

Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 12. С. 563–572
Thermal processes in engineering, 2022, vol. 14, no. 12, pp. 563–572

Научная статья
УДК 536.24
DOI: 10.34759/tpt-2022-14-12-563-572

Местная и средняя теплоотдача в диффузорной выемке при различных углах ее установки

А.В. Ильинков¹, И.В. Моренко², В.В. Такмовцев¹,
И.Ш. Зарипов¹, И.А. Попов¹, А.В. Щукин¹✉

¹ Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ, Казань, Россия

² Институт механики и машиностроения – обособленное структурное подразделение Федерального государственного бюджетного учреждения науки «Федеральный исследовательский центр «Казанский научный центр Российской академии наук», Казань, Россия
a.v.shchukin@rambler.ru✉

Аннотация. В результате опытных и расчетных исследований получены данные о местной и средней теплоотдаче в единичной диффузорной выемке, обтекаемой турбулентным потоком воздуха и размещенной на плоской поверхности с возможностью поворота выемки на различные углы установки $\beta = 0^\circ\text{--}60^\circ$ относительно направления движения набегающего потока. Число Рейнольдса Re_D составляло $4.62 \cdot 10^4$. На основе сравнительных исследований выбраны рациональные значения угла установки диффузорной выемки $\beta = 45^\circ\text{--}60^\circ$, при которых происходит наибольшая интенсификация конвективного теплообмена, сопровождаемая одноэпицентровым механизмом образования самоорганизующейся крупномасштабной вихревой структуры. В диапазоне рекомендуемых к применению этих углов установки диффузорных выемок получено удовлетворительное совпадение результатов численного моделирования с экспериментальными данными.

Ключевые слова: диффузорная выемка, экспериментальные и численные исследования, интенсификация теплоотдачи, угол установки выемки

Благодарности. Работа выполнена в рамках соглашения с Министерством науки и высшего образования Российской Федерации № 075-03-2020-051/3 (№ гос. рег. НИОКТР АААА-А20-120102190039-6).

Для цитирования. Ильинков А.В., Моренко И.В., Такмовцев В.В., Зарипов И.Ш., Попов И.А., Щукин А.В. Местная и средняя теплоотдача в диффузорной выемке при различных углах ее установки // Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 12. С. 563–572. DOI: 10.34759/tpt-2022-14-12-563-572

Local and average heat transfer in a diffuser-type dimple at different angles of its installation

A.V. Ilyinkov¹, I.V. Morenko², V.V. Takmoltsev¹,
I.Sh. Zaripov¹, I.A. Popov¹, A.V. Shchukin¹✉

¹Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI, Kazan, Russia

²Institute of Mechanics and Engineering – Subdivision of the Federal State Budgetary Institution of Science “Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences”, Kazan, Russia
a.v.shchukin@rambler.ru ✉

Abstract. Experimental and numerical studies yielded the data on local and average heat transfer in a single diffuser-type dimple in turbulent air flows. The dimple was located on a plane surface and could be installed at different angles to the main flow $\beta = 0 - 60^\circ$. The Reynolds number Re_D was $4.62 \cdot 10^4$. Based on comparative studies, optimal angles were chosen ($\beta = 45 - 60^\circ$), which provided the best enhancement of convective heat transfer with implementation of a single-epicenter mechanism of self-organizing large-scale vortex generation. Satisfactory coincidence of numerical simulation and experiments was obtained in the range of recommended installation angles of diffuser-type dimple.

Keywords: diffuser-type dimple, experimental and numerical studies, heat transfer enhancement, dimple inclination angle

Acknowledgements. The research was carried out within the agreement with Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (Theme No. 075-03-2020-051/3, R&D No. AAAA-A20-120102190039-6).

For citation. Ilyinkov A.V., Morenko I.V., Takmoltsev V.V., Zaripov I.Sh., Popov I.A., Shchukin A.V. Local and average heat transfer in a diffuser-type dimple at different angles of its installation. *Тепловые процессы в технике = Thermal processes in engineering*, 2022, vol. 14, no. 12, pp. 563–572. (In Russ.) DOI: 10.34759/tpt-2022-14-12-563–572

Введение

Энергоэффективные системы воздушного охлаждения или нагрева позволяют снизить требуемые перепады давления теплоносителя, необходимого для прокачки теплоносителя по теплообменным трактам, например в системах воздушного охлаждения турбинных лопаток или в воздухоподогревателях различного назначения, повышая их энергоэффективность. В работах [1–7] обсуждаются различные схемы пристенных интенсификаторов теплообмена, обеспечивающих опережающий рост теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления в каналах:

$$(Nu/Nu_0)_{Re} > (\xi/\xi_0)_{Re},$$

где Nu – число Нуссельта; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления.

Это – матрицы сферических, цилиндрических, овальных, траншейных и других схем. Одним из предложенных вариантов такого рода интенсификаторов теплообмена является диффузорная выемка [8].

