

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 6. С. 266–278
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 6, pp. 266–278

Научная статья
УДК 536.2:004.414.23
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185573>
EDN: <https://www.elibrary.ru/DJIBYX>

Влияние геометрии выемок на теплообмен пластины с выемками: анализ потоковых контуров и локального теплообмена

Р. Дееб✉

*Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация
Акционерное общество «Научно-исследовательский и проектный институт карбамида» (АО «НИИК»),
Дзержинск, Российская Федерация
Университет Дамаска, Дамаск, Сирия
DeebR@mpei.ru✉*

Аннотация. Проведено численное моделирование влияния выемок различных геометрий на локальные характеристики течения и теплообмена в диапазоне чисел Рейнольдса $8,5 \times 10^3$ – 75×10^3 . Анализ показал, что выемки усиливают вторичные течения, турбулентность и разрушение пограничного слоя, способствуя интенсификации теплообмена. Сферические выемки обеспечивают наибольшие зоны рециркуляции, эллиптические вызывают более интенсивный отрыв потока, а каплевидные при углах атаки $\theta = 180^\circ$ усиливают внутреннюю рециркуляцию и турбулентность, а при $\theta = 0^\circ$ обеспечивают более сглаженный профиль течения. Кулачковые выемки демонстрируют комбинированные характеристики в зависимости от угла атаки. Результаты исследования могут быть использованы для оптимизации поверхностей теплообменников в инженерных приложениях.

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

Для цитирования. 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. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185573>

Original article

Effect of dimple geometry on the heat transfer of a dimpled plate: flow patterns and local heat transfer analysis

R. Deeb✉

*National Research University (Moscow Power Engineering Institute), Moscow, Russian Federation
Joint Stock Company «Research and design institute of urea» (JSC «NIK»), Dzerzhinsk, Russian Federation
Damascus University, Damascus, Syria
DeebR@mpei.ru✉*

Abstract. In this study, a comprehensive numerical investigation was conducted to analyze the effect of dimpled surfaces on local flow structures and heat transfer characteristics within a Reynolds number

range of $8,5 \times 10^3 \leq Re \leq 75 \times 10^3$. The study aims to assess the impact of different dimple geometries, including spherical, elliptical, drop-shaped, and cam-shaped dimples, at attack angles of $\theta = 0^\circ$ and 180° , on thermal-hydraulic performance. Advanced computational fluid dynamics simulations were utilized to evaluate local and averaged velocity distributions, temperature fields, turbulent kinetic energy (TKE), and heat transfer coefficients. The analysis of velocity profiles and turbulence characteristics revealed that dimples significantly enhance secondary flows, intensify turbulence, and promote boundary layer disruption, leading to a notable improvement in heat transfer rates. Among the investigated geometries, spherical dimples exhibited the most extensive recirculation zones, resulting in the highest enhancement in convective heat exchange. Elliptical dimples, due to their elongated shape, induced a stronger flow separation, but the region of high turbulence was comparatively smaller than that of spherical dimples. Drop-shaped dimples demonstrated a distinctive behavior: at $\theta = 180^\circ$, they intensified internal recirculation and increased turbulence generation, whereas at $\theta = 0^\circ$, they maintained a smoother flow profile with a moderate rise in heat transfer efficiency. Cam-shaped dimples presented a unique combination of characteristics depending on the angle of attack, exhibiting hybrid properties of both spherical and elliptical configurations. The study also investigated the influence of dimple geometry on turbulent kinetic energy distribution. The results indicated that dimple-induced turbulence was most prominent near the leading and trailing edges of the dimples, which contributed to localized heat transfer augmentation. Moreover, temperature contours and local heat transfer coefficients confirmed that the maximum heat transfer intensification occurred in regions where flow reattachment and turbulence intensification were dominant. Overall, this research provides valuable insights into the role of dimple geometry in optimizing heat exchanger surfaces. The findings highlight the potential of drop-shaped and cam-shaped dimples in achieving superior thermal-hydraulic performance, offering a pathway for improving heat exchanger designs in various industrial applications. The results contribute to the growing knowledge base of passive heat transfer enhancement techniques and emphasize the importance of geometric optimization in fluid-thermal systems.

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

For citation. Deeb R. Effect of dimple geometry on the heat transfer of a dimpled plate: flow patterns and local heat transfer analysis. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 6, pp. 266–278. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185573>

Введение

Энергетический кризис является одной из самых актуальных проблем современности и требует незамедлительного решения [1]. Энергоэффективность повышается за счет внедрения передовых технологий, особенно в тепловых процессах. Одной из важнейших задач является улучшение охлаждения газотурбинных установок, что требует эффективных решений для теплообмена. Среди применяемых методов – шероховатые поверхности, штифтовые ребра, турбулизаторы и выемки. Выемки доказали свою эффективность, действуя как вихрегенераторы, усиливая турбулентное перемешивание и снижая сопротивление трению по сравнению с выступающими охлаждающими элементами [2–4]. Авторы [5] провели экспериментальное исследование тепловых характеристик пластины со

сферическими выемками, установлено значительное улучшение теплообмена (приблизительно на 40 %). Авторы [6] выполнили численный анализ турбулентного течения при поперечном обтекании трубы с выемками. Результаты показали, что выемки на внутренних стенках трубы создают вихри и ударные течения, что приводит к увеличению интенсивности теплообмена до 2,74 раза по сравнению с гладкими поверхностями.

Несколько исследований были посвящены улучшению тепло-аэродинамических характеристик путем перехода от сферических выемок к более обтекаемым их профилям. Авторы [7] выполнили трехмерное моделирование конвективного теплообмена на спирально расположенных выемках. Установлено, что среднее значение числа Нуссельта (Nu_{cp}) для поверхностей с выемка-

ми 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, что оптимальные значения теплоаэродинамической 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.

Авторы [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. Авторы [12] выполнили численное моделирование турбулентного течения над поверхностью с выемками, исследовано 3 различных варианта 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. Авторы [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 доказанную эффективность асферических выемок в теплообмене, остается методологическое ограничение: большинство многочисленных исследований не учитывают постоянную смачиваемую поверхность при сравнении их геометрии. Изменение поперечного сечения вли-

яет на объем выемок, что затрудняет сопоставление тепловых характеристик. В данном исследовании анализируется влияние формы выемок (сферической, эллиптической, кулачковой и каплевидной) на локальные тепловые характеристики при $\theta = 0^\circ$ и 180° . Сохранение постоянной смачиваемой поверхности обеспечивает объективную оценку течения и теплообмена, давая новые представления о механизмах их взаимодействия.

