

Тепловые процессы в технике. 2026. Т. 18. № 1. С. 14–24
Thermal processes in engineering, 2026, vol. 18, no. 1, pp. 14–24

Научная статья
УДК 536.2:004.414.23
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=187438>
EDN: <https://www.elibrary.ru/MYHFWH>

Влияние геометрии выемок на эффективность теплообмена пластины с выемками: усредненные характеристики и прогнозные зависимости

Р. Дееб¹✉, А.А. Дудолин², А.А. Орлов³, И.А. Бураков⁴, Е.В. Крылова⁵

^{1,2,3,4,5}Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация

¹Университет Дамаска, Дамаск, Сирия

¹e.rawad.deeb@yandex.com, DeebR@mpei.ru✉

Аннотация. В данной работе исследуется влияние различных геометрий выемок (сферических, эллиптических, кулачковых и каплевидных при углах атаки 0° и 180°) на средние теплообменные характеристики и эффективность теплообмена в диапазоне чисел Рейнольдса $8,5 \times 10^3 \leq Re \leq 75 \times 10^3$. Численное моделирование выполнено с использованием модели турбулентности SST $k-\omega$ в программном комплексе ANSYS Fluent. Установлено, что поверхности с выемками улучшают теплообмен за счет формирования вихревых структур и вторичных течений, однако их эффективность существенно зависит от формы выемок и ориентации потока. Наибольшую теплогидравлическую эффективность продемонстрировали каплевидные выемки при угле атаки 0° , так как их обтекаемая форма способствует плавному повторному присоединению потока и снижению аэродинамического сопротивления. В то же время сферические выемки обеспечивают наиболее интенсивное перемешивание потока, но сопровождаются большими потерями давления. Разработаны корреляционные зависимости, позволяющие прогнозировать характеристики теплообмена для различных конфигураций выемок.

Ключевые слова: выемка, лунка, угол атаки, вихри, коэффициент теплоотдачи, теплообмен, эффективность, CFD

Для цитирования. Дееб Р., Дудолин А.А., Орлов А.А., Бураков И.А., Крылова Е.В. Влияние геометрии выемок на эффективность теплообмена пластины с выемками: усредненные характеристики и прогнозные зависимости // Тепловые процессы в технике. 2026. Т. 18. № 1. С. 14–24. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=187438>

Original article

The influence of dimple geometry on the heat transfer effectiveness of a dimpled plate: averaged characteristics and predictive correlations

R. Deeb¹✉, A.A. Dudolin², A.A. Orlov³, I.A. Burakov⁴, E.V. Krylova⁵

^{1,2,3,4,5}National Research University (Moscow Power Engineering Institute), Moscow, Russian Federation

¹Damascus University, Damascus, Syria

¹e.rawad.deeb@yandex.com, DeebR@mpei.ru✉

Abstract. This study investigates the influence of various dimple geometries (spherical, elliptical, cam-shaped, and drop-shaped) at attack angles of 0° and 180° on the heat transfer characteristics and thermal-aerodynamic efficiency of dimpled surfaces. The numerical simulations were conducted in ANSYS Fluent using the SST $k-\omega$ turbulence model across a Reynolds number range of $8,5 \times 10^3 \leq Re \leq 75 \times 10^3$. The primary goal of the research was to evaluate the effect of dimple geometry on the enhancement of heat transfer while considering the associated aerodynamic resistance. The results demonstrate that different dimple shapes lead to varying flow structures, turbulence characteristics, and thermal performance. The drop-shaped dimples at an attack angle of 0° exhibited the highest thermal-aerodynamic efficiency due to their streamlined geometry, which promotes smoother reattachment of the flow and reduces aerodynamic resistance. In contrast, spherical dimples generated more extensive recirculation zones, which enhanced heat transfer but also led to higher pressure losses. Elliptical dimples exhibited moderate heat transfer enhancement, whereas cam-shaped dimples displayed characteristics combining those of both spherical and elliptical shapes, depending on the attack angle. Further analysis revealed that the heat transfer augmentation was strongly influenced by the presence of secondary vortices and Kelvin-Helmholtz instabilities, which were more pronounced in spherical dimples. Meanwhile, drop-shaped dimples, particularly at 0° attack angle, facilitated more uniform heat transfer distribution with reduced turbulence intensity, thereby offering a favorable balance between heat transfer enhancement and pressure drop minimization. The results also indicated that cam-shaped dimples at 180° attack angle demonstrated improved thermal performance compared to other dimple shapes at the same angle due to the formation of effective secondary vortices that intensified local heat transfer. Based on the findings, empirical correlations for the Nusselt number and overall thermal efficiency were developed to provide predictive tools for engineers and designers. These correlations account for dimple geometry and Reynolds number effects, offering practical guidance for optimizing dimpled surfaces in thermal management applications. Overall, this study highlights the importance of dimple geometry selection in achieving optimal thermal efficiency and proposes drop-shaped dimples at 0° attack angle as the most effective configuration for heat transfer enhancement with minimal aerodynamic losses.

