

УДК 536.24

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ДВУХ ОТРЫВНЫХ ПОТОКОВ РАЗЛИЧНОГО МАСШТАБА

В. И. Терехов, Я. И. Смульский

Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, 630090 Новосибирск, Россия
E-mails: terekhov@itp.nsc.ru, smul@ngs.ru

Экспериментально исследован процесс теплообмена в канале за обратным уступом при наличии перед ним возмущения в виде одиночного ребра в диапазоне значений числа Рейнольдса $Re = 5000 \div 15000$. Исследовано влияние положения и высоты одиночного ребра на интенсивность теплообмена за обратным уступом. Показано, что присоединение возмущенного преградой потока приводит к интенсификации теплообмена на поверхности за обратным уступом.

Ключевые слова: турбулентный поток, отрывное течение, обратный уступ, теплообмен.

DOI: 10.15372/PMTF20150514

Введение. В проточных каналах различных технических устройств нередко происходят отрыв потока и его повторное присоединение. В обзорах [1–3] представлен широкий круг проблем, связанных с исследованием изменения динамических и тепловых характеристик при отрыве потока за различными преградами. Наиболее простой формой отрывного течения является обтекание обратной ступеньки — уступа.

Экспериментальному изучению процесса теплообмена за уступом посвящено большое количество работ (см., например, [4–7]). В работе [4] исследовано влияние толщины пограничного слоя перед зоной отрыва потока на теплообмен за уступом. В экспериментальных работах [6, 7] изучено влияние высоты обратного уступа, а также степени турбулентности на интенсивность процесса теплообмена. Установлено, что при увеличении высоты уступа максимальная теплоотдача уменьшается, а при увеличении степени турбулентности до 10 % интенсивность теплообмена возрастает и положение максимума коэффициента теплоотдачи смещается к основанию уступа.

Важной прикладной задачей, вызывающей интерес у большого числа исследователей, является разработка различных методов управления аэродинамическими и тепловыми характеристиками турбулентных отрывных течений. Активные методы управления отрывом непосредственно за уступом с помощью отсоса исследуются в работе [8]. Обнаружено, что наличие отсоса вблизи уступа приводит к увеличению теплообмена, при этом смещение максимума скорости теплообмена к основанию уступа пропорционально интенсивности отсоса. В работе [9] численно исследован теплообмен в ламинарном отрывном потоке за обратным уступом в случае пористой пластины, через которую осуществлялся

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (код проекта 14-19-00402).

вдвух или отсос. Показано, что величина и направление поперечного потока вещества на стенке оказывают существенное влияние на структуру течения и теплообмен, который может сопровождаться как увеличением рециркуляционной зоны, так и ее исчезновением.

Использование активных методов управления течением позволяет плавно регулировать интенсивность циркуляционного течения и размеры области, в которой оно происходит после отрыва, однако их применение существенно затруднено. В этих случаях пассивные методы управления являются более предпочтительными вследствие их более простой реализации. Наличие дополнительных элементов (поперечных ребер, зубцов, генераторов вихрей различной формы и др.), имеющих существенно меньшие размеры по сравнению с размерами основного отрывного потока, может приводить к значительной перестройке течения. Вихревая пелена, генерируемая мини-турбулизатором, взаимодействует с крупномасштабными структурами сдвигового слоя, при этом в зависимости от его положения и соотношения масштабов двух отрывных потоков могут быть реализованы различные сценарии течения. Перестройка течения за уступом за счет пассивного управления течением перед уступом исследовалась в работах [10, 11].

В настоящее время проблема взаимодействия разномасштабных отрывных течений практически не изучена. Существует небольшое количество экспериментальных и расчетных работ, в которых получены значения интегральных газодинамических параметров взаимодействия потоков [12–16]. Следует отметить, что в указанных работах не изучался теплоперенос, однако, как показано в экспериментальной работе [17], влияние мини-турбулизатора на теплообмен в кавернах различной формы может быть существенным.

В настоящей работе, являющейся продолжением [15, 16], экспериментально изучено влияние высоты мини-преграды в виде ребра и места ее установки на процесс теплопереноса при отрыве потока за обратным уступом. Проведен анализ локального и интегрального теплообмена, показана возможность интенсификации процессов переноса при взаимодействии потоков.

