоя по формуле (12) для $\lambda_{\kappa} = 200 \text{ Bt/(м×K)}, w_{\Phi} = 1 \text{ м/c},$ $\lambda_{\rm w} = 0.6 \text{ Bt/(м×K)}$ дают: а) при $\alpha_V = 10^8 \text{ Bt/(м^3×K)},$ l = 100 мм $\alpha_{\text{пр}} = 0.92 \times 10^5$ Вт/(м²×К), при l = 10 мм $\alpha_{\rm mp} = 1,33 \times 10^5$ Вт/(м²×К); б) при $\alpha_V = 10^{10}$ Вт/(м³×К) и l = 100 мм $\alpha_{\rm rnp} = 1,22 \times 10^5$ Вт/(м²×К), при l = 10 мм $\alpha_{\rm пр} = 3,73 \times 10^5$ Вт/(м²×К). У современных пористых СО зеркал α_V не превышает значений 10^{8} – 10^{9} Вт/(м³×К). Из проведенного анализа эффективности СО лазерного зеркала как теплообменного устройства следует, что необходимо стремиться к получению: 1) наибольшего коэффициента $\alpha_{\rm пр}$, памятуя о том, что $K_{\rm ин}$ имеет оптимум по пористости при различных числах Рейнольдса; 2) минимального К_{ти} (основа практически теплоизолирована при выполнении условия $K_{\text{ти}} < 0.05$ или $mh_{\kappa} > 3$).

3. К оценке эффективности лазерного зеркала

Термодеформации зеркала прямо связаны с интенсивностью теплообмена (коэффициентом $\alpha_{пр}$), площадью теплообмена *S*, расходом теплоносителя *G* и его теплоемкостью *C*_p. Очевидно, широко распространенная в теплотехнике оптимизация по критерию энергетической оценки [8]:

$$E = Q_{\rm otb} / N, \tag{13}$$

(где $Q_{\text{отв}} = \alpha S \Delta t_{\alpha}$ – отводимое тепло (α – средний коэффициент теплоотдачи, Δt_{α} – температурный напор), и $N = \Delta p G / \rho$ – мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя) не может быть прямо использована применительно к СО металло-

оптики. Во-первых, существует некоторый совершенно определенный из допустимых термодеформаций W максимальный перепад температур Δt_{α} :

$$W \propto \Delta t_{\alpha} \le Q_{\text{подв}} / (\alpha S), \qquad (14)$$

то есть комплекс (αS) $\geq (\alpha S)_{min}$. Во-вторых, существует допустимый нагрев жидкости Δt_G в СО, определяемый также из допустимых термодеформаций:

$$\Delta t_G \le Q_{\text{подв}} / (C_p G), \tag{15}$$

т.е. $(C_p G) \ge (C_p G)_{min}$. Таким образом, критерий энергетической оценки может быть полезен при комплексной оценке эффективности СО, но с двумя вышеуказанными ограничениями. Следует отметить двойственное поведение расхода при оптимизации критерия *E* в формуле (13). С одной стороны для увеличения *E* нужно потребовать уменьшения комплекса ΔpG (для канальной проточной СО $\Delta pG \sim AG^{2,75}$), а с другой стороны комплекс C_pG должен быть максимальным для снижения Δt_G . Отсюда неравенство (15) переходит в уравнение $G = G_{min}$. Тогда выражение для *E* можно представить в виде:

$$E = S\alpha \rho \Delta t_{\alpha} / (\Delta p G)_{\min},$$

или при фиксированном теплоносителе и перегреве

$$E = A_0 S \alpha / \Delta p, \qquad (16)$$

где $A_0 = \rho \Delta t_{\alpha}/G_{\min}$ – постоянная величина при определенных условиях. Следует максимизировать критерий *E*. Для канальной CO: Nu = $\alpha d_r / \lambda = B \operatorname{Re}^{0.8}$ или $\alpha = B \lambda / d_r (w d_r / v)^{0.8}$ и $\Delta p = \xi L / d_r (0.5 \rho w^2)$, где $\xi = 0.316 (w d_r / v)^{-0.25}$,

w – скорость теплоносителя, *v* – кинематическая вязкость. Подставляя в (16), получим:

$$E = A_0 2B\lambda (wd_r / v)^{1.05} S / (0,316\rho L w^2).$$

Если $L, h_{\kappa}, \delta_{\kappa}$ – длина, высота и ширина канала, то:

$$E = A_1 F_{\kappa}^2 n, \qquad (17)$$

где $A_1 = 8A_0B\lambda/(0,316vG_{min}), F_{\kappa} = \delta_{\kappa}h_{\kappa}$ – площадь канала, n – количество каналов в СО. Из (17) видно, что канальная СО однозначно макси-