Keywords: dimple, cavity, angle of attack, vortices, heat transfer coefficient, heat transfer, efficiency, CFD

For citation. Deeb R., Dudolin A.A., Orlov A.A., Burakov I.A., Krylova E.V. The influence of dimple geometry on the heat transfer effectiveness of a dimpled plate: averaged characteristics and predictive correlations. *Thermal processes in engineering*. 2026, vol. 18, no. 1, pp. 14–24. (In Russ.). URL: <https://tpt.mai.ru/publications.php?ID=187438>

Введение

Поверхности с выемками представляют собой одну из перспективных вихревых технологий в энергетике [1]. Они демонстрируют более

высокую тепловую эффективность по сравнению с гладкими стенками трактов двигателей и элементов энергетического оборудования, при этом рост теплоотдачи может компенсировать

увеличение аэродинамических потерь. Концепция использования выемок или углублений для интенсификации теплообмена возникла в советской научной школе и была внедрена в системы охлаждения лопаток газовых турбин [2–5]. Было показано, что применение выемок на одной поверхности может значительно повысить теплообмен, и при правильной геометрической конфигурации они могут обеспечивать повышение теплоотдачи в 2–3 раза по сравнению с гладким каналом при лишь умеренном увеличении потерь давления. Ученые [6] исследовали локальное распределение теплоотдачи на поверхности с массивами выемок двух различных форм: сферической и каплевидной. Было найдено, что обе конфигурации выемок обеспечивают увеличение теплоотдачи примерно в 2,5 раза по сравнению с гладкой поверхностью при числе Рейнольдса от 10 000 до 50 000, при этом каплевидные выемки демонстрируют значительно более высокое усиление теплообмена по сравнению со сферическими. Экспериментально исследовали влияние глубины выемок на коэффициенты теплоотдачи в канале с выемками [8]. Показано, что по сравнению с гладким каналом усиление теплоотдачи в канале с выемками составляет 1,5, 2,0 и 2,5 при отношениях глубины выемки к диаметру 0,1, 0,2 и 0,3 соответственно.

Исследователи [9] описали механизмы, ответственные за интенсификацию конвективного теплообмена за счет выемок. Было установлено, что вихревые структуры, образующиеся при срыве потока с выемок, включая крупную зону восходящего течения с пакетами жидкости, исходящими из центральной области каждой выемки, а также вихревые пары, отрывающиеся от диагоналей выемок, способствуют увеличению локального теплообмена в зоне за выемками. Исследователи [10] численно изучили влияние различных геометрий выемок, таких как круглые, эллиптические, ромбовидные и каплевидные, расположенных в шахматном порядке, на интенсификацию теплообмена. Результаты показали, что разница теплогидравлической эффективности поверхностей с выемками достигала 16 % по сравнению с гладкими поверхностями. Исследователи [11] провели вычислительное исследование тепловых характеристик асимметричных и симметричных выемок. Полученные данные показа-

ли, что оптимизированная асимметричная поверхность с выемками обеспечивает значительное повышение эффективности теплообмена по сравнению с симметричной. Исследователи [12] изучили интенсификацию теплообмена в канале с овальными выемками, расположенными в шахматном и коридорном порядке. Установлено, что шахматная компоновка является наиболее эффективной, обеспечивая увеличение интенсивности теплообмена на 90 % по сравнению с коридорной компоновкой. Были проведены исследования [13], в которых оценивалась эффективность конических, сферических и овальных выемок в улучшении теплообмена в узком канале. Установлено, что теплогидравлическая эффективность составляет 1,8, 1,07 и 0,98 для овальных, конических и сферических выемок соответственно. Учеными [14, 15] исследовано влияние цилиндрических и конических выемок на характеристики теплообмена в конфузорных каналах при числе Рейнольдса (Re) от 6300 до 13500. Установлено, что в канале с углом раскрытия $1,37^\circ$ и шахматным расположением конических выемок интенсивность теплообмена увеличивается на 40 % по сравнению с гладким каналом. Исследователи [16, 17] показали, что оптимальные значения теплогидравлической эффективности обтекания каплевидных тел достигались при угле атаки $\theta = 0^\circ$. Исследователи [18] экспериментально и численно изучили влияние сферических и каплевидных выемок на теплообмен в диапазоне чисел Рейнольдса 8500–60000 при отношении глубины к диаметру 0,2. Результаты показали, что каплевидные выемки обладают наибольшей эффективностью, обеспечивая приблизительно двукратное увеличение эффективности по сравнению со сферическими. Ученый [19] расширил анализ [18], проведя численное моделирование для более широкого диапазона чисел Рейнольдса вплоть до 75×10^3 и изучив влияние различных геометрий выемок, включая сферические, эллиптические, каплевидные и кулачковые формы при углах $\theta = 0^\circ$ и 180° , на локальные тепловые характеристики. При этом смачиваемая поверхность оставалась постоянной, что обеспечило объективную и точную оценку теплогидравлической эффективности. Результаты показали, что сферические выемки создают наиболее развитые зоны рециркуляции и способствуют усиленному теплообмену, тогда как каплевидные выемки при

$\theta = 0^\circ$ формируют более сглаженный профиль течения и обеспечивают умеренное повышение теплоотдачи.

Несколько исследований были посвящены улучшению тепло-аэродинамических характеристик путем перехода от сферических выемок к более обтекаемым их профилям. Ученые [7] выполнили трехмерное моделирование конвективного теплообмена на спирально расположенных выемках. Установлено, что среднее значение числа Нуссельта (Nu_{cp}) для поверхностей с выемками на 60–174 % превышает аналогичный показатель для гладких поверхностей. Отмечено, что оптимальное соотношение радиуса выемки к ее глубине и диаметру составляет 0,20–0,25. Были проведены обширные исследования каплевидных тел, особое внимание уделялось их теплогидродинамической эффективности [8–10]. Результаты показали, оптимальные значения теплогидравлической эффективности достигались при угле атаки $\theta = 0^\circ$ и 180° , превосходя показатели круглых тел примерно в 8,16–8,67 и 6,43–8,08 раз.