Численный метод

Физическая модель

Трехмерная физическая модель представлена пластинами, содержащими выемки четырех различных конфигураций: сферической, эллиптической, кулачковой и каплевидной (рис. 1, 2). Размеры исследуемой пластины составляют $245 \times 130 \times 6,5$ мм, что соответствует параметрам из эксперимента [14], обеспечивая возможность проверки достоверности численного моделирования. Анализируемые пластины включают 11 рядов выемок, размещенных в шахматном порядке, с продольным шагом $S_{про} = 21,6$ мм и поперечным шагом $S_{поп} = 25$ мм (рис. 3). Испытуемая пластина установлена в центральной части канала длиной 445 мм и высотой 20 мм. Рассматривались два варианта кулачковых и каплевидных выемок при углах атаки потока $\theta = 0^\circ$ и 180° .

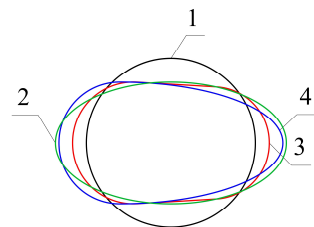


Рис. 1. Поперечные сечения исследованных выемок: 1 – сферическая, 2 – эллиптическая, 3 – каплевидная, 4 – кулачковая

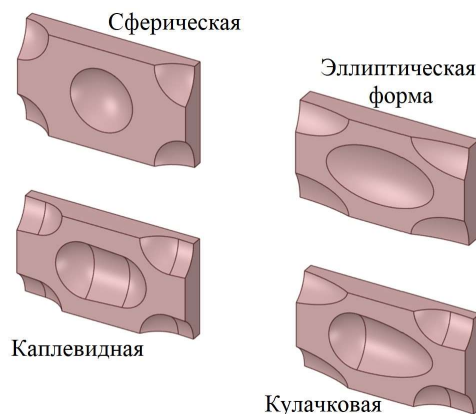


Рис. 2. Разрез пластины с различными геометриями выемок

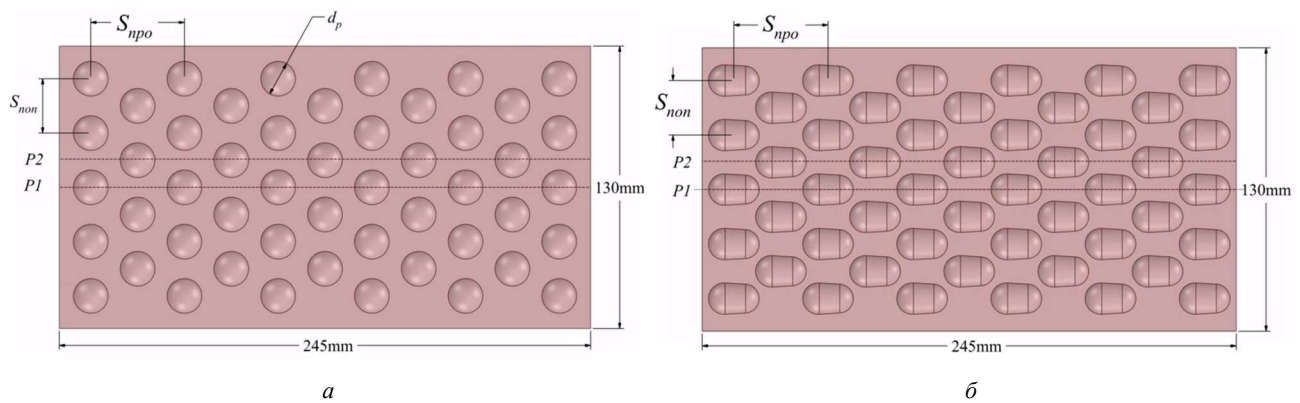


Рис. 3. Исследуемые пластины: а – со сферическими выемками, б – с каплевидными выемками

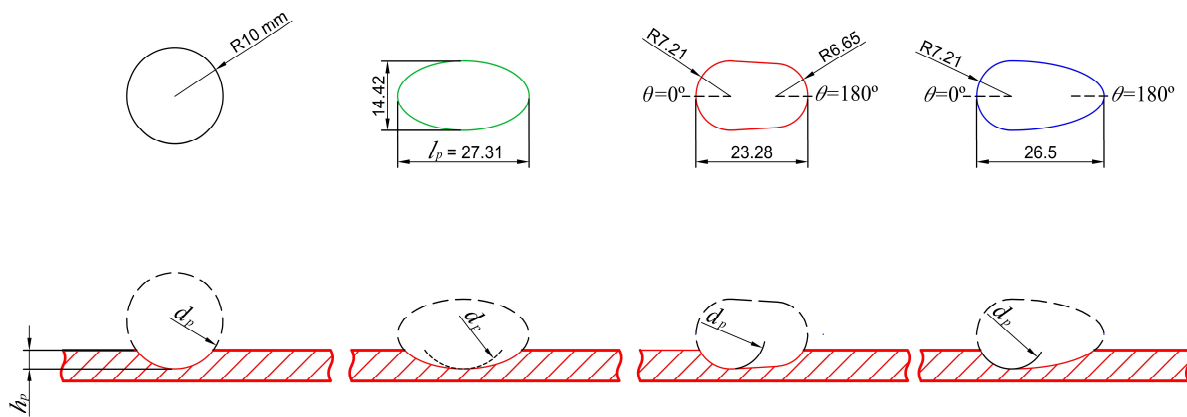


Рис. 4. Геометрические параметры исследованных выемок

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

Вычислительная область и допущения

Для уменьшения затрат времени на вычисления анализ выполняется только для одной половины пластины, принимая во внимание симметричность относительно оси x (рис. 5). Основные уравнения, включая уравнение неразрывности (сохранение массы), уравнение импульса и уравнение сохранения энергии, решались с использованием программного пакета Fluent [15]. Эти уравнения записываются следующим образом:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\rho \overline{u_i' u_j'} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{\partial((\rho E + p)u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u'_j T'} \right] \quad (3)$$

где i, j, k – индексы, определяющие направления декартовой системы координат; ρ, u, p обозначают плотность, скорость и давление соответственно; $\rho \overline{u'_i u'_j}$ – тензор турбулентных напряжений, k – эффективная теплопроводность, E – энергия, c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, а $\overline{u'_j T'}$ – компоненты вектора турбулентного теплового потока.

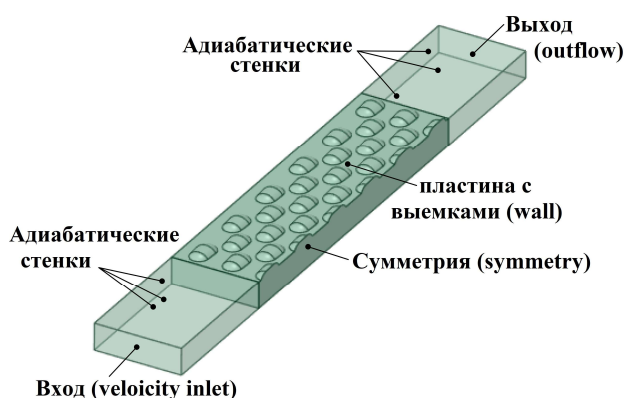


Рис. 5. Вычислительная область с граничными условиями для случая каплевидных выемок

Поток рассматривается как стационарный и несжимаемый. Для моделирования турбулентного течения использовалась двухпараметрическая турбулентная модель SST $k-\omega$ [14, 15]. Кроме того, для снижения численных погрешностей применялась дискретизация второго порядка second-order upwind для уравнения импульса и турбулентных величин, а для всех уравнений использовалась схема QUICK. Критерий сходимости установлен на уровне 10^{-8} для уравнения энергии и 10^{-6} для остальных уравнений.