Как известно, в полусферической выемке отрывного типа в результате образования возвратного течения возникают самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры [3, 4, 9]. При этом образуются два их эпицентра, расположенные на участке ее входной кромки примерно на половине ее глубины (рис. 1). Многочисленные результаты исследований (например, [2]) показывают, что из обоих эпицентров происходит чередующийся во времени выброс находящегося в выемке потока, который уносится далее основным потоком.

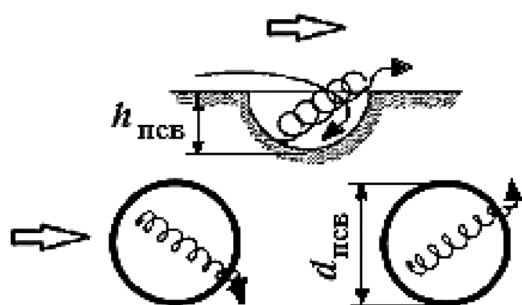


Рис. 1. Схема обтекания полусферической выемки: $h_{\text{псв}} = 25$ мм; $d_{\text{псв}} = 50$ мм

Для анализа режимов течения в каналах применяется параметр – степень турбулентности

$$Tu = \frac{\sqrt{\overline{W'_x{}^2}}}{\overline{W_x}} \cdot 100\%, \text{ где } \overline{W'_x} - \text{пульсационная}$$

составляющая скорости, $\overline{W_x}$ – среднерасходная скорость набегающего потока. В канале с турбулентным режимом течения, когда степень турбулентности потока Tu невелика и составляет 0.5 %, относительное значение среднего коэффициента теплоотдачи в полусферической выемке $\alpha_{\text{псв}}$, отнесенное к среднему коэффициенту теплоотдачи на исходно гладкой поверхности $\alpha_{\text{гл}}$ составляет около 0.75 [2]. Примерно при $Tu = 3-4$ % в гладких охлаждающих каналах турбинных лопаток или в гладких трубах с турбулентным режимом течения соотношение суммарных тепловых потоков от поверхности полусферической выемки и круга одинаковых диаметров $Q_{\text{псв}}/Q_{\text{гл}} \approx 1.4$, а $\alpha_{\text{псв}}/\alpha_{\text{гл}} \approx 0.7$ [2]. Если рассмотреть течение с более высоким уровнем турбулентности, например в полостях турбинных лопаток с интенсификацией охлаждения (значение $Tu \approx 8-10$ %), то в этом случае $Q_{\text{псв}}/Q_{\text{гл}} \approx 1$, а теплоотдача $\alpha_{\text{псв}}/\alpha_{\text{гл}} \approx 0.5$.

Этот сравнительный анализ теплоотдачи в полусферической выемке и на исходно гладкой поверхности, а также результаты визуализации течений в диффузорной выемке

показывают, что необходимо продолжить исследования для поиска более энергоэффективных пристенных интенсификаторов конвективного теплообмена.

Как показывают сравнительные визуализационные эксперименты обтекания диффузорной выемки [7], этот интенсификатор – один из наиболее эффективных вариантов пристенных интенсификаторов теплообмена. Однако до сих пор нет результатов исследований теплоотдачи, которые позволили бы однозначно получить данные для выбора наиболее целесообразного варианта установки таких выемок в турбулентном потоке.

Объекты, методы и результаты экспериментального исследования теплоотдачи в диффузорной выемке

Экспериментальное исследование проводилось на опытной установке, описание которой представлено в работе [10].

Объект исследования – диффузорная выемка, обдуваемая потоком воздуха.

Цель исследования – определение теплоотдачи на поверхности диффузорной выемки при различных углах ее установки относительно направления натекающего турбулентного потока.

Подробное описание объектов и методов исследования представлены ниже.

Схема исследуемой диффузорной выемки показана на рис. 2. Относительная глубина выемки составляла $h/d_{\text{эвк}} = 0.36$, а относительная площадь поверхности, то есть отношение площади поверхности выемки к площади ее проекции $F_{\text{дв}}/F_{\text{исх.гл}} = 1.62$.

Определение коэффициентов теплоотдачи в единичной диффузорной выемке осуществля-

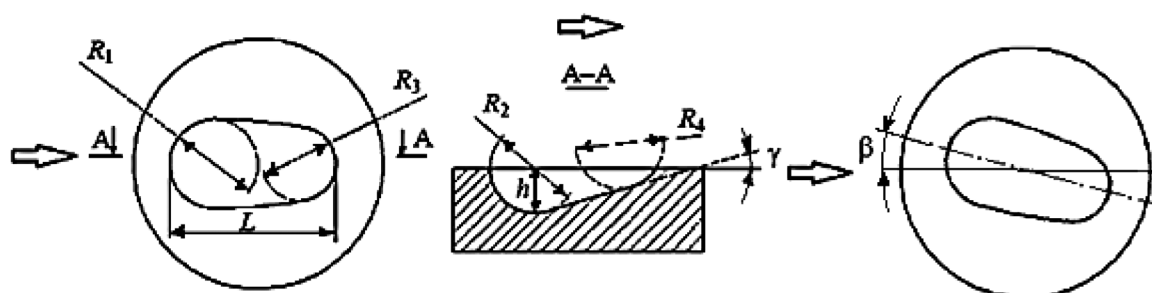


Рис. 2. Схема диффузорной выемки: $L = 58.7$ мм; $R_1 = 16$ мм; $R_2 = 16$ мм; $R_3 = 13.5$ мм; $R_4 = 16$ мм; $h = 16$ мм; $\gamma = 16^\circ$; β – угол установки выемки