Исследователи [11] провели экспериментальные и численные исследования теплообмена на стенке канала с различными типами выемок, включая сферические, треугольные, квадратные и каплевидные с острыми гранями. Установлено, что каплевидные выемки обеспечивают наилучшую эффективность среди рассмотренных вариантов. Ученые [12] выполнили численное моделирование турбулентного течения над поверхностью с выемками, исследовано 3 различных вариантов каплевидных выемок в диапазоне чисел Рейнольдса 10000–40000. В результате изменения кривизны хвостовой части каплевидных выемок были предложены три варианта формы: капля-линия, капля-круг и капля-эллипс. Исследование показало, что конфигурация капля-круг демонстрирует наилучшую эффективность во всем диапазоне чисел Рейнольдса. Были проведены численные и экспериментальные исследования [13] теплоотводов со сферическими и каплевидными выемками при отношении глубины к диаметру $(h_p/d_p) = 0,2$. Установлено, что теплоотвод с каплевидными выемками обеспечивает улучшение общей эффективности на 8,5 % по сравнению со сферическим. Исследователи [14] экспериментально и численно изучено влияние сферических и каплевидных выемок на теплообмен в диапазоне чисел Рейнольдса 8500–60000

при отношении глубины к диаметру 0,2. Результаты показали, что каплевидные выемки обладают наибольшей эффективностью, обеспечивая приблизительно двукратное увеличение эффективности по сравнению со сферическими.

Несмотря на подтвержденную эффективность асферических выемок в интенсификации теплообмена, методологические ограничения большинства исследований связаны с изменением смачиваемой поверхности при сравнении различных геометрий. Это приводит к расхождениям в оценке эффективности и затрудняет объективное сопоставление тепловых характеристик.

Настоящая работа продолжает исследование [19], устраняя указанный методологический пробел. В данном исследовании анализируются усредненные параметры теплообмена и теплогидравлическая эффективность пластин с выемками при различных формах (сферическая, эллиптическая, кулачковая и каплевидная) и углах атаки ($\theta = 0^\circ, 180^\circ$). Численное моделирование проводится в более широком диапазоне чисел Рейнольдса $8,5 \times 10^3 \leq Re \leq 75 \times 10^3$, при этом смачиваемая поверхность остается постоянной, что обеспечивает точную оценку эффективности теплообмена и позволяет выявить закономерности распределения усредненных характеристик.

Физическая модель

Трехмерная модель представляет собой пластину с выемками четырех различных типов: сферическими, эллиптическими, кулачковыми и каплевидными (рис. 1, 2). Габариты пластины составляют $245 \times 130 \times 6,5$ мм, что соответствует данным из [19]. Рассматриваемые образцы содержат 11 рядов выемок, расположенных в шахматном порядке с шагами $S_{про} = 21,6$ мм вдоль потока и $S_{non} = 25$ мм в поперечном направлении (рис. 3).

Пластина размещена в центре канала длиной 445 мм и высотой 20 мм. Исследовались два варианта ориентации потока относительно кулачковых и каплевидных выемок при углах атаки $\theta = 0^\circ$ и 180° . Для всех конфигураций суммарная площадь поверхности, контактирующей с потоком, оставалась неизменной. Глубина всех выемок составляет $h_p = 4,0$ мм. Отношение глубины к диаметру h_p/d_p составляет 0,2 для сферических выемок и 0,277 для асферических. Геометрические параметры рассматриваемых выемок при-

ведены в табл. 1. Параметры геометрии выемок представлены в табл. 1, а их поперечные сечения с обозначением ключевых размеров d_p и h_p , показаны на рис. 4.

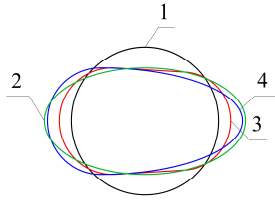


Рис. 1. Поперечные сечения исследованных выемок: 1 – сферическая, 2 – эллиптическая, 3 – каплевидная, 4 – кулачковая

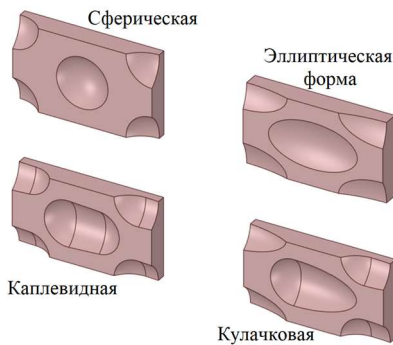


Рис. 2. Разрез пластины с различными геометриями выемок

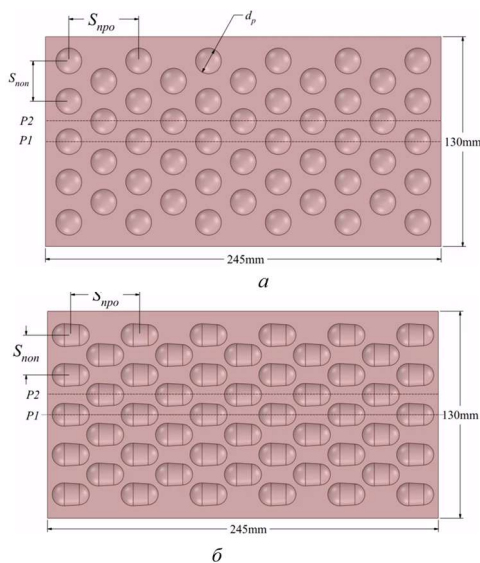


Рис. 3. Исследуемые пластины: а – со сферическими выемками, б – с каплевидными выемками