Граничные условия, представленные на рис. 6, 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.

Генерация сетки и дискретизация

Трехмерная расчетная область была разбита на сетку с использованием ANSYS ICEM, как показано на рис. 6. В ходе моделирования применялась комбинированная сеточная структура, включающая гексаэдрические и тетраэдрические элементы. Параметр y^+ был настроен таким образом, чтобы оставаться в пределах 1.0 или ниже, обеспечивая корректность расчетов при использовании модели турбулентности SST $k-\omega$.

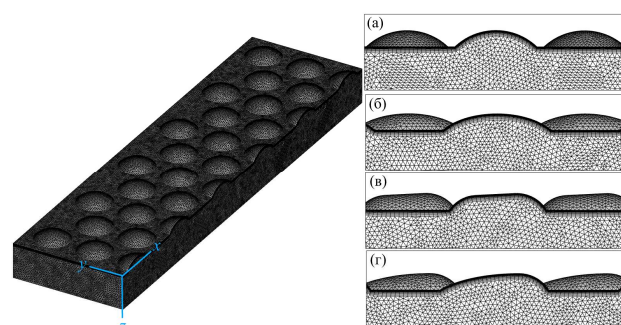


Рис. 6. Детали вычислительной сетки: а – сферические, б – эллиптические, в – каплевидные, г – кулачковые выемки

Дополнительно проведен анализ сеточной независимости решения при числе Рейнольдса 75000, чтобы найти оптимальное соотношение между вычислительными затратами и точностью. Рассматривались различные конфигурации сетки, содержащие от 36442 до 1285695 узлов. На рис. 7 представлено влияние размера сетки на среднее число Нуссельта для всех исследованных случаев. Итоговое сравнение показало, что оптимальной является конфигурация, включающая 803391 узел. Таким образом, данная конфигурация была выбрана для последующих расчетов.

Валидация численной модели

Для оценки точности численного моделирования проведено сравнение полученных данных с результатами экспериментов, опубликованными в предыдущих исследованиях. В частности, анализировались усредненные значения числа Нуссельта. Для гладкой пластины численные данные сопоставляются с корреляцией Диттуса–Боелтера [16] для Nu_{cp} , тогда как экспериментальные данные для сферических выемок взяты из работы [14]. Как показано на рис. 8, численные результаты демонстрируют хорошее совпадение с экспериментальными данными. Максимальные отклонения составляют 8,04 % для Nu_{cp} во всем диапазоне чисел Рейнольдса.

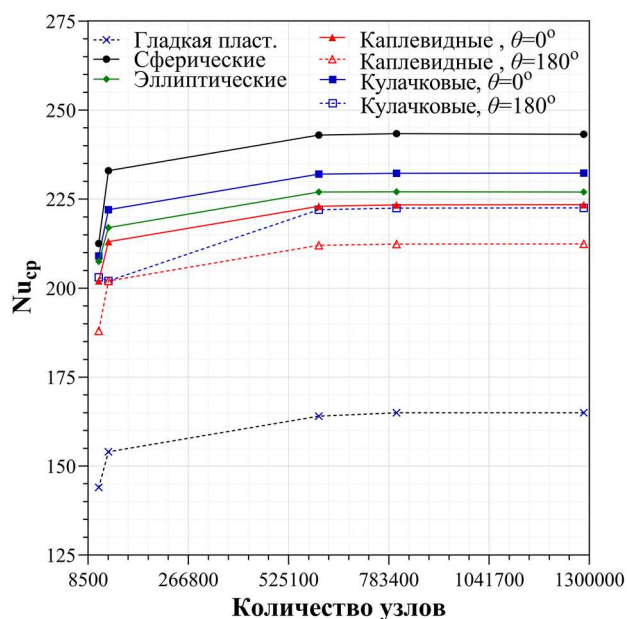


Рис. 7. Анализ чувствительности сетки

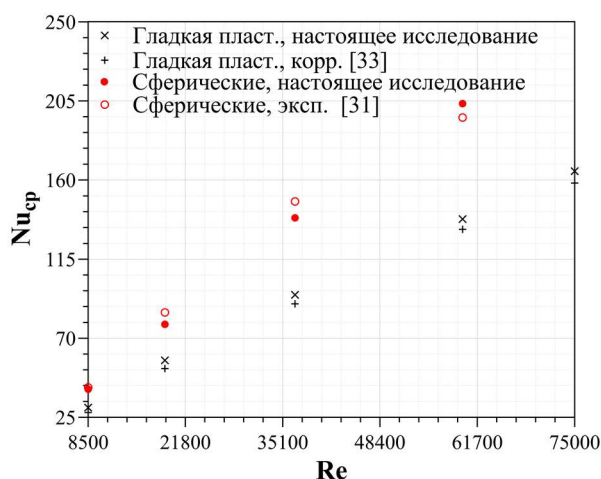


Рис. 8. Валидация численных результатов

Результаты исследований и их обсуждение

Структура течения над поверхностями с выемками оказывает существенное влияние на характеристики теплообмена. Различные геометрии выемок по-разному воздействуют на процессы отрыва и повторного присоединения потока, образование вихревых структур и интенсивность турбулентности. Четыре рассматриваемые сферические, эллиптические, кулачковые и каплевидные выемки имеют разные механизмы взаимодействия с потоком, что влияет на их эффективность теплообмена.

Концептуальное представление явлений, обусловленных наличием выемок, приведено на рис. 9. При обтекании поверхности с выемками

возникают сложные аэродинамические процессы, формирующие структуру течения и теплообмена. На начальном этапе, когда высокоскоростной основной поток приближается к передней кромке выемки, происходит отрыв течения вследствие резкого падения давления. Это приводит к образованию выраженного сдвигового слоя между быстро движущимся внешним потоком и медленным рециркуляционным течением внутри выемки. Отделившийся пограничный слой ведет себя аналогично свободному сдвиговому слою, демонстрируя высокую неустойчивость. В результате формирование нестационарных вихревых структур инициируется возмущениями Кельвина–Гельмгольца, что приводит к непрерывному закручиванию вихрей. Эти вихри способствуют втягиванию высокоскоростного основного потока в пристенную область и одновременно усиливают вытеснение низкоскоростного рециркуляционного потока из полости выемки в основной поток. Это приводит к формированию характерных «зонтичных вихрей» (рис. 10).