лось физическими и численными методами исследования в несколько этапов. Все исследования проводились при значении числа Рейнольдса, определенного по гидравлическому диаметру канала ($D_f = 125$ мм), $Re_D = 4.62 \cdot 10^4$.

На первом этапе ставилась задача определить местные коэффициенты теплоотдачи на поверхности диффузорной выемки методом регулярного теплового режима. Общий вид объекта исследования, изготовленного для реализации этого метода, показан на рис. 3.

Преимуществом данного метода является практически полное отсутствие влияния датчиков друг на друга, что повышает точность определения местных коэффициентов теплоотдачи.

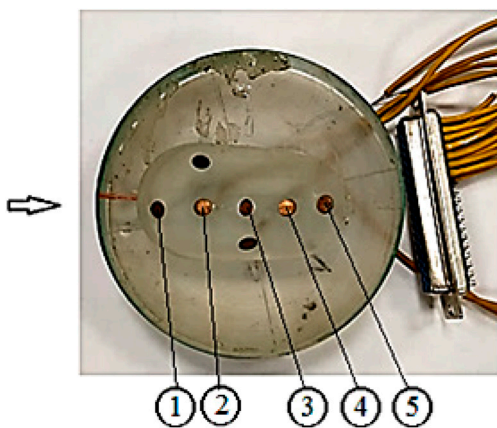


Рис. 3. Объект исследования – модель диффузорной выемки, изготовленной из оргстекла для реализации метода регулярного теплового режима: 1–5 – датчики замера теплового потока

Результаты исследования местной теплоотдачи на поверхности модели диффузорной выемки показаны на рис. 4. Получено, что распределение местных коэффициентов теплоотдачи вдоль продольной плоскости симметрии диффузорной выемки имеет неодинаковый характер и зависит от угла установки β .

Так, при небольших углах установки диффузорной выемки в диапазоне значений $\beta = 0^\circ - 15^\circ$ теплоотдача в верхней по потоку части выемки невысока (датчики № 1 и 2), как и в полусферической выемке. В области выходной кромки диффузорной выемки теплоотдача значительно возрастает (датчики № 4 и 5), что вызвано интенсифицирующим эффектом присоединяющегося отрывного течения к поверхности выемки. Характер течения в диффузорной выемке на турбулентном режиме течения в диапазоне

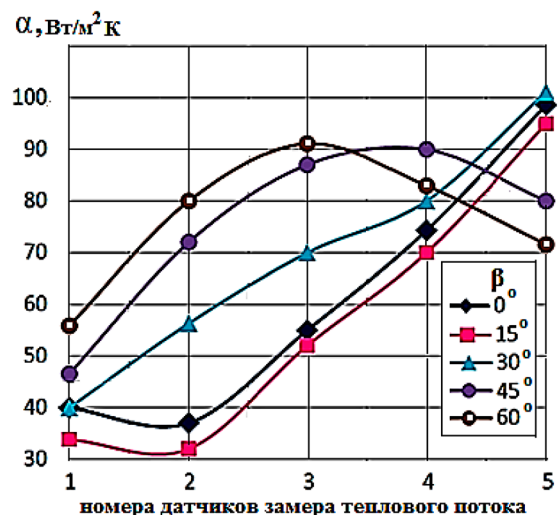


Рис. 4. Распределение местных коэффициентов теплоотдачи на поверхности диффузорной выемки вдоль ее продольной плоскости симметрии в зависимости от угла установки β ; направление основного потока слева направо

$\beta = 0^\circ - 15^\circ$ интерпретируется хорошо изученным на моделях полусферических выемок механизмом возвратного течения (например, [2–4]).

Как было указано выше, в соответствии с физической картиной обтекания полусферической выемки в возвратном течении формируется двухэпицентровое неустойчивое течение. Строго поочередно от каждого из двух эпицентров в обтекающую выемку основной поток выбрасывается самоорганизующаяся крупномасштабная вихревая структура.

Как следует из результатов физических экспериментов [2–4], этот механизм обтекания полусферической выемки характеризуется невысокими значениями средней теплоотдачи, составляющими примерно 0.75 от ее значения при обтекании турбулентным потоком плоской пластины. При этом средняя скорость возвратного течения в выемке составляет 0.36–0.43 от скорости основного потока в канале.