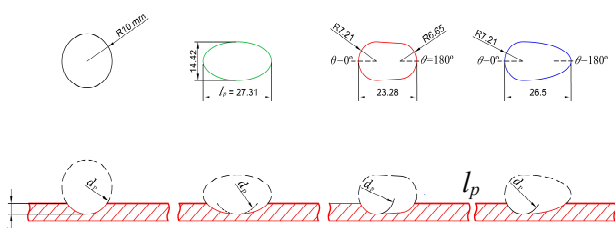


Рис. 4. Геометрические параметры исследованных выемок

Таблица 1. Вариации геометрии исследуемых случаев

№ случая	Форма выемок	d_p , мм	l_p , мм	$\frac{l_p}{d_p}$	h_p , мм	$\frac{h_p}{d_p}$	θ°
1	Сферическая	20	20	1	4	0,2	-
2	Эллиптическая	14,42	27,31	1,894	4	0,277	-
3	Каплевидная	14,42	23,28	1,614	4	0,277	0
4							180
5	Кулачковая	14,42	26,5	1,838	4	0,277	0
6							180

Численный метод и верификация

В данном исследовании применяется численный метод, ранее использованный и верифицированный в [19], с адаптацией к новым геометрическим конфигурациям. Численная область и граничные условия определены с учетом симметрии, что позволило снизить вычислительные затраты. Расчеты выполнены в ANSYS Fluent с использованием модели турбулентности SST $k-\omega$, а пространственная дискретизация осуществлена с применением схем второго порядка. Оптимизация расчетной сетки проведена путем анализа сходимости, а достоверность численных данных подтверждена сравнением с экспериментальными результатами и корреляциями из литературы. Все описанные этапы моделирования были подробно рассмотрены в работе [19].

Граничные условия, представленные на рис. 5, заданы следующим образом: скорость на входе изменялась в диапазоне 3,44–30,38 м/с, что соответствует числам Рейнольдса от 8500 до 75000, при температуре набегающего потока 20 °С. К наружной поверхности пластины применялось условие прилипания с поддержанием температуры на уровне 45 °С. Стенки канала также удовлетворяли условию прилипания, а на центральной оси канала вдоль оси x накладывалось условие симметрии.

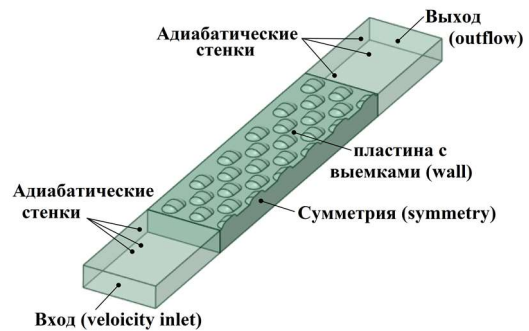


Рис. 5. Вычислительная область с граничными условиями для случая каплевидных выемок

Определение параметров

• Число Рейнольдса рассчитывалось по следующей формуле:

$$Re = \frac{u_{\infty} D_h}{\nu}, \quad (1)$$

где u_{∞} – средняя скорость в канале, D_h – обозначает гидравлический диаметр канала, ν – кинематическая вязкость, m^2/c .

• Среднее число Нуссельта определялось по соотношению:

$$Nu_{cp} = \frac{\alpha_{cp} D_h}{\lambda}, \quad (2)$$

где α_{cp} – средний коэффициент теплоотдачи; λ – коэффициент теплопроводности.

• Коэффициент аэродинамического сопротивления:

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho u_{\infty}^2 L}, \quad (3)$$

где ΔP – перепад давления в канале; L – длина пластины.

• Общая теплогидродинамическая эффективность трубы:

$$\varepsilon = \frac{Nu_{cp}}{f}, \quad (4)$$

• Теплогидродинамическая эффективность (индекс эффективности [17–20]) использовалась в качестве критерия для сравнения теплогидравлических характеристик пластин с выемками и гладкой пластины:

$$\eta = \frac{Nu_{cp, \text{выем.}} / Nu_{cp, \text{глад.}}}{f_{\text{выем.}} / f_{\text{глад.}}}. \quad (5)$$

Результаты исследований и их обсуждение

На рис. 6 представлено сравнение средних чисел Нуссельта для всех исследуемых случаев в зависимости от числа Рейнольдса. Для всех форм выемок отношение числа Нуссельта увеличивается с ростом числа Рейнольдса, что свидетельствует об усилении теплообмена при повышенных уровнях турбулентности. Очевидно, что во всех случаях пластины с выемками демонстрируют более высокие средние значения числа Нуссельта по сравнению с гладкой пластиной.

Для обеспечения целостности анализа и упрощения дальнейшего обсуждения, ключевые выводы, представленные в предыдущем исследовании [19], обобщены в сводной табл. 2.