Наличие зоны пониженного давления в передней части выемки, обусловленное формированием низкоскоростного рециркуляционного течения внутри полости, приводит к незначительному смещению основного высокоскоростного потока вниз, в результате чего он ударяется о заднюю кромку выемки. Взаимодействие потока с задней стенкой выемки приводит к формированию смешанного ударно-адвективного течения, при котором поток сталкивается с поверхностью, перемешивается с окружающим потоком и способствует усилению теплообмена. После удара о поверхность поток разделяется, одна часть продолжает циркулировать внутри выемок, а другая выходит в основной поток в виде энергичного восходящего течения. Восходящий поток способствует вытеснению низкоскоростной жидкости из полости и интенсификации теплообмена с окружающим потоком.

Таким образом, выемка действует как турбулизатор, создавая различные нестационарные вихревые структуры и мощные восходящие потоки внутри пограничного слоя. Взаимодействие этих явлений формирует интенсивную турбулентную среду, повышающую эффективность теплообмена, что делает выемки эффективным средством для улучшения характеристик теплообменных поверхностей, подверженных высоким тепловым нагрузкам.

Таким образом, выемка действует как турбулизатор, создавая различные нестационарные вихревые структуры и мощные восходящие потоки внутри пограничного слоя. Взаимодействие этих явлений формирует интенсивную турбулентную среду, повышающую эффективность теплообмена, что делает выемки эффективным средством для улучшения характеристик теплообменных поверхностей, подверженных высоким тепловым нагрузкам.

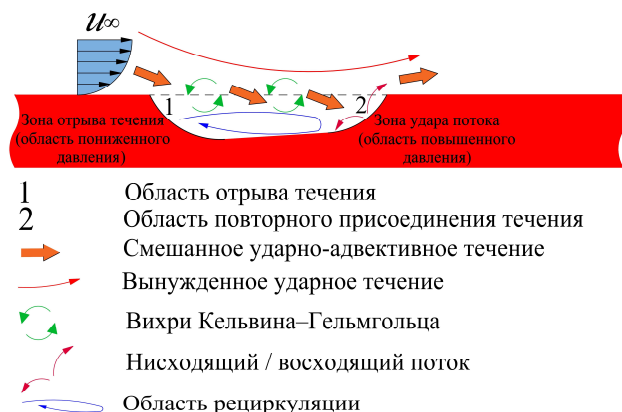


Рис. 9. Концептуальное представление явлений, вызванных наличием выемок (каплевидная выемка при $\theta = 0^\circ$)

На рис. 10 представлены линии тока и контуры скорости в продольной плоскости и на поверхности пластины с выемками при числе Рейнольдса 75000. Асимметричная картина течения, показанная на рис. 11 а–е, обусловлена увеличением скорости потока, что приводит к нарушению баланса вихря: одна его сторона становится значительно больше другой. С ростом скорости струя, сформированная крупным вихрем, вытесняет струю с меньшей стороны из выемки, в результате чего образуется одна ячейковый вихрь, напоминающий торнадо. Такая неравномерность течения, связанная с изменением глубины выемки, способствует усиленному теплообмену с наветренной стороны стенки выемки.

Во всех случаях течение отделяется (зона I) и циркулирует в передней части выемок, что приводит к локальному снижению тепловой эффективности. В задней части выемок течение повторно присоединяется (зона II) и интенсивно взаимодействует с поверхностью, формируя вторичные вихри, особенно вблизи выходной кромки. Эти динамические процессы оказывают значительное влияние на повышение эффективности теплообмена (рис. 13).

Анализ рис. 10 показывает, что сферическая выемка обладает наибольшей зоной рециркуляции (рис. 10 а), что объясняется ее увеличенным проектируемым диаметром d_p по сравнению с другими геометриями выемок. В случае эллиптических выемок (рис. 11 б) выраженная кривизна в передней части способствует усиленному отрыву потока, что приводит к формированию более протяженной рециркуляционной области по сравнению со сферической выемкой. Это обусловлено большей шириной эллиптической выемки в направлении потока по сравнению с другими конфигурациями (рис. 4).

В случае каплевидных выемок зона рециркуляции при угле атаки $\theta = 180^\circ$ (рис. 10 з) значительно больше, чем при $\theta = 0^\circ$ (рис. 10 в). Данное явление обусловлено влиянием двух наклонных стенок, которые замедляют выход потока из выемки, тем самым усиливая внутреннюю рециркуляцию при 180° .

Кулачковая выемка при угле атаки $\theta = 0^\circ$ (рис. 10 д) обладает характеристиками, свойственными как сферическим, так и эллиптическим выемкам (рис. 10 а, б), поскольку ее геометрия сочетает в себе полукруглый и полуэллиптический профили. В результате в передней части выемки формируется вихревая зона. Однако при $\theta = 180^\circ$ (рис. 10 е) вихревые структуры исчезают благодаря плавному переходу, создаваемому двумя изогнутыми стенками, которые направляют поток от входа к выходу без резких изменений направления.

Турбулентная кинетическая энергия (ТКЕ) определяет степень интенсификации теплообмена на поверхностях с выемками. Ее распределение в пристенной области выявляет зоны интенсивного перемешивания и взаимодействия потока с вихревыми структурами. Сферическая выемка формирует наиболее обширную область повышенной ТКЕ за счет развитой рециркуляции (рис. 11 а, б). Эллиптическая выемка усиливает отрыв потока, увеличивая ТКЕ вблизи точки отрыва, но зона турбулентности у нее меньше (рис. 11 в, з). Для каплевидных выемок угол атаки критичен: при $\theta = 180^\circ$ (рис. 11 ж, з) наблюдается выраженная рециркуляция и высокая ТКЕ, тогда как при $\theta = 0^\circ$ (рис. 11 д, е) поток выходит плавнее. Кулачковая выемка при $\theta = 0^\circ$ (рис. 11 и, к) формирует вихревую зону в передней части, а при $\theta = 180^\circ$ (рис. 11 л, м) плавное течение снижает уровень турбулентности.