Со стороны входной кромки полусферической выемки теплоотдача также возрастает, что связано с перемежающимся выбросом самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур из их эпицентров.

По данным [2], соотношение максимумов теплоотдачи в областях выходной и входной кромок полусферической выемки около 2. В исследуемой диффузорной выемке при $\beta = 0^\circ$ оно немного выше – около 2.4.

Наши визуализационные эксперименты показали [11], что при значении угла установки

$\beta = 30^\circ$ характер обтекания диффузорной выемки меняется: совершается переход из двухэпипентровой схемы течения в одноэпипентровую. Этот переход происходит постепенно: построенная по опытным точкам для $\beta = 30^\circ$ линия занимает промежуточное положение между линиями при $\beta = 0^\circ-15^\circ$ и $\beta = 45^\circ-60^\circ$. При этом одиночная самоорганизующаяся крупномасштабная вихревая структура в диффузорной выемке в результате действия диффузорного эффекта повышает свою интенсивность по сравнению с полусферической выемкой, в результате чего теплоотдача в диффузорной выемке возрастает. Об этом свидетельствует значительное снижение статического давления на обтекаемой поверхности диффузорной выемки в области эпипентры возникновения самоорганизующейся крупномасштабной вихревой структуры [12].

Из рис. 4 следует, что самоорганизующаяся крупномасштабная вихревая структура повышает теплоотдачу в средней части по длине диффузорной выемки (датчики № 2–4), особенно при угле установки $\beta = 45^\circ-60^\circ$. Отметим, что в указанном диапазоне значений β величина теплоотдачи в области участка выходной кромки диффузорной выемки при углах установки $\beta = 45^\circ-60^\circ$ снижается. Причина здесь в том, что оторвавшийся от исходно гладкой поверхности поток присоединяется уже не в области выходной кромки, а на боковой поверхности выемки, где датчик теплового потока не устанавливался.

Таким образом, результаты опытного исследования распределения местных коэффициен-

тов теплоотдачи вдоль продольной плоскости симметрии диффузорной выемки свидетельствуют о том, что при $\beta < 30^\circ$ самоорганизующаяся крупномасштабная вихревая структура формируется в соответствии с механизмом ее возникновения в полусферической выемке, что снижает теплоотдачу по сравнению с большими углами установки. Однако при $\beta > 30^\circ$ теплоотдача в диффузорной выемке возрастает. Например, замеры датчиком теплового потока № 3 (рис. 4) показали, что коэффициенты теплоотдачи при $\beta = 45^\circ-60^\circ$ в 1.7 раза превышают теплоотдачу при $\beta = 0^\circ-15^\circ$. Отсюда для практического внедрения таких выемок следует рекомендовать угол установки диффузорной выемки в диапазоне $\beta = 45^\circ-60^\circ$.

Отметим, что недостатком метода регулярного теплового режима, который был применен для получения рассмотренных выше результатов, является сравнительно крупный размер датчиков и, как следствие этого, размещение малого их количества на поверхности диффузорной выемки. Поэтому средние значения теплоотдачи в одиночной диффузорной выемке нельзя с высокой достоверностью результатов получить осреднением выполненных измерений методом регулярного теплового режима.

В связи с этим задачей второго этапа было определение осредненной теплоотдачи на поверхности диффузорной выемки. Для этого использовался электрометрический метод. Объект исследования, выполненный для реализации этого метода, показан на рис. 5, а. Он представлял собой алюминиевый измерительный вкладыш, на поверхности которого изготавливалась



Рис. 5. Общий вид объекта исследования – модели диффузорной выемки, выполненной в измерительном вкладыше (а), и нагревателя (б) для электрометрического метода определения средней теплоотдачи в диффузорной выемке

модель диффузорной выемки, препарированная хромель-копелевыми термопарами. Размеры моделей диффузорных выемок из оргстекла (рис. 3) и алюминия совпадали. Измерительный вкладыш помещался внутрь теплоизолированного от внешней среды корпуса нагревателя (рис. 5, б), который устанавливался в рабочем участке экспериментальной установки с возможностью поворота на различный угол установки β диффузорной выемки относительно набегающего потока.

Преимущество электрометрического метода – миниатюрность датчиков, которыми являются спай термопар с диаметром термопровода 0.2 мм. Высокая теплопроводность алюминиевого измерительного вкладыша дополнительно способствовала более надежному осреднению значений температур.

Результаты исследования средней по поверхности диффузорной выемки теплоотдачи электрометрическим методом показаны на рис. 6.