Таблица 2. Сводное сравнение типов выемок [19]

Тип выемки	Характеристика течения	Турбулентная кинетическая энергия (ТКЕ)
Сферическая	Образуются наиболее обширная зона рециркуляции. Значительный отрыв потока в передней части и интенсивное повторное присоединение в задней части, формирование вторичных вихрей.	Максимальные значения среди всех типов выемок. Высокий уровень турбулентности способствует интенсивному перемешиванию и увеличению теплоотдачи.
Эллиптическая	Усиленный отрыв потока в передней части из-за выраженной кривизны. Зона рециркуляции более протяженная, но вихревая структура менее выражена по сравнению со сферической выемкой.	Повышенные значения в зоне отрыва, но меньшие, чем у сферической выемки. Зона с высокой турбулентной энергией более протяженная, но менее интенсивная.
Каплевидная ($\theta = 0^\circ$)	Плавный выход потока, сниженная интенсивность рециркуляции по сравнению с конфигурацией при $\theta = 180^\circ$. Локализованные вихревые структуры в задней части выемки.	Умеренное увеличение ТКЕ, связанное с повторным присоединением потока. Интенсивность турбулентности ниже, чем у сферических и эллиптических выемок.
Каплевидная ($\theta = 180^\circ$)	Усиленная внутренняя рециркуляция за счет наклонных стенок, замедляющих выход потока. Продолжительное взаимодействие с поверхностью увеличивает интенсивность теплообмена.	Более обширная зона повышенной турбулентности по сравнению с конфигурацией при $\theta = 0^\circ$. Восходящий поток ослаблен, но повторное присоединение потока в задней части усиливает локальную турбулентность.
Кулачковая ($\theta = 0^\circ$)	Характеристики, сочетающие свойства сферических и эллиптических выемок. Вихревая зона формируется в передней части, турбулентное перемешивание умеренное.	Средние значения ТКЕ. Образуется вихревая структура в передней части, способствующая повышению теплоотдачи.
Кулачковая ($\theta = 180^\circ$)	Плавное направление потока за счет двух изогнутых стенок. Отсутствие выраженных вихревых структур снижает сопротивление потока.	Более низкие значения ТКЕ. Минимальная турбулентность в сравнении с другими выемками, но эффективное повторное присоединение потока способствует локальному увеличению теплообмена.

Для оценки интенсификации теплообменника на рис. 7 представлено сравнение отношения чисел Нуссельта ($Nu_{ср,выем.}/Nu_{ср,глад.}$) для различных геометрий выемок и чисел Рейнольдса. В целом среди всех форм выемок сферические выемки демонстрируют наибольшее отношение числа Нуссельта, варьирующееся в диапазоне от 1,3 до 1,48 в исследуемом диапазоне Re . Кулачковые выемки при $\theta = 180^\circ$ занимают второе место по эффективности теплообмена, показывая увеличение отношения числа Нуссельта от 1,32 до 1,41 при всех числах Рейнольдса. Кулачковые выемки при $\theta = 0^\circ$ демонстрируют третье по величине значение отношения числа Нуссельта среди всех конфигураций, находясь в диапазоне от 1,26 до 1,35. Эллиптические и каплевидные выемки обеспечивают несколько меньшую интенсификацию теплообмена по сравнению со сферическими и кулачковыми. Наименьшие значения отношения числа Нуссельта наблюдаются у эллиптических выемок, особенно при низких числах Рейнольдса. Однако каплевидные выемки при $\theta = 180^\circ$ демонстрируют лучшие характеристики по сравнению с теми же выемками при $\theta = 0^\circ$, что объясняется влиянием повторного присоединения потока и сильной рециркуляции (отношение числа Нуссельта при $\theta = 180^\circ$ находится в диапазоне от). Каплевидные выемки при $\theta = 0^\circ$ показывают относительно меньший прирост теплоотдачи, с отношением числа Нуссельта от 1,23 до 1,28 в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса.

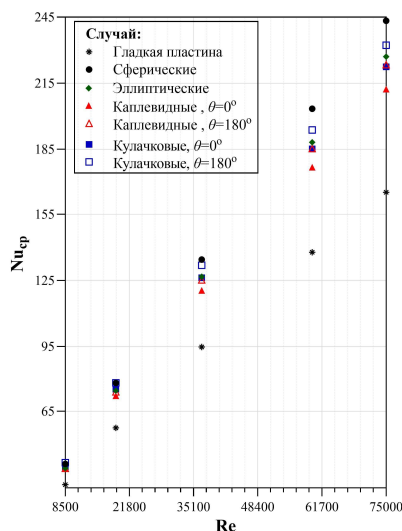


Рис. 6. Изменение среднего числа Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса

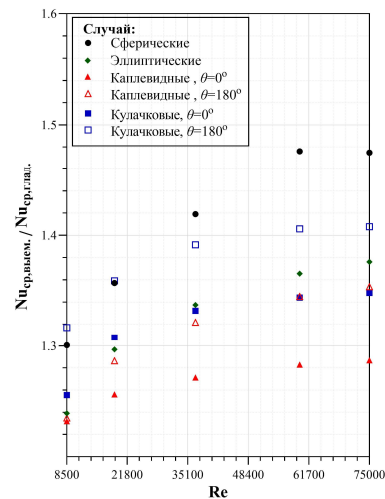


Рис. 7. Изменение отношения числа Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса

Оценка эффективности на основе интенсификации теплообмена играет важную роль при проектировании поверхностей с выемками, поскольку требует оптимального сочетания повышения теплоотдачи и контроля перепада давления.

На рис. 8 представлена зависимость теплогидравлической эффективности от числа Рейнольдса для исследуемых пластин с выемками. В качестве базового уровня взята гладкая пластина, для которой значение теплогидравлической эффективности принимается равным 1 при всех числах Рейнольдса. В большинстве режимов пластины с выемками дают $\eta \geq 1$, однако для ряда геометрий в нижнем диапазоне Re отмечены значения ниже единицы. По совокупности данных диапазоны η относительно гладкой пластины составляют: для каплевидных выемок при $\theta = 0^\circ$ – 1,033–1,179; сферических – 1,024–1,176; кулачковых при $\theta = 0^\circ$ – 0,994–1,154; эллиптических – 0,995–1,139; кулачковых при $\theta = 180^\circ$ – 0,943–1,147; каплевидных при $\theta = 180^\circ$ – 0,964–1,115.