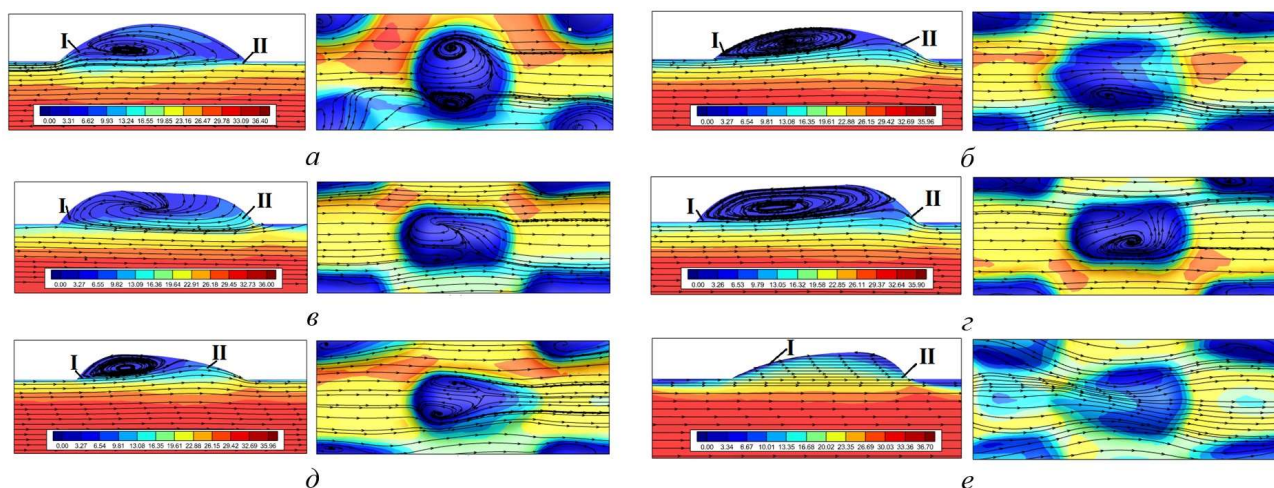


Рис. 10. Линии тока и контуры скорости в продольной плоскости и на поверхности пластины с выемками при $Re = 75000$ для исследованных выемок: *a* – сферическая, *б* – эллиптическая, *в* – каплевидная при $\theta = 0^\circ$, *г* – каплевидная при $\theta = 180^\circ$, *д* – кулачковая при $\theta = 0^\circ$, *е* – кулачковая при $\theta = 180^\circ$, м/с

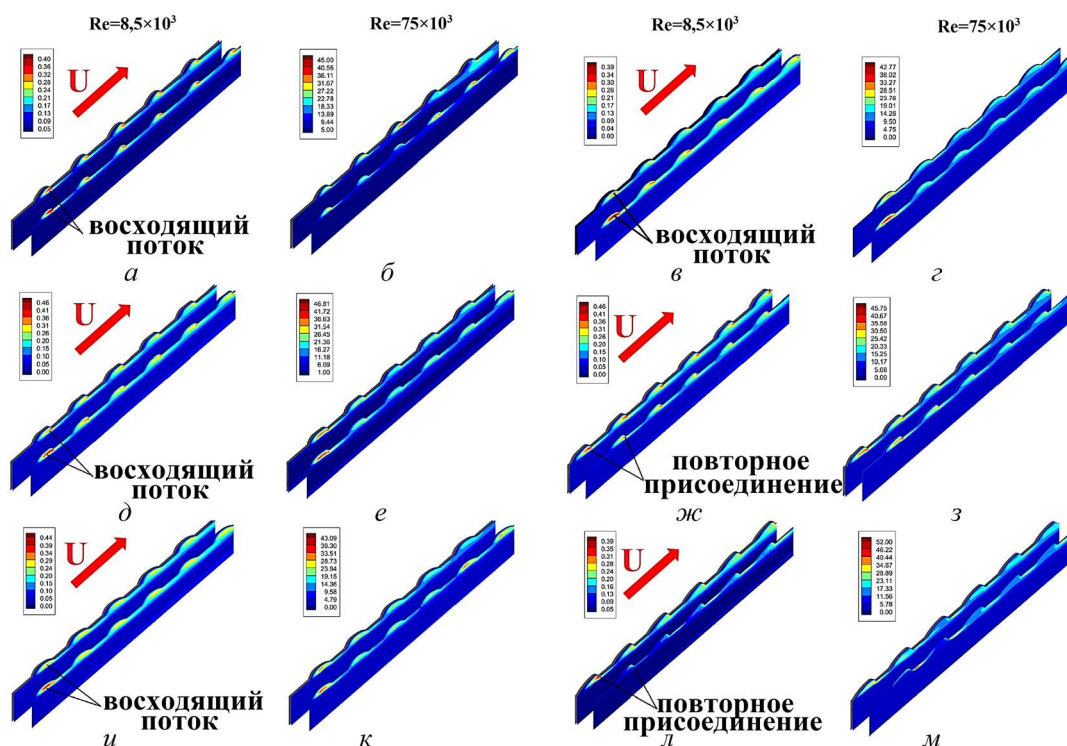


Рис. 11. Контуры турбулентной кинетической энергии в продольных плоскостях (P1, P2) пластины с выемками: *a*, *б* – сферические, *в*, *г* – эллиптические, *д*, *е* – каплевидные при $\theta = 0^\circ$, *ж*, *з* – каплевидные при $\theta = 180^\circ$, *и*, *к* – кулачковые при $\theta = 0^\circ$, *л*, *м* – кулачковые при $\theta = 180^\circ$, м²/с²

Установлено, что для кулачковых и каплевидных выемок при $\theta = 180^\circ$ (рис. 11 *ж*, *з*, *л*, *м*) восходящий поток в продольной центральной плоскости в задней части выемки значительно слабее, чем при $\theta = 0^\circ$ (рис. 11 *д*, *е*, *и*, *к*). Однако наблюдается выраженное повторное присоединение потока к выходной стенке выемки, что способствует локальному интенсификации теп-

лообмена. Во всех случаях величина ТКЕ увеличивается с ростом числа Рейнольдса, что указывает на усиление турбулентности воздуха при увеличении скорости потока.

Контуры температуры для исследуемых геометрий выемок позволяют получить важные сведения о теплообменных характеристиках и взаимодействии потока с поверхностью. На рис. 12

представлено распределение температуры для всех рассмотренных случаев при $Re = 8,5 \times 10^3$ и $Re = 75 \times 10^3$. Сферические выемки демонстрируют наиболее развитые зоны рециркуляции и интенсивные восходящие потоки в задней части (рис. 12 а, б). Эти области характеризуются значительным увеличением эффективности теплообмена, что обусловлено усиленным турбулентным перемешиванием и повторным присоединением потока, способствующим эффективному теплообмену между потоком и поверхностью с выемками. Эллиптические выемки, имеющие выраженную кривизну в передней части, вызывают более интенсивный отрыв потока (рис. 10 б). Это проявляется в температурных контурах в виде локальных зон повышенной температуры вблизи точки отрыва (рис. 12 в, г). Однако, по сравнению со сферическими выемками, общий теплообмен оказывается менее интенсивным, поскольку область с высокой турбулентной кинетической энергией значительно меньше (рис. 11 в, г).