мизируется при увеличении проходной площади и увеличении количества каналов. Очевидны ограничения этой тенденции за счет уменышения стока тепла от подложки по ребрам и перехода к ламинарному режиму течения. Следует, однако отметить, что переход к ламинарному течению в узких прямоугольных каналах может не сильно изменить коэффициенты теплообмена вследствие существующих вторичных течений, способствующих перемешиванию жидкости в канале. В общем случае СО зеркал можно сравнивать по эффективности максимизируя модифицированный критерий энергетической оценки при ограничениях:

$$E_{m} = \begin{cases} \alpha S / \Delta p, \\ \alpha S \ge (\alpha S)_{\min}, \\ G = G_{\min}. \end{cases}$$
(18)

Функция $E_{\rm m}$ однозначно повышается с возрастанием аргумента αS , Δp определяется конструкцией СО и вполне определенным расходом $G_{\rm min}$. Примерный характер поведения $E_{\rm m}$ от $\alpha S/\Delta p$ приведен на рисунке 4, при этом (αS)_{max} определяется возможностями СО.



Рис. 4. Ожидаемый характер поведения модифицированного критерия энергетической оценки *E*_m для СО лазерного зеркала

Далее рассмотрена задача о перемещении оптической поверхности зеркала при некоторых упрощениях, в частности без учета подогрева теплоносителя. Поверхность перемещается за счет изгиба W_{μ_3} и терморасширения W_p .

3.1. К учету терморасширения зеркала

Терморасширение *W*_р в свою очередь имеет несколько составляющих

$$W_{\rm p} = \delta_1 + \delta_2 + \beta H \vartheta_0 / 2$$

или

$$W_{\rm p} = \frac{q\beta h}{\alpha_{\rm np}} \left(1 + \frac{\alpha_{\rm np} h}{2\lambda} \right) + \frac{q\beta}{\alpha_{\rm np} m} f(mh_{\rm K}) K_{\rm TH} + \frac{\beta H q K_{\rm TH}}{\alpha_{\rm np}},$$
(19)

где
$$K_{\text{ти}}f(mh_{\text{к}}) = \frac{\left\{ \text{th}(mh_{\text{k}}) + \frac{\alpha\varepsilon}{(1-\varepsilon)\lambda m} \left[1 - \frac{1}{\text{ch}(mh_{\text{k}})} \right] \right\}}{\left[1 + \frac{\alpha\varepsilon \text{ th}(mh_{\text{k}})}{(1-\varepsilon)\lambda m} \right]}$$

 $m = \sqrt{\alpha \Pi_p / (\lambda S_p)}$, Π_p , S_p – периметр и площадь ребра в CO, h, H – толщина подложки и основы зеркала. Первый член в уравнении (19) соответствует расширению по высоте подложки зеркала, второй – охлаждающего слоя, третий основы зеркала. При равномерной тепловой мощности, распределенной по всей оптической поверхности зеркала, расширение зеркала по высоте не приводит к изгибному искажению оптической поверхности.

3.2. К учету изгиба зеркала

Перемещение оптической поверхности прямоугольной формы за счет изгиба вдоль координаты *x*:

$$W_{_{\rm H3X}} = M_{_{\rm TX}} L_X^2 / 2D,$$
 (20)

где $M_{xx} = (E\delta_1 + E_x\delta_2)H/[2(1-\kappa)]$ – изгибающий температурный момент, $D = EH^3/[12(1-\kappa^2)]$ – цилиндрическая жесткость зеркала, L_X – размер зеркала по координате x, E, κ – модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала основы зеркала, т.е.

$$\frac{M_{xX}}{2D} \approx \left(\frac{E}{1-\kappa}\delta_1 + \frac{E_x}{1-\kappa}\delta_2\right) \frac{3(1-\kappa^2)}{EH^2} \approx \frac{3(1+\kappa)}{H^2} \left[\delta_1 + (1-\varepsilon)\delta_2\right].$$

При сравнении примем, что вся подложка толщиной *h* нагружена равномерным тепловым потоком *q* и при $1/\alpha_{np} >> (h_1/2\lambda)$, $\mathcal{G}_0 << \mathcal{G}_n$, $K_{_{TH}}f(mh_{_{\rm K}}) \approx 1$ и перемещение $W_{_{\rm H3}}$ можно представить в виде:

$$W_{H3} \approx 3(1+\kappa)\beta \frac{q}{\alpha_{np}} h\left(\frac{L_X}{H}\right)^2 \left(1 + \frac{\alpha_{np}h}{2\lambda} + \frac{1}{mh}\right) = (21)$$
$$= 3(1+\kappa)\beta \frac{q}{\alpha_{np}} h\left(\frac{L_X}{H}\right)^2 K_c,$$