Таким образом, пластина с каплевидными выемками при $\theta = 0^\circ$ остается наиболее эффективным вариантом с точки зрения энергосбережения (максимальные значения η и устойчиво выше 1 во всем диапазоне Re). Сферические выемки также сохраняют преимущество над гладкой пластиной при всех Re . Для эллиптических и кулачковых ($\theta = 0^\circ$), а также для каплевидных и кулачковых при $\theta = 180^\circ$, при малых Re возможна эффективность ниже уровня гладкой пластины. Табл. 3 суммирует влияние геометрии выемок на характеристики теплообмена и теплогидравлическую эффективность.

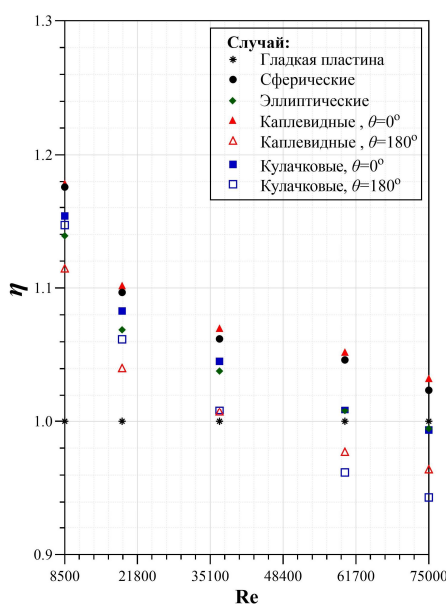


Рис. 8. Теплогидравлическая эффективность в зависимости от Re

Таблица 3. Обобщенное влияние геометрии выемок на характеристики теплообмена и теплогидравлическую эффективность

Тип выемки	Влияние на теплообмен	Теплогидравлическая эффективность	Физическое объяснение
Сферическая	Наибольшее повышение теплообмена. Соотношение $\left(\frac{Nu_{ср,выем.}}{Nu_{ср,глад.}}\right) = 1,3-1,48$.	остаточно высокая; 1,024–1,176 (во всем диапазоне $Re > 1$).	Крупная зона рециркуляции и выраженные вторичные вихри усиливают перемешивание потока, создавая высокую турбулентность, что способствует эффективному теплообмену.
Эллиптическая	Умеренное усиление теплообмена, ниже, чем у сферической выемки. Соотношение $\left(\frac{Nu_{ср,выем.}}{Nu_{ср,глад.}}\right) = 1,14-1,29$.	Умеренная; 0,995–1,139 (при низких Re возможна $\eta < 1$)	Кривизна переднего участка вызывает интенсивный отрыв потока, увеличивая область рециркуляции. Однако более плавное течение ограничивает интенсификацию турбулентности.
Каплевидная ($\theta = 0^\circ$)	Оптимальное сочетание теплообмена и сопротивления потока. Соотношение $\left(\frac{Nu_{ср,выем.}}{Nu_{ср,глад.}}\right) = 1,23-1,28$.	Наивысшая; 1,033–1,179.	Обтекаемая форма обеспечивает плавное повторное присоединение потока и подавление чрезмерного отрыва. Оптимальный баланс между теплообменом и аэродинамическим сопротивлением делает эту конфигурацию самой энергоэффективной.
Каплевидная ($\theta = 180^\circ$)	Значительное усиление теплообмена, но с повышенным сопротивлением. Соотношение $\left(\frac{Nu_{ср,выем.}}{Nu_{ср,глад.}}\right) = 1,11-1,26$.	Умеренная; 0,964–1,115 (на низких Re возможна $\eta < 1$).	Наклонные стенки замедляют выход потока, увеличивая внутреннюю рециркуляцию. Это способствует усиленному перемешиванию и турбулентности, но также приводит к росту сопротивления.
Кулачковая ($\theta = 0^\circ$)	Хороший компромисс между сферическими и эллиптическими выемками. Соотношение $\left(\frac{Nu_{ср,выем.}}{Nu_{ср,глад.}}\right) = 1,26-1,35$.	Средне-высокая; 0,994–1,154 (вблизи минимальных Re возможна $\eta \approx 1$).	Сочетание сферических и эллиптических характеристик создает вихревую зону в передней части, что способствует увеличению теплообмена без значительного роста сопротивления.
Кулачковая ($\theta = 180^\circ$)	Умеренное усиление теплообмена. Соотношение $\left(\frac{Nu_{ср,выем.}}{Nu_{ср,глад.}}\right) = 1,32-1,41$.	Средняя; 0,943–1,147 (на низких Re возможна $\eta < 1$).	Изогнутые стенки направляют поток более плавно, минимизируя вихревые структуры. Это снижает сопротивление, но уменьшает интенсификацию турбулентности и перемешивания.

На основе полученных результатов были сформулированы корреляционные зависимости для среднего числа Нуссельта и эффективности пластин с выемками:

$$Nu_{cp} = ARe^B, \quad (6)$$

$$\varepsilon = CRe^D. \quad (7)$$

Уравнения (6, 7) справедливы в диапазоне $8,5 \times 10^3 \leq Re \leq 75 \times 10^3$. Константы, используемые в этих корреляциях, а также максимальное отклонение (Δ) предсказанных значений от полученных результатов приведены в табл. 4.