Для каплевидных выемок температурные контуры при $\theta = 180^\circ$ (рис. 12 ж, з) демонстрируют более значительное улучшение теплообмена по сравнению со случаем $\theta = 0^\circ$ (рис. 12 д, е), что

связано с усиленной внутренней рециркуляцией. Это приводит к увеличению зоны высокой турбулентной кинетической энергии и более равномерному распределению температуры. При $\theta = 0^\circ$ поток выходит из выемки более плавно, что снижает эффективность теплообмена в задней области. Для кулачков выемок при $\theta = 180^\circ$ наблюдаются более обширные зоны теплообмена в задней части выемки и между двумя выемками в продольном ряду (рис. 12 л, м). Это обусловлено повторным присоединением потока (рис. 11 л, м), вследствие чего эффективность теплообмена в данной конфигурации оказывается выше по сравнению со случаем $\theta = 0^\circ$ (рис. 12 и, к).

Для всех исследуемых случаев при высоких числах Рейнольдса (рис. 12 б, г, е, з, к, м) наблюдается, что тепловой пограничный слой, формирующийся на поверхности с выемками, оказывается тоньше по сравнению с низкими числами Рейнольдса (рис. 12 а, в, д, ж, и, л). При низких числах Рейнольдса влияние вихревых структур на интенсификацию теплообмена ослабевает из-за снижения уровня турбулентности потока внутри выемок.

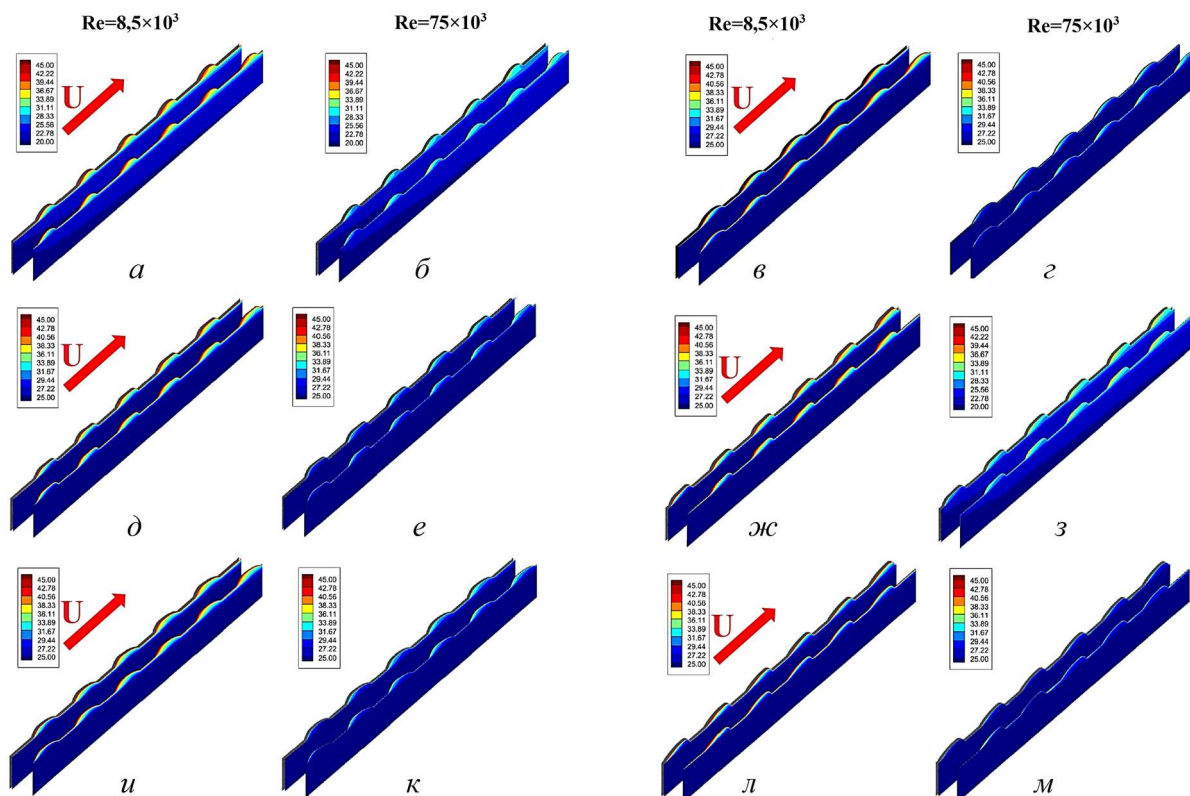


Рис. 12. Контуры температуры в продольных плоскостях (P1, P2) пластины с выемками: а, б – сферические, в, г – эллиптические, д, е – каплевидные при $\theta = 0^\circ$, ж, з – каплевидные при $\theta = 180^\circ$, и, к – кулачковые при $\theta = 0^\circ$, л, м – кулачковые при $\theta = 180^\circ$, °C

На рис. 13 представлено контуры коэффициента теплоотдачи для исследуемых случаев. Для всех геометрий выемок теплообмен менее интенсивен в передней части поверхности с выемками, где происходит отрыв потока и рециркуляция. Было найдено, что в задней части выемок, особенно вблизи их выходных кромок, конвективный теплообмен значительно усиливается. Данный эффект обусловлен срывом вихрей, генерируемых выемками, что способствует усиленному турбулентному перемешиванию в области, прилегающей к стенке выемки, тем самым повышая эффективность теплообмена в этих зонах. За счет воздействия потока, входящего на поверхность с выемками, где температура жидкости впервые контактирует с поверхностью пластины, теплообмен в передней части пластины с выемками значительно выше, после чего быстро снижается, как показано на рис. 13. Это явление наиболее выражено в начальной части поверхности, где существенно влияет на интенсивность теплообмена, прежде чем стабилизироваться далее по потоку. Кроме того, во всех случаях коэффициент теплоотдачи увеличивается с ростом числа Рейнольдса, что отражает соответствующее усиление турбулентности потока. Максимальные значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются для сферических выемок.

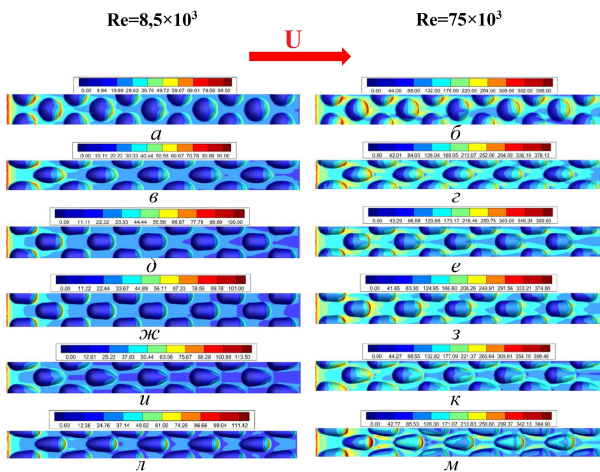


Рис. 13. Контуры коэффициента теплоотдачи на пластине с выемками: а, б – сферические, в, г – эллиптические, д, е – каплевидные при $\theta=0^\circ$, ж, з – каплевидные при $\theta=180^\circ$, и, к – кулачковые при $\theta=0^\circ$, л, м – кулачковые при $\theta=180^\circ$, Вт/(м²К)