Экспериментальная установка. Эксперименты проводились в канале длиной 1 м с прямоугольным сечением размером 21×150 мм (рис. 1). Геометрия канала была идентичной геометрии рабочего участка, используемого в экспериментах по изучению аэродинамической структуры течения [15, 16]. Канал выполнен из листа текстолита толщиной 10 мм. На расстоянии 600 мм от входа в канал находился обратный уступ с постоянной высотой $H = 9$ мм. На нижней стенке канала за обратным уступом размещался тепловой участок длиной 400 мм. На слой текстолита был наклеен ленточный нагреватель из алюминиевой фольги толщиной 50 мкм, который обеспечивал постоянный тепловой поток на поверхности теплообмена. Для уменьшения тепловых потерь на внешней поверхности листа текстолита был наклеен слой экструдированного пенополистирола толщиной 20 мм. Вдоль центральной линии нагреваемой поверхности под ленточным нагревателем были

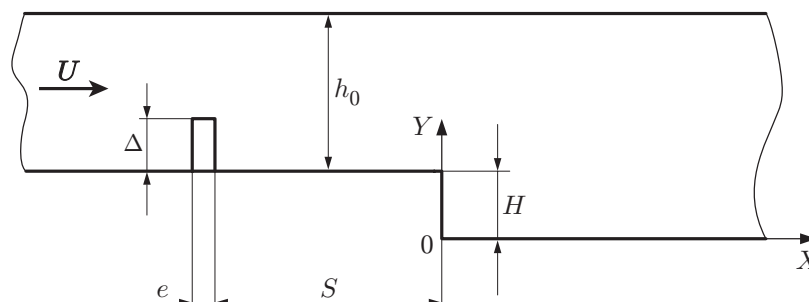


Рис. 1. Схема рабочего участка

вмонтированы 80 хромель-копелевых термопар. Расстояние между соседними термопарами различались: вблизи обратного уступа они составляли 2,5 мм, а в конце модели — 20 мм. Для оценки утечек тепла на внешней поверхности текстолитовой пластины в модель были вмонтированы три термопары. При обработке данных учитывались также потери на излучение алюминиевой фольгой, которые в рассматриваемом случае составляли менее 1 %. В работе [14] отмечено, что сложность учета поперечных и продольных утечек тепла в окрестности уступа не позволяет проводить корректные измерения в этой области, поэтому результаты измерений на расстоянии от уступа, равном 10 мм, при обработке не использовались.

Ребра высотой $\Delta = 3, 6$ мм и толщиной $e = 3$ мм были выполнены из малотеплопроводного оргстекла. Расстояние от ребра до обратного уступа S варьировалось в диапазоне от 0 до 77 мм. Число Рейнольдса $Re = UH/\nu$, рассчитанное по высоте уступа H и среднерасходной скорости U , изменялось в диапазоне $Re = 5000 \div 15000$. Средняя температура потока составляла 17 ± 1 °С. На расстоянии от входа, равном 25 калибрам, течение было стационарным, его профиль скорости был близок к степенному с показателем степени $n \approx 1/7$.

Локальный коэффициент теплоотдачи рассчитывался по формуле $\alpha = q/(T_w - T_0)$, где q — тепловой поток, измеряемый на нагреваемой стенке модели за уступом; T_w — температура нагреваемой стенки; T_0 — температура потока в канале перед уступом. Число Нуссельта определялось по формуле

$$Nu = \alpha H / \lambda,$$

где λ — теплопроводность воздуха, определяемая по температуре воздушного потока. Максимальная погрешность измерения коэффициента α в данном эксперименте не превышала 5 %.

Результаты экспериментов. Результаты измерения коэффициента теплоотдачи по длине канала при различных расстояниях S от ребра до кромки уступа приведены на рис. 2. Установка ребра перед обратным уступом приводит к перестройке потока за