Таблица 4. Константы предложенных корреляционных зависимостей (6, 7)

№ урavn.	Параметр	Значение					
		Сфер.	Эллип.	Капл., $\theta = 0^\circ$	Капл., $\theta = 180^\circ$	Кулач., $\theta = 0^\circ$	Кулач., $\theta = 180^\circ$
(6)	A	0,0254	0,0280	0,0351	0,0295	0,0343	0,0355
	B	0,8275	0,8123	0,7862	0,8062	0,7924	0,7933
	$\Delta, \%$	1,81	1,6	1,52	0,98	0,3	0,59
(7)	C	0,6081	0,5079	0,3033	0,4552	0,4434	0,6973
	D	0,8248	0,8466	0,9138	0,8520	0,8620	0,8018
	$\Delta, \%$	4,28	3,79	4,76	4,77	4,18	2,32

Заключение

В настоящем исследовании проведен анализ средних теплообменных характеристик поверхностей с различными типами выемок (сферическими, эллиптическими, кулачковыми и каплевидными при углах атаки $\theta = 0^\circ$ и 180°) в диапазоне чисел Рейнольдса $8,5 \times 10^3 - 75 \times 10^3$. Показано, что геометрия выемок и угол их ориентации оказывают существенное влияние на интегральные показатели теплообмена и теплогидравлическую эффективность. Основные выводы следующие:

1. Сферические выемки обеспечивают наибольшие значения чисел Нуссельта среди всех исследованных конфигураций. Это обусловлено формированием мощных вихрей Кельвина–Гельмгольца и активным перемешиванием пограничного слоя. В исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса число Нуссельта для сферических выемок выше в 1,3–1,48 раза по сравнению с гладкой пластиной. В то же время для каплевидных выемок при угле атаки $\theta = 0^\circ$ это увеличение составляет 1,23–1,28 раза.

2. Каплевидные выемки при угле атаки 0° демонстрируют наибольшую эффективность, обеспечивая прирост до 33,98 % по сравнению с другими конфигурациями. Их обтекаемая форма

способствует более плавному повторному присоединению потока и подавлению чрезмерного отрыва, что обеспечивает оптимальный баланс между интенсификацией теплообмена и сопротивлением потока. Таким образом, данная конфигурация является наиболее энергоэффективной среди всех исследованных геометрий выемок.

3. Разработаны эмпирические зависимости для числа Нуссельта и эффективности, позволяющие прогнозировать характеристики пластин с выемками в широком диапазоне чисел Рейнольдса и обеспечивающие удобный инструмент для инженерных расчетов.

Список источников

1. Леонтьева А.И. Вихревые технологии для энергетики. М.: Изд. дом МЭИ, 2017. 500 с.
2. Ligrani P.M., Oliveira M.M., Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques // *AIAA Journal*. 2003. Vol. 41. pp. 337–362. DOI: 10.2514/2.1964
3. Schukin AV, Kozlov AP, Agachev RS. Study and Application of Hemispheric Cavities for Surface Heat Transfer Augmentation // *ASME Paper 95-GT-59*. 1995. DOI: 10.1115/95-GT-059
4. Rao Y., Zang S.S. Flow and heat transfer characteristics in latticework cooling channels with dimple vortex generators // *ASME Journal of Turbomachinery*. 2014. Vol. 136. DOI: 10.1115/1.4025197
5. Afanasyev V.N., Chudnovsky Y.P., Leontiev A.I. et al. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1993. Vol. 7. P. 1–8. DOI: 10.1016/0894-1777(93)90075-T
6. Chyu M.K., Yu Y., Ding H. et al. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage // *ASME Paper 97-GT-437*. 1997. DOI: 10.1115/97-GT-437
7. Moon H.K., O'Connell T., Gletzer B. Channel height effect on heat transfer and friction in a dimpled passage // *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2000. Vol. 122. pp. 307–313. DOI: 10.1115/1.483208
8. Burgess N.K., Ligrani P.M. Effects of dimple depth on channel Nusselt numbers and friction factors // *ASME Journal of Heat Transfer*. 2005. Vol. 127. pp. 839–847. DOI: 10.1115/1.1994880
9. Ligrani PM, Harrison JL, Mahmood GI et al. Flow structure due to dimple depression on a channel surface // *Physics of Fluids*. 2001. Vol. 13. pp. 3442–3451.
10. Li B., Liu P., Zheng N. et al. Numerical Simulation of Helically Dimpled Tubes for Convection Heat Transfer and Pressure Drop // *Journal of Engineering Thermophysics*. 2016. Vol. 37. pp. 1261–1267.
11. Isaev S.A., Leontiev A.I., Kornev N.V. et al. Heat transfer intensification for laminar and turbulent flows in a nar-