где *β* – коэффициент линейного расширения (КЛР) материала и

$$K_c = \left(1 + \frac{\alpha_{\rm np}h}{2\lambda} + \frac{1}{mh}\right).$$
(22)

Зависимость (21) при сравнении эффективности охлаждаемых зеркал по достижению минимального перемещения за счет изгиба позволяет «отстроится» от условий проведения эксперимента (уровня и размеров нагрузки) и выявить влияние на $W_{\rm H3}$ материала конструкции и режимных параметров, проявляющееся через комплекс ($\beta / \alpha_{\rm пp}) K_c$. При ограничении перепада давления в теплообменнике СО зеркала его энергетическую эффективность при одностороннем тепловом потоке предлагается определять, как и в [11], в координатах $\alpha_{\rm пp} - (\Delta p / l)$ и считать наиболее эффективным теплообменник, обеспечивающий максимальный α_{np} при фиксированном ($\Delta p/l$). Ошибочно считать, что теплообменник лучший в энергетическом смысле, будет лучшим по термоперемещениям.

4. Предлагаемый метод оценки эффективности лазерного зеркала

Для иллюстрации анализа, проведенного в разделе 3, сравнивались лазерные зеркала с различными теплообменными поверхностями, характеристики которых приведены в таблице 1. Результаты по гидравлике и теплоотдаче получены на макетах экспериментально по методике стационарного одномерного теплового потока на специальном автоматизированном стенде [14] и в виде зависимостей $\Delta p(w_{\rm b})/l$, $\alpha_{\rm np}(w_{\rm b})$, $\alpha(w_{\rm b})$ (где w_{ϕ} – скорость фильтрации) представлены в таблице 2. Для различных СО и одном теплоносителе в качестве физического размерного аргумента при сравнении выбрана скорость фильтрации *w*_ф, рис. 5 (она хорошо определяется как в структурах с искусственной (открытой) пористостью (каналы, вафли, щетки и т.п.), так и в пористых вставках). При изменении теплоносителя может быть использована массовая скорость ρw_{ϕ} , в случае отсутствия точных характеристик пористого слоя - удельная расходонапряженность \overline{G} (отношение расхода к площади подложки).

Номер макета	СО	Размеры СО						λ,	β×10 ⁶ ,	
		$\delta_{\!\scriptscriptstyle \rm K}$, мм	<i>h</i> к, мм	$\delta_{ m p},$ мм	$d_{ m r}$, мм	ε	<i>ф</i> , град	<i>ү</i> , град	Вт/(м×К)	1/K
1	Канальная	1,21	3,15	0,84	1,75	0,59	-	-	15,6	1,2
2	Вафельная	1,64	1,62	1,47	1,63	0,77	90	0	380	16,7
3	Вафельная	0,92	3,06	1,59	1,42	0,6	60	120	380	16,7
φ – угол пересечения каналов в вафельной системе охлаждения (BCO), γ – угол атаки BCO										

Таблица 1. Характеристики СО лазерных зеркал

Таблица	2.	Теплоф	ризические	характ	еристики	C	D
---------	----	--------	------------	--------	----------	---	---

Номер макета	$lpha_{ m np}(w_{ m \varphi}), \ { m BT}/({ m M}^2 imes { m K})$	<i>а</i> (<i>w</i> _ф), Вт/(м ² ×К)	$\Delta p/l(w_{\Phi}),$ Па/м
1	$\begin{array}{c} 13228 \ w_{\varphi}^{0,77} \\ 0,35 \leq w_{\varphi}, \ \text{M/c} \leq 10 \end{array}$	$10430 w_{\Phi}^{0,8}$	$4,52 \times 10^4 w_{\Phi}^{1,73}$
2	$58040w_{\phi}^{0.573}$ $0.4 \le w_{\phi}, \text{M/c} \le 7$	$29235w_{\Phi}^{0,77}$	$1,47 \times 10^5 w_{\Phi}^{1.88}$
3	$139740 w_{\phi}^{0.564}$ $0,03 \le w_{\phi}, \text{ M/c} \le 0.8$	$64557 w_{\Phi}^{0,77}$	$1,09 \times 10^7 w_{\dot{\Phi}}^2$

По оси ординат (рисунок 5) нанесены величины, характеризующие тепловую (α_{np}), гидравлическую ($\Delta p/l$) зависимости для теплообменника и деформационную зависимость (β/α_{np}) K_c для зеркала. В этих координатах становится возможным выделить и оценить: 1) при ограничениях на прокачку ($\Delta p/l =$ idem) систему с наивысшей энергетической эффективностью во всем диапазоне $\Delta p/l$; 2) зеркало, имеющее минимальное перемещение при заданном $\Delta p/l$; 3) максимальные тепловые потоки при ограничении $\Delta p/l$ и без него; 4) нижний предел рабочих параметров теплообменника при ограничении перемещение W сверху.