На рис. 14 представлено распределение локального коэффициента теплоотдачи вдоль продольной плоскости пластины с выемками при $Re = 75 \times 10^3$. Локальные значения коэффициента

теплоотдачи изменяются в зависимости от различных характеристик течения, включая развитие пограничного слоя, отрыв потока, рециркуляцию, срыв вихрей и повторное присоединение. Во всех случаях на передней кромке пластины с выемками коэффициент теплоотдачи изначально высок, что связано с резким термическим градиентом между поступающим потоком и поверхностью. Это объясняется взаимодействием входящего потока с пластиной, при котором наблюдается максимальная разность температур, способствующая усиленному конвективному теплообмену. Однако по мере развития пограничного слоя коэффициент теплоотдачи быстро снижается. В передней части каждой выемки, из-за ее изогнутой геометрии, происходит отрыв потока, формируя зону низкоскоростной рециркуляции. Это приводит к снижению интенсивности конвективного теплообмена и образованию локальных минимумов коэффициента теплоотдачи. Размер этой зоны низкой теплоотдачи зависит от геометрии выемки. При движении отсоединенного потока к задней части выемки происходит его повторное присоединение, что значительно усиливает конвективный теплообмен. Это объясняется ускорением потока и возрастанием турбулентности, вызванной срывом вихрей на выходной кромке выемки. Турбулентные вихри, формирующиеся в этой области, способствуют интенсивному перемешиванию пристенного слоя, увеличивая локальный коэффициент теплоотдачи. Этот эффект наиболее выражен у выемок с большей кривизной задней части, таких как сферические, кулачковые и каплевидные при $\theta = 180^\circ$. За пределами выемок поток снова присоединяется к поверхности, создавая дополнительные максимумы коэффициента теплоотдачи. Повторное присоединение усиливает локальный теплообмен, особенно при высоких числах Рейнольдса, когда наблюдается более интенсивная турбулентность (рис. 11).

Важно отметить, что, хотя отрыв течения в несферических выемках происходит раньше, чем в сферических (рис. 14), максимальная интенсивность теплообмена наблюдается именно для сферических выемок (рис. 13, 16). Это связано в первую очередь с их большим диаметром, который способствует усилению турбулентности и повышает общую эффективность теплообмена. По мере движения потока вдоль поверхности

пластины с выемками разница между локальным минимумом коэффициента теплоотдачи и кривой гладкой пластины (характеризующей равномерное течение без возмущений) постепенно уменьшается. Такое поведение обусловлено увеличением области повторного присоединения потока и стабилизацией течения в задней части пластины с выемками. На начальном этапе поток испытывает значительные возмущения, вызванные наличием выемок, что снижает эффективность теплообмена и приводит к формированию более протяженной зоны отрыва. Однако при дальнейшем продвижении потока вниз по пластине вихри, создаваемые выемками, способствуют восстановлению более равномерного профиля потока. Процесс теплообмена достигает состояния, близкого к полностью развитому, начиная с пятого ряда выемок от передней кромки пластины (рис. 13). Кроме того, установлено, что области с более высокими значениями коэффициента теплоотдачи для пластины с выемками, расположенные выше кривой гладкой пластины, имеют большую протяженность по сравнению с областями с пониженными значениями, расположенными ниже нее. Это свидетельствует о том, что пластина с выемками обеспечивает значительную интенсификацию теплообмена в определенных зонах, что в итоге приводит к более высокой общей эффективности теплообмена по сравнению с гладкой пластиной (рис. 17).

Для более детального объяснения на рис. 15 представлены профили локального теплообмена и коэффициента давления вдоль центральной линии каплевидной выемки при $\theta = 0^\circ$ в качестве примера. Коэффициент теплоотдачи сначала снижается от передней кромки пластины с выемками по мере достижения потоком точки отрыва. На этом этапе набегающий поток отделяется от поверхности, что приводит к увеличению толщины пограничного слоя и снижению теплообмена с поверхностью. После точки отрыва вихри, образующиеся в результате взаимодействия высокоскоростного набегающего потока с рециркуляционным потоком, начинают оказывать влияние на теплообмен. Эти вихри усиливают теплообмен за счет повышения турбулентности и флуктуаций в пограничном слое, приближая более высокоскоростной поток к поверхности и тем самым улучшая теплоотдачу. Затем поток повторно присоединяется к поверхности в началь-

ной части прямолинейного участка выемки. Это повторное присоединение усиливает взаимодействие рециркуляционного потока с набегающим потоком, что приводит к росту интенсивности турбулентности вдоль выемки и постепенному увеличению теплообмена по мере движения потока к ее задней части. На выходной кромке выемки поток испытывает еще более интенсивную турбулентность и флуктуации (рис. 11 д, е). Это способствует дополнительной интенсификации теплообмена, поскольку рециркуляционный поток вытесняется и смешивается с основным потоком, что приводит к значительному увеличению теплоотдачи в данной области.

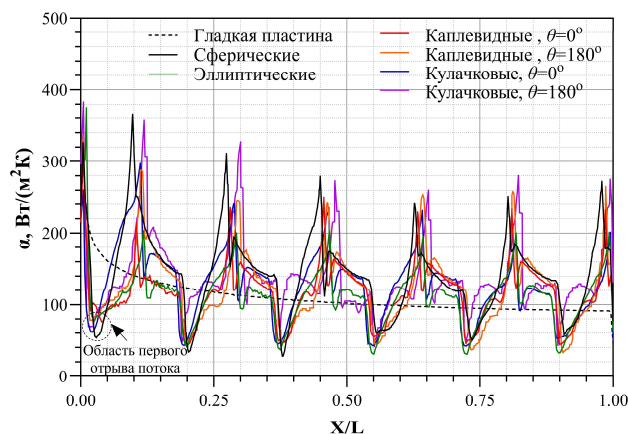


Рис. 14. Распределение локального коэффициента теплоотдачи вдоль продольной плоскости (P1) при $Re=75 \times 10^3$, $W/(m^2K)$

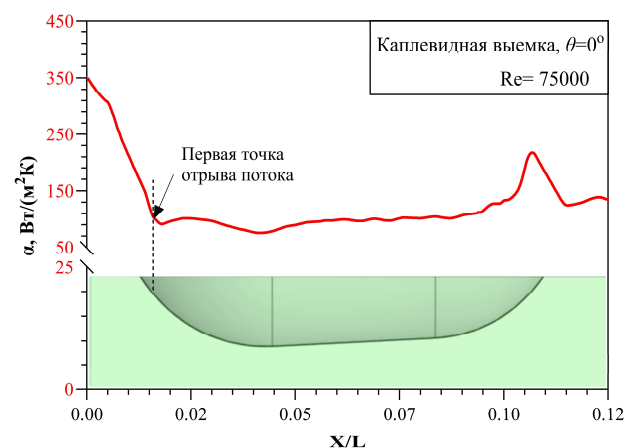


Рис. 15. Профили локального коэффициента теплоотдачи вдоль центральной линии каплевидной выемки

Заключение

В данном исследовании проведен анализ влияния различных геометрий выемок (сферических, эллиптических, кулачковых и каплевидных) и углов атаки ($\theta = 0^\circ$ и 180°) на тепловые харак-

теристика поверхности с выемками в диапазоне чисел Рейнольдса $8,5 \times 10^3 - 75 \times 10^3$. Анализ показал, что структура течения над поверхностями с выемками оказывает значительное влияние на теплообменные характеристики за счет формирования сложных вихревых структур, зон отрыва и повторного присоединения потока.