- row channel with onerow oval dimples // *High Temp.* 2015. Vol. 53. № 3. pp. 375–386. DOI: 10.1134/S0018151X15030074
12. Isaev S.A., Schelchikov A.V., Leontiev A.I. et al. Vortex heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 2017. Vol. 109. pp. 40–62. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.103
 13. Katkhaw N., Vorayos N., Kiatsiriroat T. et al. Heat transfer behavior of flat plate having 45 ellipsoidal dimpled surfaces // *Case Studies in Thermal Engineering.* 2014. Vol. 2. pp. 67–74. DOI: 10.1016/j.csite.2013.12.002
 14. Bunker RS, Gotovskii M, Belen'kiy M. et al. Heat Transfer and Pressure Loss for Flows Inside Converging and Diverging Channels with Surface Concavity Shape Effects // *Proc. 4th Int. Conf. Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology.* (Crete Island, Greece. Sep. 29–Oct. 3. 2003. 10 p). DOI: 10.1615/978-1-56700-195-2.70
 15. Banker R., Belen'kii M.Ya., Gotovsky M.A. et al. Experimental and Computational Investigation of the Hydrodynamics and Heat Transfer in a Flat Channel of Variable Width for Smooth and Intensified Surfaces // *Heat Transfer Research.* 2004. Vol. 35. № 1–2. pp. 34. DOI: 10.1615/HeatTransRes.v35.i12.50
 16. Deeb R. The effect of angle-of-attack on heat transfer characteristics of a single drop-shaped tube // *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics.* 2021. Vol. 22. № 5. pp. 43–63.
 17. Deeb R. Experimental and Numerical Investigation of The Effects of Angle-of-Attack on Air Flow Characteristics for Single Drop-Shaped Tube // *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics.* 2021. Vol. 22. № 2. pp. 53–67.
 18. Rao Y., Li B., Feng Y. Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples // *Experimental Thermal and Fluid Science.* 2015. Vol. 61. pp. 201–209. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2014.10.030
 19. Дееб Р. Влияние геометрии выемок на теплообмен пластины с выемками: анализ потоковых контуров и локального теплообмена // *Тепловые процессы в технике.* 2025. Т. 17. № 6. С. 266–278.
 20. ANSYS, Inc. ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide. 2009.
 21. Leont'eva AI. *Vortex technologies for energy.* Moscow: MEHI; 2017. 500 p.
 22. Ligrani PM, Oliveira MM, Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques. *AIAA Journal.* 2003;41:337–362. DOI: 10.2514/2.1964
 23. Schukin AV, Kozlov AP, Agachev RS. Study and Application of Hemispheric Cavities for Surface Heat Transfer Augmentation. *ASME Paper 95-GT-59.* 1995. DOI: 10.1115/95-GT-059
 24. Rao Y, Zang SS. Flow and heat transfer characteristics in latticework cooling channels with dimple vortex generators. *ASME Journal of Turbomachinery.* 2014;136. DOI: 10.1115/1.4025197
 25. Afanasyev VN, Chudnovsky YP, Leontiev AI et al. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate. *Experimental Thermal and Fluid Science.* 1993;7:1–8. DOI: 10.1016/0894-1777(93)90075-T
 26. Chyu MK, Yu Y, Ding H et al. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage. *ASME Paper 97-GT-437.* 1997. DOI: 10.1115/97-GT-437
 27. Moon HK, O'Connell T, Gletzer B. Channel height effect on heat transfer and friction in a dimpled passage. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* 2000;122:307–313. DOI: 10.1115/1.483208
 28. Burgess NK, Ligrani PM. Effects of dimple depth on channel Nusselt numbers and friction factors. *ASME Journal of Heat Transfer.* 2005;127:839–847. DOI: 10.1115/1.1994880
 29. Ligrani PM, Harrison JL, Mahmood GI et al. Flow structure due to dimple depression on a channel surface. *Physics of Fluids.* 2001;13:3442–3451.
 30. Li B, Liu P, Zheng N et al. Numerical Simulation of Helically Dimpled Tubes for Convection Heat Transfer and Pressure Drop. *Journal of Engineering Thermo-physics.* 2016;37:1261–1267.
 31. Isaev SA, Leontiev AI, Kornev NV et al. Heat transfer intensification for laminar and turbulent flows in a narrow channel with onerow oval dimples. *High Temp.* 2015; 53(3):375–386. DOI: 10.1134/S0018151X15030074
 32. Isaev SA, Schelchikov AV, Leontiev AI et al. Vortex heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 2017;109:40–62. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.103
 33. Katkhaw N, Vorayos N, Kiatsiriroat T et al. Heat transfer behavior of flat plate having 45 ellipsoidal dimpled surfaces. *Case Studies in Thermal Engineering.* 2014; 2:67–74. DOI: 10.1016/j.csite.2013.12.002
 34. Bunker RS, Gotovskii M, Belen'kiy M et al. Heat Transfer and Pressure Loss for Flows Inside Converging and Diverging Channels with Surface Concavity Shape Effects. *Proc. 4th Int. Conf. Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology.* (Crete Island, Greece. Sep. 29–Oct. 3. 2003. 10 p). DOI: 10.1615/978-1-56700-195-2.70
 35. Banker R, Belen'kii MYa, Gotovsky MA et al. Experimental and Computational Investigation of the Hydrodynamics and Heat Transfer in a Flat Channel of Variable Width for Smooth and Intensified Surfaces. *Heat Transfer Research.* 2004;35(1–2):34. DOI: 10.1615/HeatTransRes.v35.i12.50
 36. Deeb R. The effect of angle-of-attack on heat transfer characteristics of a single drop-shaped tube. *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics.* 2021;22(5):43–63.
 37. Deeb R. Experimental and Numerical Investigation of The Effects of Angle-of-Attack on Air Flow Characteris-

References

- tics for Single Drop-Shaped Tube. *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*. 2021;22(2):53–67.
18. Rao Y, Li B, Feng Y. Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2015;61: 201–209. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2014.10.030
19. Deeb R. The influence of groove geometry on heat transfer of a grooved plate: Flow loop and local heat transfer analysis. *Teplovye protsessy v tekhnike*. 2025;17(6): 266–278.
20. ANSYS, Inc. *ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide*. 2009.