Рис. 5. Сравнение характеристик эффективности [11]: 1, 2, 3 – соответственно номера макетов (сплошная линия – $\Delta p/l$, штриховая линия – α_{up} , штрихпунктирная линия – $\beta K_c/\alpha_{up}$)

Расчеты показывают, что комплекс K_c (22) слабо зависит от материала при 100 < λ < 400 Вт/(м×К), изменяясь для канальных систем в диапазоне $K_c = 2-3$ (при 0,2 < w_{ϕ} < 10 м/с). Поэтому для сравнения одинаково оформленных конструктивно СО из различных материалов предлагается использовать комплекс $\beta'\alpha_{np}$. Используя связь $\alpha_{np} = K_{ин}\alpha$ и зависимость $\alpha \sim \text{Nu} = f(\text{Re, Pr})$ для двух различных материалов, имеем отношения (индексы 1 и 2 относятся к различным материалам): $\beta_1/(K_{ин1}\alpha)$ и $\beta_2/(K_{ин2}\alpha)$. При кусочной аппроксимации Nu_{пр} ~ Reⁿ будем иметь $K_{ин1} = A_1\text{Re}^{n1}$, $K_{ин2} = A_2\text{Re}^{n2}$. Введем понятие «мера преимущества» (MP)

MP =
$$(\beta_1/\alpha_{np1})/(\beta_2/\alpha_{np2}) = \frac{\beta_1}{\beta_2} \frac{A_2}{A_1} \operatorname{Re}^{n2-n1}$$
. (23)

Если MP > 1, система «1» менее совершенна, чем система «2», если MP < 1, то – наоборот. Этот подход проиллюстрирован для канальной СО с размерами $h_{\rm K} = 4$ мм, $\bar{h}_{\rm K} = h_{\rm K}/d_{\rm F} = 2,5$. При параметрическом изменении числа Re для различных материалов определяем $K_{\rm uh} = f(\varepsilon, {\rm Re} = {\rm параметр},$ λ = параметр) (рисунок 6). Для двух чисел Re (например, $Re_1 = 5 \times 10^3$, $Re_2 = 10^4$) определяем показатель $n - n_i = Lg[K_{i н i}(Re_1)/K_{i н i}(Re_2)]/Lg(Re_1/Re_2)$ и множитель $A_i A_i = K_{\text{инi}}(\text{Re}_1)/\text{Re}_1^{n1}$ в формуле (23). Для различных сочетаний материалов определяем комплекс МР (рис. 6), который наряду с проявлением КЛР материала в характеризует и эффективность СО. При этом для высокотеплопроводных материалов (100 < λ < 400 Bt/(м×K), молибден, кремний, карбид кремния, медь) можно использовать качественный и количественный результат по MP, а для материалов с отличием коэффициента теплопроводности λ на порядок и более результат по МР дает лишь качественную оценку (медь-инвар, молибден-инвар).



Рис. 6. Влияние материала конструкции на эффективность теплообменника лазерного зеркала [11]: a – материалы: медь/инвар; δ – материалы: молибден/инвар; s – материалы: медь/молибден; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – пористость ε = 0,3; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9

Заключение

По результатам анализа различных подходов к оценке тепловой эффективности теплообменников сделаны соответствующие обобщения, которые могут быть полезны проектировщикам теплообменного оборудования при проведении подобных оценок. Предложены характеристики СО зеркал (коэффициент интенсификации теплообмена и коэффициент теплоизоляции основы зеркала), которые являются определяющими при проведении сравнения тепловой эффективности. Для проточных и переточных СО выявлено влияние высоты охлаждающего пакета на достижение предельных значений коэффициентов приведенной теплоотдачи. Проанализированы походы и предложена методика оценки эффективности как СО, так и всего лазерного зеркала.