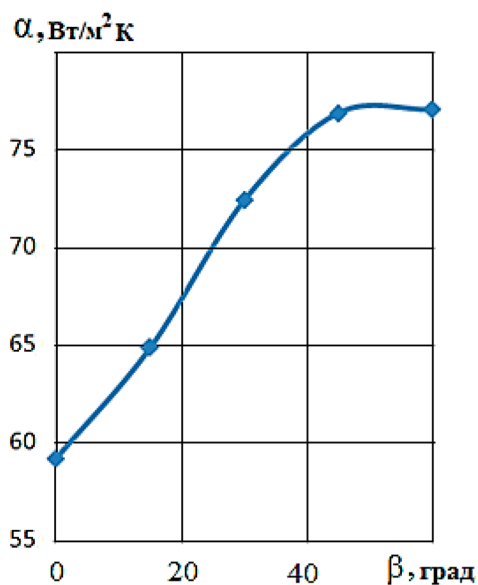


Рис. 6. Изменение средней теплоотдачи на поверхности диффузорной выемки в зависимости от угла ее установки β

Из этого рисунка следует, что увеличение угла установки приводит к возрастанию средней теплоотдачи на поверхности полости в диффузорной выемке от 59 Вт/(м²К) при $\beta = 0^\circ$ и до 77.5 Вт/(м²К) при $\beta = 45^\circ$ – 60° . Таким образом, превышение средней теплоотдачи при вдуве воздуха под углами $\beta = 45^\circ$ – 60° над вариантом $\beta = 0^\circ$ составляет $\alpha_{\beta=45-60}/\alpha_{\beta=0} \approx 1.3$.

Учитывая, что в исследованной модели диффузорной выемки соотношение площадей ее обтекаемой поверхности $F_{ДВ}$ к площади ее проекции $F_{ГЛ}$ составляет $F_{ДВ}/F_{ГЛ} = 1.62$, а отношение средних коэффициентов теплоотдачи на поверхности диффузорной выемки $\alpha_{\beta=45...60}/\alpha_{ГЛ} \approx 1.46$, то с учетом увеличения теплоотдачи из-за увеличения площади обтекаемой поверхности было получено $\alpha_{\beta=45-60}/\alpha_{ГЛ} \approx 2.3$.

Причем из результатов исследования теплоотдачи по второму этапу так же, как и по результатам первого этапа, следует, что при значении угла установки диффузорной выемки $\beta = 30^\circ$ уровень средней теплоотдачи в диффузорной выемке занимает промежуточное положение между значениями при установке выемки под углами $\beta = 0^\circ$ – 15° и $\beta = 45^\circ$ – 60° .

Результаты численного исследования теплоотдачи в диффузорной выемке

В соответствии с третьим этапом исследований было выполнено численное моделирование обтекания одиночной диффузорной выемки в прямоугольном канале, результаты которого были проанализированы и сопоставлены с данными физических экспериментов, полученными на первом и втором этапах исследования.

Моделирование турбулентного неизотермического течения вязкой несжимаемой жидкости выполнено на базе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса и уравнения энергии. Для их замыкания использована двухпараметрическая модель Ментера SST [13], которая включает уравнение для транспорта кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации.

Во входном сечении расчетной области задавались измеренный в эксперименте профиль скорости жидкости и температура. На стенках канала – условие прилипания, на поверхности выемки – условие постоянства теплового потока, а на поверхностях прямоугольного канала – условие теплоизоляции. В выходном сечении – «мягкие» граничные условия. Расчетная область покрывалась сеткой с количеством элементов порядка 10^6 . При этом пограничный слой на поверхности выемки и область канала детализировались элементами в форме гексаэдров, а оставшаяся часть выемки – тетраэдрами. Задача решалась методом конечных объемов.

Задавались следующие теплофизические параметры теплоносителя (воздуха): плотность $\rho = 1.225 \text{ кг/м}^3$; кинематический коэффициент вязкости $\nu = 1.46 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент теплопроводности $\lambda = 0.0242 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, теплоемкость $c_p = 1006 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; число Прандтля $Pr = \nu / a = 0.72$.

Численные эксперименты выполнены при заданном числе Рейнольдса $Re_D = 4.62 \cdot 10^4$ и степени турбулентности потока $Tu = 5 \%$.

Расчетным путем установлено, что обтекание осесимметричной относительно направления движения потока диффузорной выемки ($\beta = 0^\circ$) не является симметричным, поскольку вихревая область возвратного течения смещена к ее боковой стенке. Поток отрывается от входной кромки выемки, а в ее полости возникает циркуляционная зона. Оторвавшийся поток присоединяется в выемке около ее выходной кромки. Далее он, омывая донную область, движется к эпицентру самоорганизующейся крупномасштабной вихревой структуры. Смерчеобразный вихрь наклонен под углом около 45° к поверхности канала. Структура течения в полости выемки определяет интенсивность теплоотдачи на поверхности собственно выемки и исходно гладкой поверхности канала в следе за ней.