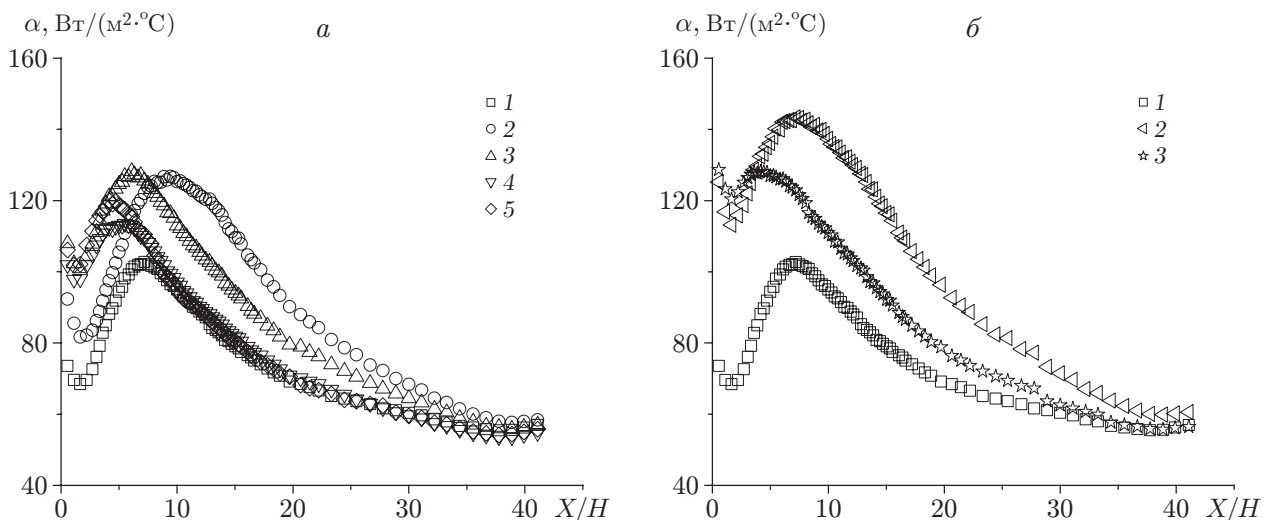


Рис. 2. Распределение локального коэффициента теплоотдачи за уступом при $Re = 10000$ в отсутствие ребра (1) и при его наличии (2–5):

a — $\Delta/H = 0,333$ (2 — $S/H = 0$, 3 — $S/H = 1,89$, 4 — $S/H = 4,11$, 5 — $S/H = 5,67$);
б — $\Delta/H = 0,666$ (2 — $S/H = 4,11$, 3 — $S/H = 8,22$)

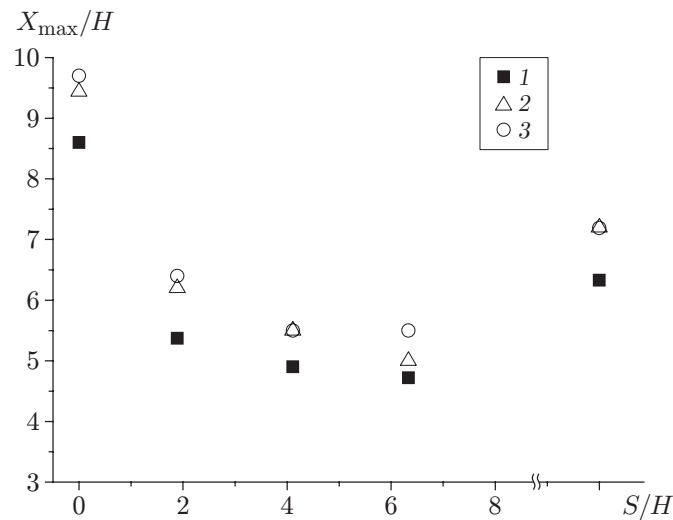


Рис. 3. Зависимость координаты максимума коэффициента теплообмена от расстояния между мини-турбулизатором и кромкой уступа при $\Delta/H = 0,33$:
 1 — $Re = 5000$, 2 — $Re = 10\,000$, 3 — $Re = 15\,000$

уступом и изменению коэффициента теплоотдачи. Для сравнения на рис. 2 представлено распределение коэффициента теплообмена при отсутствии возмущения перед уступом ($S/H \rightarrow \infty$). Видно, что при наличии ребра максимум коэффициента теплоотдачи больше, чем в случае гладкого уступа.

По мере приближения ребра к кромке уступа ($S/H \rightarrow 0$) максимум коэффициента теплообмена увеличивается. Однако его положение зависит от двух параметров: Δ и S . На рис. 3 представлена зависимость координаты X_{\max}/H от координаты мини-турбулизатора при различных значениях числа Рейнольдса. Как и координата точки присоединения (см. рис. 6 в [13]), координаты локальных максимумов коэффициента теплоотдачи зависят от положения и высоты ребра. Некоторые локальные максимумы коэффициента теплоотдачи находятся вблизи точки присоединения потока, другие расположены ближе к уступу. Первой группе максимумов соответствуют случаи, когда оторвавшийся за мини-турбулизатором поток присоединяется перед кромкой уступа, а также случаи отсутствия ребра, второй группе — случаи, когда оторвавшийся поток присоединяется за уступом, что приводит к турбулизации течения в слое смешения.