Список источников

- 1. Дрейцер Г.А., Кузьминов В.А., Неверов А.С. Простейшие методы оценки эффективности интенсификации теплообмена в каналах // Известия ВУЗ. Энергетика. 1973. № 12. С. 77–84.
- Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1981. 205 с.
- Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М. Л.: Энергия, 1966. 184 с.
- 4. Кирпиков В.А., Лейфман И.И. Графический способ оценки эффективности конвективных поверхностей нагрева // Теплоэнергетика. 1975. № 2. С. 34–36.
- Гухман А.А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей // Теплоэнергетика. 1977. № 4. С. 5–8.
- Коваленко Л.М. Сопоставление теплоэнергетической эффективности конвективных поверхностей теплообмена различных форм, применяемых в аппаратах химических производств // Химическое и нефтяное машиностроение. 1979. № 3. С. 14–17.
- Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З. и др. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 480 с.
- Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева // Известия ЭНИН АН СССР. 1944. Т. 12. С. 5–9.
- Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В. и др. (ред.). Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
- 10. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с.
- Шанин Ю.И., Шанин О.И. Сравнение эффективности охлаждения лазерных зеркал // Тепломассообмен-ММФ-96. Тепломассообмен в двухфазных системах. Т. 4. Ч. 2. Минск: АНК «ИТМО имени А.В. Лыкова» АБН. 1996. С. 174–177.
- Берглс А. Интенсификация теплообмена // Теплообмен: Достижения. Проблемы. Перспективы. Избранные труды 6-й международной конференции по теплообмену. М.: Мир. 1981. С. 145–192.
- Харитонов В.В. Теплофизика лазерных зеркал. М.: Изд. МИФИ, 1993. 152 с.

 Федосеев В.Н., Шанин О.И., Шанин Ю.И. и др. Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве // Теплофизика высоких температур. 1989. Т. 27. № 6. С. 1132-1138.

References

- 1. Dreitser GA, Kuzminov VA, Neverov AS. The simplest methods for assessing the efficiency of heat transfer intensification in channels. *Izvestiya vysshykh uchebnykh zavedeniy. Energetika.* 1973;(12):77–84. (In Russ.).
- Kalinin EK, Dreitzer GA, Yarkho SA. *Intensification of heat transfer in channels*. Moscow: Mashinostroyeniye; 1981. 205 p. (In Russ.).
- 3. Antufiev VM. *Efficiency of various forms of convective heating surfaces*. Moscow-Leningrad: Energiya; 1966. 184 p. (In Russ.).
- 4. Kirpikov VA, Leifman II. Graphical method for assessing the efficiency of convective heating surfaces. *Thermal Engineering*. 1975;(2):34–36. (In Russ.).
- 5. Gukhman AA. Intensification of convective heat exchange and the problem of comparative evaluation of heat exchange surfaces. *Thermal Engineering*. 1977;(4):5–8. (In Russ.).
- Kovalenko LM. Comparison of thermal energy efficiency of convective heat exchange surfaces of various shapes used in chemical production equipment. *Khimicheskoye i neftvanove mashinostrovenive*. 1979:(3):14–17. (In Russ.).
- 7. Kalinin EK, Dreitzer GA, Kopp IZ et al. *Effective heat transfer surfaces*. Moscow: Energoatomizdat; 1998. 480 p. (In Russ.).
- Kirpichev MV. On the most advantageous shape of the heating surface. *Izvestiya ENIN AN SSSR*. 1944;12:5–9. (In Russ.).
- 9. Gortyshov YuF (ed.) Thermal hydraulic efficiency of promising methods of heat transfer intensification in heat exchange equipment channels. Heat transfer intensification: monograph. Kazan: Tsentr innovatsionnykh tekhnologiy; 2009. 531 p. (In Russ.).
- 10. Yudin VF. *Heat transfer of transversely finned tubes*. Leningrad: Mashinostroyeniye; 1982. 189 p. (In Russ.).
- Shanin YuI, Shanin OI. Comparison of the efficiency of cooling of laser mirrors. In: *Teplomassoobmen-MMF-96. Teplomassoobmen v dvukhfaznykh sistemakh*. Minsk: ANK «ITMO A.V. Lykova» ABN; 1996;4(2):174–177. (In Russ.).
- Bergls A. Heat Transfer Intensification. *Teploobmen:* Dostizheniya. Problemy. Perspektivy. Izbrannyye trudy 6-y mezhdunarodnoy konferentsii po teploobmenu. Moscow: Mir; 1981. pp. 145–192. (In Russ.).
- 13. Kharitonov VV. *Thermal physics of laser mirrors*. Moscow: MIFI; 1993. 152 p. (In Russ.).
- Fedoseev VN, Shanin OI, Shanin YuI et al. Heat transfer in rectangular channels with heat-conducting walls under one-sided heating. *High Temperature*. 1989;27(6): 1132–1138. (In Russ.).