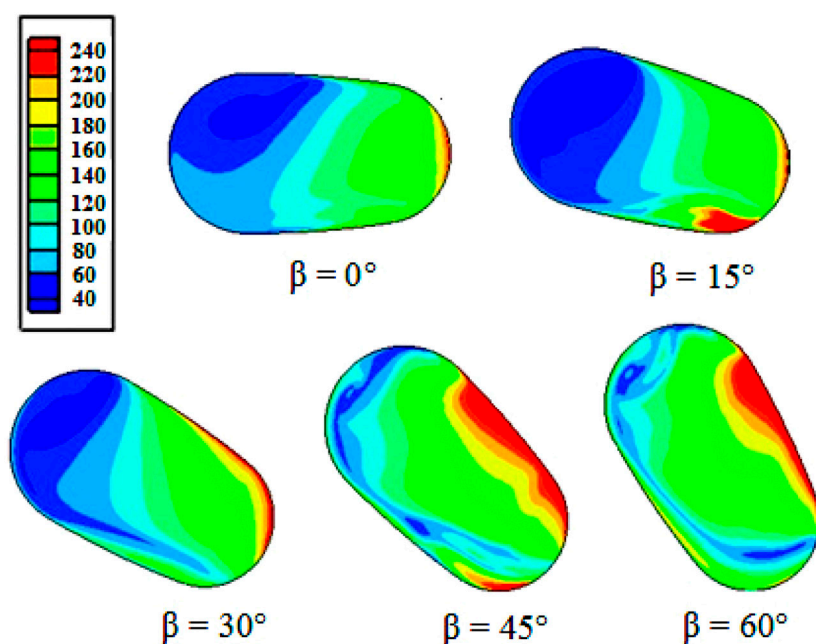


Рис. 7. Распределение значений местного числа Нуссельта ($W = 16 \text{ м/с}$) по поверхности диффузорной выемки (результаты численных расчетов); направление потока слева направо

Расчетным путем установлено, что при изменении значения угла β кардинально меняется распределение локальных чисел Нуссельта (рис. 7). В частности, при возрастании β уменьшается площадь поверхности выемки с низкой теплоотдачей, а у боковой стенки образуется область с высокой теплоотдачей, которая занимает значительную площадь. Особенно это заметно в случае $\beta = 45^\circ$. При угле установки диффузорной выемки $\beta = 45^\circ$ поток воздуха отрывается от входной кромки и попадает в полость выемки, образуя сужающееся поступательное макровихревое течение, направленное к подветренной боковой стенке, в отличие от симметричного расположения ($\beta = 0^\circ$), когда присоединение осуществляется около выходной кромки.

Поэтому интенсификация теплоотдачи происходит не только у выходной кромки выемки, как при $\beta = 0^\circ$, но и в центральной ее части. Кроме того, следует отметить, что частицы потока выбрасываются из выемки в область канала выше по сравнению со случаем $\beta = 0^\circ$. Это деформирует течение в ближнем следе на гладкой поверхности за выемкой, а также турбулизирует пограничный слой.

Результаты численных исследований дополнительно подтверждают правомерность сделанных выше выводов о том, что области малых значений угла установки выемки $\beta < 30^\circ$ характеризуются более низким уровнем теплоотдачи в диффузорной выемке, нежели при $\beta > 30^\circ$.

Сравнение результатов численного и экспериментального исследований осредненных коэффициентов теплоотдачи в полости диффузорной выемки при различных углах их установки приводится на рис. 8.

Результаты численных расчетов сопоставлялись с полученными по второму этапу опытными данными (рис. 8). Сравнение показало, что на режимах обтекания потоком диффузорной выемки при

больших углах ее установки $\beta = 45^\circ\text{--}60^\circ$ относительная погрешность численного метода расчета не превышает 10 %. Это свидетельствует о приемлемой достоверности определения теплоотдачи.

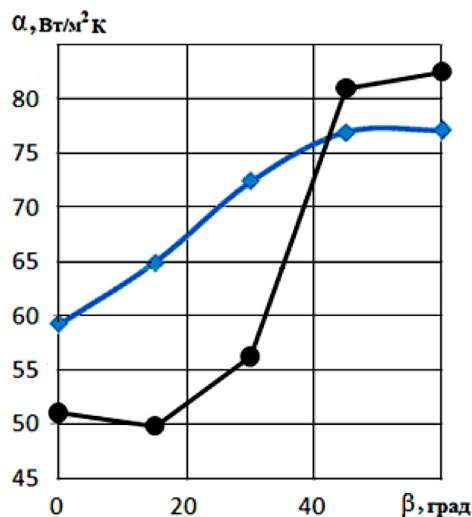


Рис. 8. Сравнение распределения осредненных коэффициентов теплоотдачи: \blacklozenge – эксперимент (2-й этап); \bullet – расчет

Анализируя распределение осредненных по поверхности диффузорной выемки коэффициентов теплоотдачи, полученных экспериментальным и расчетным путями (рис. 8), можно отметить одинаковую тенденцию их изменения – возрастание теплоотдачи по мере увеличения угла установки β . Некоторое отличие расчетных и экспериментальных данных объясняется различием в реализованных граничных условиях. Так, в расчете на поверхности диффузорной выемки задавалось граничное условие $Q = \text{const}$. В эксперименте же в алюминиевом вкладыше происходили процессы перетекания теплоты вдоль поверхности. Также следует учитывать, что при больших значениях угла установки диффузорной выемки ($\beta = 45^\circ$ и 60°) максимум теплоотдачи смещается на боковую стенку, где для регистрации температурного поля поверхности на вкладыше не были установлены термомпары.