Максимум коэффициента теплоотдачи, так же как и координата точки присоединения потока [13], располагается на наименьшем расстоянии от уступа при $S/H = 4 \div 6$, однако максимум коэффициента теплообмена находится ниже по потоку. Наиболее существенное отклонение имеет место в случае $\Delta/H = 0,33$, $S/H = 0$, когда отношение координаты точки присоединения к координате максимума коэффициента локальной теплоотдачи равно $X_r/X_{Nu\max} = 0,88$. Это отклонение, отмеченное в работе [4], увеличивается при увеличении степени турбулентности. В рассматриваемом случае преграды, устанавливаемые перед уступом, служат источником крупномасштабных турбулентных вихрей, о чем косвенно свидетельствует форма профилей продольных пульсаций скорости, построенных в работе [16].

Как известно, чем больше высота устанавливаемой преграды, тем больше интенсивность крупномасштабных турбулентных вихрей. Этот вывод подтверждает рис. 4, на котором представлена зависимость максимального числа Нуссельта от числа Рейнольдса для изученных геометрий поверхности. Из рис. 4 следует, что в случаях, когда круп-

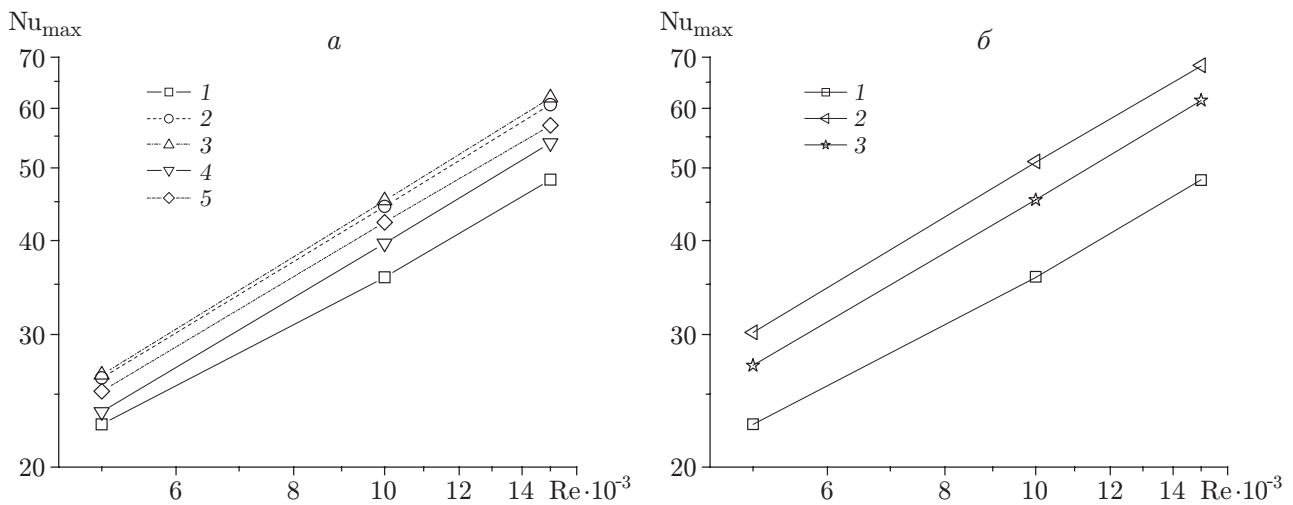


Рис. 4. Зависимость максимального числа Нуссельта от числа Рейнольдса в отсутствие ребра (1) и при его наличии (2–5):
 а — $\Delta/H = 0,333$ (2 — $S/H = 0$, 3 — $S/H = 1,89$, 4 — $S/H = 4,11$, 5 — $S/H = 5,67$);
 б — $\Delta/H = 0,666$ (2 — $S/H = 4,11$, 3 — $S/H = 8,22$)

номасштабные структуры достигают стенки за уступом, наблюдается интенсификация процесса теплоотдачи.

Уровень теплоотдачи зависит также от положения и высоты ребра. При наличии ребер наименьшая интенсивность теплообмена наблюдается при отрывном обтекании уступа в отсутствие дополнительного турбулизатора, а наибольший — при установке турбулизатора на кромке уступа либо вблизи нее: $0 < S/H < 2$ (см. рис. 4). При этом интенсивность теплообмена увеличивается на $15 \div 30 \%$ и наибольшая величина коэффициента теплообмена достигается при больших числах Рейнольдса.