Сферические выемки создают интенсивные зоны рециркуляции и восходящие потоки, усиливая теплоотдачу. Эллиптические способствуют отрыву потока, но вызывают меньшую турбулентность. Каплевидные при $\theta = 180^\circ$ увеличивают рециркуляцию и уровень турбулентной энергии, а при $\theta = 0^\circ$ обеспечивают более сглаженный поток. Кулачковые демонстрируют смешанные характеристики в зависимости от угла атаки.

Анализ турбулентной кинетической энергии показал, что выемки усиливают турбулентность в пристенной области, особенно за выходной кромкой, что повышает теплообмен. Увеличение числа Рейнольдса приводит к росту коэффициента теплоотдачи. Максимальная интенсивность теплообмена наблюдается в зонах повторного присоединения потока и локальной турбулентности, при этом сферические выемки демонстрируют наибольший коэффициент теплоотдачи.

Список источников

1. Zhirun S., Xin L., Jie C. et al. Numerical study of variable density and height flow guided pin fin in an open microchannel heat sink // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024. Vol. 225. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125405
2. Sajan T., Ehtesham A., Heesung P. A novel concept for a rib turbulator for optimizing the cooling performance in a square channel // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2023. Vol. 221. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.125144
3. Ligrani P.M., Oliveira M.M., Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques // *AIAA J.* 2003. Vol. 41. №. 3. P. 337–362. DOI: 10.2514/2.1964
4. 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. №. 1. P. 1–8. DOI: 10.1016/0894-1777(93)90075-T
5. Wang Z., Wang Y., Zhang J. et al. Numerical Simulation of Heat Transfer Performance of a Dimpled Tubular Heat Exchanger // *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12. №. 24. P. 12965–12965. DOI: 10.3390/app122412965
6. Nasr M.E., Tay J., Khoo B.C. Numerical study of heat transfer and drag in dimpled channel with different dimple geometries // *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2022. Vol. 29. DOI: 10.1615/jenhheattransf.2022041456
7. Chen Y., Chew Y.T., Khoo B.C. Enhancement of heat transfer in turbulent channel flow over dimpled surface // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55. №. 25–26. P. 8100–8121. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.043
8. Дееб Р. Численное исследование характеристик теплообмена и гидравлического сопротивления шахматных пучков сдвоенных труб круглой и каплевидной формы // *Тепловые процессы в технике*. 2020. Т. 12. № 10. С. 434–444.
9. Дееб Р. Влияние угла атаки на характеристики теплообмена при обтекании одиночной каплевидной трубы // *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*. 2021. Т. 22. № 5. С. 43–63.
10. Дееб Р. Влияние относительного продольного и поперечного шага на характеристики теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы // *Тепловые процессы в технике*. 2022. Т. 14. № 2. С. 74–84.
11. Acharya S., Zhou F. Experimental and Computational Study of Heat/Mass Transfer and Flow Structure for Four Dimple Shapes in a Square Internal Passage // *ASME Journal of Turbomachinery*. 2012. Vol. 134. №. 6. DOI: 10.1115/1.4006315
12. Rad H.S., Mousavi S.M., Sarmadian A. Comparative study on the thermal-hydraulic performance of tubes enhanced with three different types of teardrop protrusions // *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 236. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121682
13. Perwez A., Kumar R. Heat transfer performance investigation of the spherical dimple heat sink and inclined teardrop dimple heat sink // *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 2019. Vol. 76. P. 73–86. DOI: 10.1080/10407782.2019.1612676
14. 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. P. 201–209. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2014.10.030
15. ANSYS, Inc. ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide. 2009.
16. Boelter L.M.K., Cherry V.H., Johnson H.A. et al. Heat Transfer Notes. McGraw-Hill Book Company, New York, 1965.

References

1. Zhirun S, Xin L, Jie C et al. Numerical study of variable density and height flow guided pin fin in an open microchannel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024;225. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125405
2. Sajan T, Ehtesham A, Heesung P. A novel concept for a rib turbulator for optimizing the cooling performance in a square channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2023;221. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.125144

3. Ligrani PM, Oliveira MM, Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques. *AIAA Journal*. 2003;41(3):337–362. URL: 10.2514/2.1964
4. 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):1–8. DOI: 10.1016/0894-1777(93)90075-T
5. Wang Z, Wang Y, Zhang J et al. Numerical simulation of heat transfer performance of a dimpled tubular heat exchanger. *Applied Sciences*. 2022;12(24):12965–12965. DOI: 10.3390/app122412965
6. Nasr ME, Tay J, Khoo BC. Numerical study of heat transfer and drag in dimpled channel with different dimple geometries. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2022, vol. 29. DOI: 10.1615/jenhheattransf.2022041456
7. Chen Y, Chew YT, Khoo BC. Enhancement of heat transfer in turbulent channel flow over dimpled surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012;55(25–26):8100–8121. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.043
8. Deeb R. Numerical study of heat transfer characteristics and friction factor for staggered circular and drop-shaped double tubes bundles. *Thermal Processes in Engineering*. 2020;12(10):434–444.
9. 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;22(2):53–67.
10. Deeb R. The effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the heat transfer characteristics of staggered drop-shaped tubes bundle. *Thermal Processes in Engineering*. 2022;14(2):74–84.
11. Acharya S, Zhou F. Experimental and computational study of heat/mass transfer and flow structure for four dimple shapes in a square internal passage. *ASME Journal of Turbomachinery*. 2012;134(6). DOI: 10.1115/1.4006315
12. Rad HS, Mousavi SM, Sarmadian A. Comparative study on the thermal–hydraulic performance of tubes enhanced with three different types of teardrop protrusions. *Applied Thermal Engineering*. 2024;236. URL: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121682
13. Perwez A., Kumar R. Heat transfer performance investigation of the spherical dimple heat sink and inclined teardrop dimple heat sink. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 2019;76:73–86. DOI: 10.1080/10407782.2019.1612676
14. 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
15. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
16. Boelter LMK, Cherry VH, Johnson HA et al. *Heat Transfer Notes*. New York; McGraw-Hill Book Company. 1965.