Сравнение экспериментальных и расчетных данных для углов $\beta = 15^\circ$ и 30° показало, что эти результаты находятся в промежуточном положении относительно данных, полученных при углах $\beta = 0^\circ$ и 45° . Расхождение между ними не превышало 20 %.

Заключение

В работе представлены результаты физического и численного эксперимента по исследованию теплоотдачи одиночной диффузорной выемки в плоском канале в зависимости от угла ее установки к набегающему потоку теплоносителя. Результаты численных расчетов теплогидравлических параметров удовлетворительно согласуются с данными экспериментальных исследований, особенно при больших углах установки диффузорной выемки.

Показано, что «штатным» режимом работы диффузорной выемки является обтекание ее потоком при $\beta = 45^\circ\text{--}60^\circ$. Этот режим резко отличается от случая симметричного обтекания. Диапазон $\beta = 45^\circ\text{--}60^\circ$ следует воспринимать единым как по механизму интенсификации теплообмена, так и по ее количественному значению.

По результатам проведенных исследований местных и средних коэффициентов теплоотдачи в полости диффузорной выемки для практического внедрения в энергетическом оборудовании и газотурбинных двигателях рекомендуется использование диффузорных выемок в качестве интенсификаторов конвективного теплообмена с углами установки $\beta = 45^\circ\text{--}60^\circ$.

Список источников

1. Леонтьев А.И., Алексеенко С.В., Волчков Э.П. и др. Вихревые технологии для энергетики / под общей редакцией академика А.И. Леонтьева. Москва: Издательство «МЭИ», 2017. 350 с.
2. Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Касьяков С.И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
3. Кесарев В.С., Козлов А.П. Структура течения и теплообмен при обтекании полусферического углубления турбулизированным потоком воздуха // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 1993. № 1. С. 106–115.
4. Щукин А.В., Козлов А.П., Чудновский Я.П., Агачев Р.С. Интенсификация теплообмена сферическими выемками. Обзор // Известия РАН. Энергетика. 1998. № 3. С. 47–64.
5. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Щелчков А.В. Интенсификация теплообмена овальными лунками // Тезисы докладов и сообщений XV Минского международного форума по тепло- и массообмену. Минск, Беларусь (23–26 мая