При использовании мини-турбулизатора большей высоты $\Delta/H = 0,66$ (см. рис. 4, б) интенсивность теплообмена возрастает. Так, при $Re = 5000$ максимум коэффициента теплоотдачи в 1,3 раза больше, чем в случае гладкого уступа, а при $Re = 15000$ — в 1,4 раза. Эта ситуация подобна случаю $\Delta/H = 0,33$, $S/H = 1,89$, но в рассмотренном выше случае преграда в два раза выше, поэтому интенсивность теплообмена возрастает, что косвенно подтверждается увеличением турбулентных пульсаций продольной скорости [16]. В случае $\Delta/H = 0,66$, $S_1 = 80$ мм ($S_1 = S + e$) значения максимумов коэффициента теплоотдачи близки к соответствующим значениям в случаях низкого ребра $\Delta/H = 0,33$, $S/H = 0 \div 1,8$, но в отличие от этих случаев присоединение потока, оторвавшегося за ребром, происходит перед уступом, поэтому часть турбулентной энергии остается внутри рециркуляционной области перед ним. Вследствие этого в последнем случае интенсивность теплообмена уменьшается по сравнению со случаем ребра большей высоты ($\Delta/H = 0,66$, $S/H = 4,11$).

Из рис. 4 следует, что кривые, полученные для различных условий, практически эквидистантны. Это свидетельствует о возможности использования единого корреляционного соотношения при описании зависимости коэффициента теплообмена в отрывной области от числа Рейнольдса. Значения обобщенного числа Нуссельта $Nu / Re^{0,72}$ показаны на рис. 5. Представленные эпюры удовлетворительно согласуются при всех рассмотренных значениях Re . Несколько хуже на рис. 5 согласуются данные, полученные в случае гладкого уступа при малых числах Рейнольдса ($Re = 5000$). При $Re = 5000$ турбулентный поток полностью не сформирован, поэтому область рециркуляции меньше, чем в случае разви-

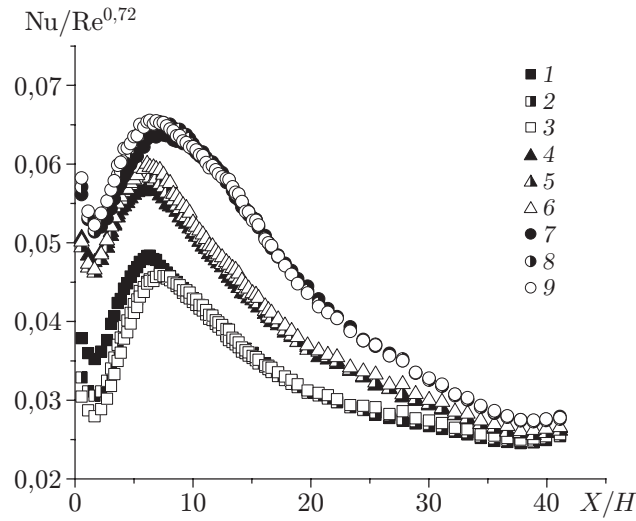


Рис. 5. Зависимость обобщенного числа Нуссельта от параметра X/H при различных числах Рейнольдса:
 1-3 — $\Delta = 0$ (1 — $Re = 5000$, 2 — $Re = 10000$, 3 — $Re = 15000$); 4-6 — $\Delta = 3$ мм, $S/H = 1,89$ (4 — $Re = 5000$, 5 — $Re = 10000$, 6 — $Re = 15000$); 7-9 — $\Delta = 6$ мм, $S/H = 4,11$ (7 — $Re = 5000$, 8 — $Re = 10000$, 9 — $Re = 15000$)

того турбулентного потока. В случае когда перед уступом установлена преграда, поток становится сильно турбулизированным и в рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса кривые подобны. Следует отметить, что подобные обобщения экспериментальных данных о максимальных числах Нуссельта Nu получены в работе [18] при изучении теплообмена за обратным уступом в круглой трубе. Показано, что $Nu_{\max} \sim Re^{2/3}$. В работе [19] обобщены результаты исследований течений за обратным уступом и установлено, что $Nu_L \sim Re_L^{0,72}$. В работе [19] числа Нуссельта Nu_L и Рейнольдса Re_L вычислены по длине линии тока L , соединяющей точки отрыва и присоединения потока. Подобное корреляционное соотношение получено и в настоящей работе.

В технических приложениях при оценке интенсивности теплообмена большое значение имеет определение интегрального числа Нуссельта \overline{Nu} , которое характеризует осредненный коэффициент теплоотдачи при заданной длине участка теплообмена. На рис. 6 представлены среднеинтегральные значения \overline{Nu} , вычисленные по формуле

$$\overline{Nu} = \frac{1}{X} \int_0^X Nu \, dX.$$

Из рис. 6 следует, что координаты максимумов среднего числа Нуссельта \overline{Nu} не совпадают с соответствующими координатами в случае локального теплообмена, а кривые в окрестности максимума являются более сглаженными. Так, при наличии уступа и отсутствии ребра-турбулизатора максимальное значение среднего коэффициента теплообмена достигается при значении $X/H = 12,2$, почти в два раза превышающем размер рециркуляционной зоны. Затем среднее число Нуссельта плавно уменьшается (на расстоянии, равном 40 калибрам, — на 20 %).

Представленные на рис. 6 данные позволяют оценить размер зоны повышенного теплообмена. Например, в случае $\Delta/H = 0,33$ при $S/H = 4,11$; 5,67 эффективная длина области охлаждения, как и области рециркуляции, уменьшается по сравнению со случаем гладкого

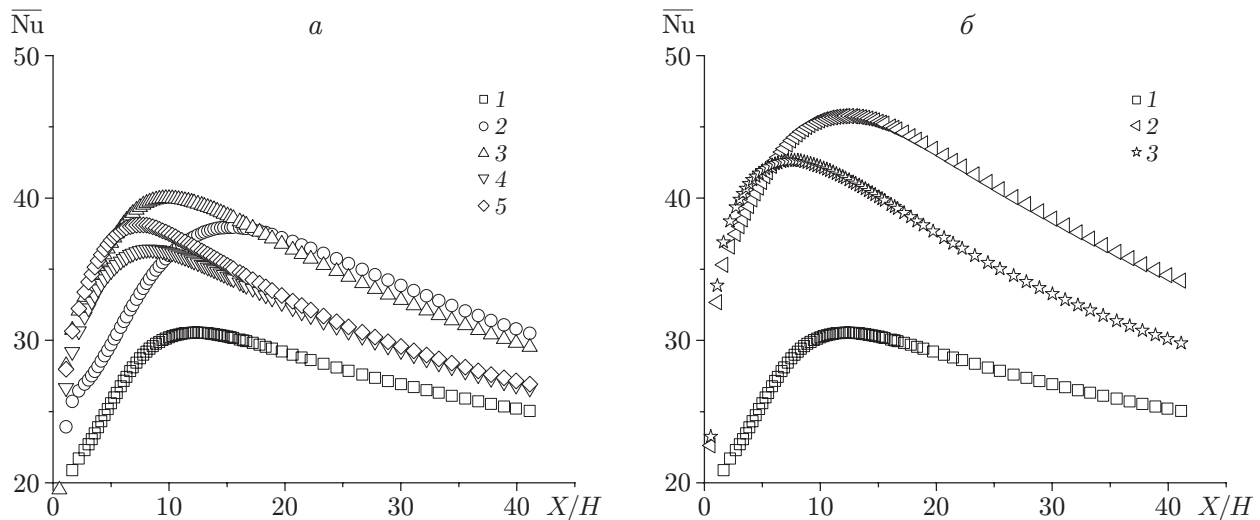


Рис. 6. Распределение среднего числа Нуссельта \overline{Nu} в случае взаимодействия отрывных потоков при $Re = 10000$ в отсутствие ребра (1) и при его наличии (2–5):

a — $\Delta/H = 0,333$ (2 — $S/H = 0$, 3 — $S/H = 1,89$, 4 — $S/H = 4,11$, 5 — $S/H = 5,67$);
б — $\Delta/H = 0,666$ (2 — $S/H = 4,11$, 3 — $S/H = 8,22$)

уступа, ее размер становится приблизительно равным 8 калибрам. При той же высоте преграды и $S/H = 0$; 1,9 число Нуссельта увеличивается. Однако размер зоны эффективного охлаждения при этом уменьшается и составляет 10 и 15,5 калибров соответственно.