- 2016 г.). Минск: Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, 2016. Т. 1. С. 102–105.
6. **Гачичеладзе И.А., Кикнадзе Г.И., Краснов Ю.К.** и др. Теплообмен при самоорганизации смерчеобразных структур // Теплообмен – ММФ. Материалы Минского международного форума по теплообмену. Проблемные доклады. Секция 1–2. Минск, 1988. С. 83.
 7. **Щукин А.В., Ильинков А.В., Такмовцев В.В., Ильинкова Т.А., Хабибуллин И.И.** Теплофизика рабочих процессов в охлаждаемых лопатках газовых турбин / под общ. ред. А.В. Щукина. Казань: Изд-во КНИТУ-КАИ, 2020. 392 с.
 8. Теплообменная поверхность: пат. Российская Федерация / Щукин А.В., Ильинков А.В., Такмовцев В.В., Хабибуллин И.И., Зарипов И.Ш. – № 2675733; заявл. 26.02.2018; опубл. 24.12.2018. Бюл. № 36.
 9. **Кикнадзе Г.И., Гачичеладзе И.А., Алексеев В.В.** Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация теплообмена, сопровождающая это явление. Москва: Издательство «МЭИ», 2005. 84 с.
 10. **Марчуков Е.Ю., Стародумов А.В., Щукин А.В., Ильинков А.В., Такмовцев В.В., Попов И.А., Ермаков А.М.** Сравнительный анализ эффективности тепловой завесы за поясами вверных и цилиндрических отверстий в широком диапазоне изменения угла и параметра вдува // Теплофизика и аэромеханика. 2021. Т. 28. № 5. С. 691–702.
 11. **Ильинков А.В., Такмовцев В.В., Щукин А.В., Хабибуллин И.И., Зарипов И.Ш.** Интенсивность вихревых структур в диффузорных выемках // Авиационная техника. 2018. № 4. С. 75–80.
 12. **Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В., Хабибуллин И.И., Зарипов И.Ш.** О повышении интенсивности крупномасштабных вихревых структур в диффузорных выемках // Авиационная техника. 2020. № 2. С. 97–101.
 13. **Menter F.R.** Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, 1994, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149
 3. **Kesarev V.S., Kozlov A.P.** Structura techeniya i teploobmen pri obtekanii polusfericheskogo uglubleniya turbulizirovannym potokom vozdukhа [Flow structure and heat transfer from a spherical cavern in a turbulized air flow]. *Vestnik MGTU. Mashinostroenie*, 1993, iss. 1, pp. 106–115.
 4. **Shchukin A.V., Kozlov A.P., Chudnovskiy Ya.P., Agachev R.S.** Intensifikatsiya teploobmena sfericheskimi vyemkami. Obzor [Heat transfer enhancement by spherical dimples. Review]. *Izvestiya RAN. Energetika*, 1998, iss. 3, pp. 47–64.
 5. **Isaev S.A., Leontyev A.I., Shchelchkov A.V.** Intensifikatsiya teploobmena ovalnymi lunkami [Heat transfer enhancement by oval dimples]. *Tezisy dokladov i soobshcheniy XV Minskogo mezhdunarodnogo foruma po teplo- i massoobmenu*. Minsk, Belarus, 23–26 May 2016. Minsk, Institut teplo- i massoobmena imeni A.V. Lykova NAN Belarusi, 2016, vol. 1, pp. 102–105.
 6. **Gachicheladze I.A., Kiknadze G.I., Krasnov Yu.K., etc.** Teploobmen pri samoorganizatsii smercheobraznykh struktur [Heat transfer during self-organization of tornado-like structures]. *Teplomassoobmen – MMF. Materialy Minskogo mezhdunarodnogo foruma po teplomassoobmenu*. Problemnые doklady. Sektsiya 1–2. Minsk, AN BSSR, 1988, p. 83.
 7. **Shchukin A.V., Ilyinkov A.V., Takmoltsev V.V., Ilyinkova T.A., Khabibullin I.I.** Teplofizika rabochikh processov v okhlazhdaemykh lopatkakh gazovykh turbin [Thermophysics of work processes occurring in cooled gas turbine blades]. Ed. by A.V. Shchukin. Kazan, Izdatel'stvo KNITU-KAI, 2020, 392 p.
 8. **Shchukin A.V., Ilyinkov A.V., Takmoltsev V.V., Khabibullin I.I., Zariyov I.Sh.** Teploobmennaya poverkhnost [Heat exchanging surface]. Patent Rossiiskaya Federatsiya no. 2675733 (2018).
 9. **Kiknadze G.I., Gachicheladze I.A., Alekseev V.V.** Samoorganizatsiya smercheobraznykh struy v potokakh vyazkikh sploshnykh sred i intensifikatsiya teplomassoobmena, soprovozhdayushchaya eto yavlenie [Self-organization of tornado-like jets in viscous flows of continuous media and enhancement of accompanying heat and mass transfer]. Moscow, Izdatel'stvo Moskovskogo energeticheskogo instituta, 2005, 84 p.
 10. **Marchukov E.Yu., Starodumov A.V., Shchukin A.V., Ilyinkov A.V., Takmoltsev V.V., Popov I.A., Ermakov A.M.** Comparative analysis of the thermal-screen efficiency behind ring belts of fan-shaped and cylindrical holes in a wide range of blowing angles and injection parameters. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2021, vol. 28 (5), pp. 649–660. DOI: 10.1134/S086986432105005X
 11. **Ilyinkov A.V., Takmoltsev V.V., Shchukin A.V., Khabibullin I.I., Zariyov I.Sh.** Vortex structure intensity in diffuser dimples. *Journal Russian Aeronautics*. 2018, vol. 61, no. 4, pp. 586–592. DOI: 10.3103/S1068799818040128
 12. **Ilyinkov A.V., Shchukin A.V., Takmoltsev V.V., Khabibullin I.I., Zariyov I.Sh.** Increasing the strength of large-

References

1. **Leontyev A.I., Alekseenko S.V., Volchkov E.P.** etc. Vihrevye tekhnologii dlya energetiki [Vortex technologies for power engineering]. Ed. by A.I. Leontyev. Moscow, Izdatel'stvo Moskovskogo energeticheskogo instituta, 2017, 350 p.
2. **Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Olimpiev V.V., Shchelchkov A.V., Kas'kov S.I.** Teplogidravlicheskaya effektivnost perspektivnykh sposobov intensifikatsii teplootdachi v kanalakh teploobmennogo oborudovaniya. Intensifikatsiya teploobmena: monografiya [Thermal-hydraulic performance of promising methods of heat transfer enhancement in the channels of heat exchangers. Heat transfer enhancement: monograph]. Kazan, Centr Innovatsionnykh Tekhnologiy, 2009, 531 p.

scale vertical structures in diffuser dimples. *Journal Russian Aeronautics*, 2020, vol. 63, no. 2, pp. 278–282. DOI: 10.3103/S1068799820020129

13. **Menter F.R.** Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, 1994, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149

Статья поступила в редакцию 21.09.2022; одобрена после рецензирования 06.10.2022; принята к публикации 12.11.2022.

The article was submitted on 21.09.2022; approved after reviewing on 06.10.2022; accepted for publication on 12.11.2022.