Как и в случае локального теплообмена, осредненное по текущей длине X число Нуссельта при увеличении высоты преграды возрастает (см. рис. 6). Заметим, что по мере удаления мини-турбулизатора от уступа размер зоны повышенного теплообмена значительно уменьшается, так же как и максимальное значение числа Нуссельта.

Из рис. 6 следует, что наиболее существенное увеличение коэффициента теплоотдачи при турбулизации потока достигается в случае, когда преграда расположена на расстоянии от уступа, равном $7 \div 15$ калибрам. На рис. 7 представлены графики среднеинтегральных чисел Нуссельта \overline{Nu}_{15} , рассчитанных по расстоянию от уступа, равному 15 калибрам, и отнесенных к осредненному числу Нуссельта в случае гладкого уступа. Из рис. 7 следует, что нормированное значение числа Нуссельта слабо зависит от Re . При $\Delta = 3$ мм, $S_1 = 60$, 40 мм интенсивность теплообмена увеличивается незначительно: $\overline{Nu}_{15}/\overline{Nu}_{S15} = 1,1$. В случае если ребро приближается к уступу, средний коэффициент теплоотдачи возрастает. Так, в случаях $\Delta = 3$ мм, $S_1 = 20$ мм, $S = 0$ и $\Delta = 6$ мм, $S_1 = 40$ мм это отношение равно $\overline{Nu}_{15}/\overline{Nu}_{S15} = 1,19 \div 1,32$. Наиболее существенное увеличение коэффициента теплоотдачи достигается при $\Delta = 6$ мм, $S_1 = 40$ мм, при этом $\overline{Nu}_{15}/\overline{Nu}_{S15} > 1,5$.

Заключение. Проведено экспериментальное исследование теплообмена за обратным уступом в случае пассивного управления с помощью мини-турбулизатора перед этим уступом в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 5000 \div 15000$. Установлено, что при одной и той же высоте преграды максимальная локальная теплоотдача больше в тех случаях, когда поток, оторвавшийся перед преградой, не присоединяется перед уступом. Увеличение высоты преграды также приводит к увеличению максимального коэффициента теплоотдачи. Определены размеры зон эффективного теплообмена и значения степени его интенсификации. Показано, что положение максимума коэффициента теплоотдачи существенно зависит от расстояния S , на которое мини-турбулизатор удален от кромки уступа. Наиболее существенное смещение максимума к основанию ступеньки ($X_{max}/H \approx 5$) наблюдается

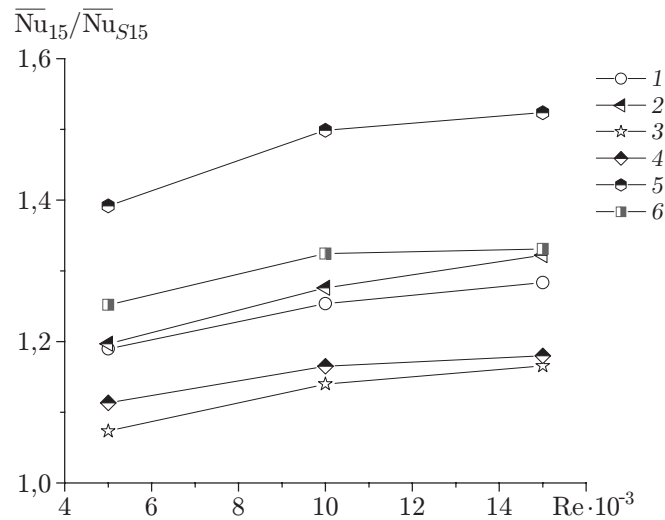


Рис. 7. Зависимость среднего коэффициента увеличения теплообмена от числа Рейнольдса при наличии мини-турбулизатора:

1–4 — $\Delta/H = 0,333$ (1 — $S/H = 0$, 2 — $S/H = 1,89$, 3 — $S/H = 4,11$, 4 — $S/H = 5,67$);
5, 6 — $\Delta/H = 0,666$ (5 — $S/H = 4,11$, 6 — $S/H = 8,22$)

в том случае, когда присоединение оторвавшегося от ребра потока происходит в окрестности кромки уступа. Показано, что максимальные значения коэффициента теплообмена описываются корреляционным соотношением $Nu_{\max} \sim Re^{0,72}$. С использованием этой зависимости обобщаются также локальные распределения коэффициентов теплоотдачи, полученные при различных числах Рейнольдса. Данные о среднем коэффициенте теплоотдачи позволяют оценить интенсивность процесса теплообмена в зависимости от интенсивности взаимодействия отрывных потоков.

Авторы выражают благодарность Н. И. Ярыгиной за полезное обсуждение работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Eaton J. K., Johnston J. P. A review of research on subsonic turbulent flow reattachment // AIAA J. 1981. V. 19. P. 1093–1100.
2. Gad-el-Hak M. Modern developments in flow control // Appl. Mech. Rev. 1996. V. 49, iss. 7. P. 365–379.
3. Терехов В. И. Проблемы теплообмена в отрывных течениях // Тр. 4-й Рос. нац. конф. по теплообмену, Москва, 23–27 окт. 2006 г. М.: Издат. дом Моск. энерг. ин-та, 2006. Т. 1. С. 103–111.
4. Себан Р. А. Теплоотдача в турбулентном сорванном потоке воздуха за уступом в поверхности пластины // Теплопередача. Сер. С. 1964. Т. 86, № 2. С. 154–161.
5. Vogel J. C., Eaton J. K. Combined heat transfer and fluid dynamic measurements downstream of a backward-facing step // Trans. ASME. J. Heat Transfer. 1985. V. 107, N 4. P. 922–929.
6. Терехов В. И., Ярыгина Н. И., Жданов Р. Ф. Особенности течения и теплообмена при отрыве турбулентного потока за уступом и ребром. 2. Теплообмен в отрывном течении // ПМТФ. 2003. Т. 44, № 4. С. 83–94.
7. Terekhov V. I., Yarygina N. I., Zhdanov R. F. Heat transfer in turbulent separated flows in the presence of high free-stream turbulence // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2003. V. 46. P. 4535–4551.

8. **Sano M., Suzuki I., Sakuraba K.** Control of turbulent channel flow over a backward-facing step by suction // *J. Fluid Sci. Technol.* 2009. V. 4, N 1. P. 188–199.
9. **Батенко С. Р., Терехов В. И.** Трение и теплообмен в ламинарном отрывном потоке за прямоугольным уступом при наличии пористого вдува или отсоса // *ПМТФ.* 2006. Т. 47, № 1. С. 18–28.
10. **Isomoto K., Honami S.** The effect of inlet turbulence intensity on the reattachment process over a backward-facing step // *Trans. ASME. J. Fluids Engng.* 1989. V. 111. P. 87–92.
11. **Park H., Jeon W.-P., Choi H., Yoo J. Y.** Mixing enhancement behind a backward-facing step using tabs // *Phys. Fluids.* 2007. V. 19. 105103.
12. **Miau J. J., Lee K. C., Chen M. H., Chou J. H.** Control of separated flow by a two-dimensional oscillating fence // *AIAA J.* 1991. V. 29. P. 1140–1148.
13. **Neumann J., Wengle H.** DNS and LES of passively controlled backward-facing step flow // *Flow, Turbulence Combust.* 2003. V. 71. P. 297–310.
14. **Neumann J.** On time-dependent behavior of controlled turbulent flow with separation and reattachment // *Proc. Appl. Math. Mech.* 2003. N 3. P. 44–47.
15. **Терехов В. И., Смульский Я. И., Шаров К. А.** Интерференция отрывных потоков за обратным уступом при наличии пассивного управления // *Письма в ЖТФ.* 2012. № 3. С. 46–53.
16. **Терехов В. И., Смульский Я. И., Шаров К. А.** Экспериментальное исследование структуры течения при взаимодействии двух отрывных потоков различных масштабов // *ПМТФ.* (В печати.)
17. **Bogatko T. V., Dýachenko A. Yu., Terekhov V. I., Yarygina N. I.** Control of heat transfer in separated flows with the help of miniturbulators // *Proc. of the 14th Intern. heat trans. conf., Washington, Aug. 8–13, 2010. Washington: Hemisphere Publ., 2010. V. 2. P. 303–309.*
18. **Zemanick P. P., Dougal R. S.** Local heat transfer downstream of abrupt circular channel expansion // *J. Heat Transfer.* 1970. V. 92. P. 53–60.
19. **Леонтьев А. И., Ивин В. И., Грехов Л. И.** Полуэмпирический способ оценки уровня теплообмена за точкой отрыва пограничного слоя // *Инж.-физ. журн.* 1984. Т. 47, № 4. С. 543–549.

Поступила в редакцию 15/IX 2014 г.
