



УДК 532.516:536.24.01

© 2007

Член-корреспондент НАН України А. А. Халатов, В. Н. Онищенко,  
И. И. Борисов

### **Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей**

*The survey of the experimental data on the Reynolds analogy factor in channels with surface spherical indentations (dimples) is given. Four different groups of dimpled rectangular channels under turbulent flow conditions are analyzed. As shown, only channel with one or two dimpled walls with no cross-section blockage provides the Reynolds analogy factor to be more than the unity.*

Интенсификация теплообмена в каналах является одним из основных методов повышения эффективности теплообменного и теплотехнического оборудования. В настоящее время известны и используются в технике более двадцати пяти методов интенсификации теплообмена, среди которых наиболее распространенными являются переменный градиент давления, шероховатость поверхности, закрутка потока, внешняя турбулентность и масштабные колебания потока. Особый класс представляют поверхностные интенсификаторы теплообмена в форме ребер, выступов и углублений, формирующие вихревые структуры различного типа.

В ряде выполненных в последнее время исследований показано, что поверхностные углубления генерируют специфические пульсирующие вихри, близкие по своей физической структуре к природному вихрю торнадо [1, 2]. Выходя из углубления, такой вихрь разрушает пограничный слой между соседними углублениями и переориентирует мелкие турбулентные вихри в направлении основного вихря, прерывая каскадный механизм диссипации турбулентности. Формируемые вихревые структуры “абсорбируются” основным потоком практически без потерь давления, что создает условия для опережающего роста теплообмена по сравнению с сопутствующим увеличением гидравлических потерь. Тот факт, что фактор аналогии Рейнольдса  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$  в системах с поверхностными углублениями становится больше единицы, создает благоприятные условия для создания на их основе новых вихревых технологий. (Здесь:  $Nu$ ,  $f$  — число Нуссельта и коэффициент сопротивления для поверхности с углублениями;  $Nu_0$ ,  $f_0$  — то же для поверхности без углублений.)

В настоящей работе выполнено обобщение представленных в литературе опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса в прямоугольном канале с углублениями сферической

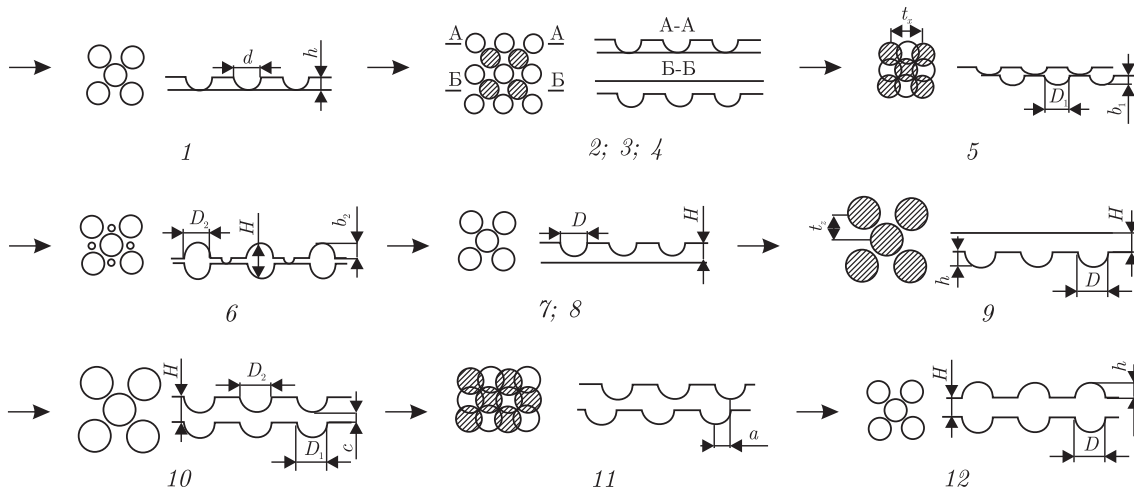


Рис. 1. Схемы исследованных каналов.

1 — по [13]; 2... 5 — по [12, 14]; 6 — по [12, 15]; 7, 8 — по [13]; 9 — по [3–10]; 10, 11 — по [6]; 12 — по [1, 3, 8, 9]

формы на одной или обеих поверхностях при различных условиях. Обобщение выполнено для условий турбулентного режима в широком диапазоне изменения геометрических и режимных факторов.

Результаты, представленные в литературе (рис. 1), охватывают четыре группы каналов прямоугольного поперечного сечения: с углублениями на одной стороне канала (схема № 9), с углублениями на обеих сторонах (схема № 12), с выступами и углублениями на обеих сторонах (схемы № 10, 11), при “плотном” контакте выступов с противоположной стенкой канала (схемы № 2... 6). Для сравнения рассмотрены также прямоугольные каналы со сферическими выступами при плотном контакте (схема № 1) и некотором зазоре с противоположной стенкой (схемы № 7, 8).

**Углубления на одной стороне канала [3–10].** Эксперименты охватывают следующий диапазон изменения определяющих параметров:  $H/D=0,10 \dots 3,33$ ;  $h/D=0,13 \dots 0,50$ ;  $\gamma=13 \dots 86,5\%$ ;  $Re_{2H}=5000 \dots 137800$ . (Здесь  $H$  — высота канала;  $h, D$  — глубина и диаметр углубления;  $\gamma$  — плотность (относительная площадь) углублений на поверхности,  $Re_{2H}$  — число Рейнольдса, построенное по эквивалентному диаметру прямоугольного канала.)

Экспериментальные данные по фактору аналогии Рейнольдса приведены на рис. 2, а. Массив опытных точек представляет собой площадь, ограниченную сверху данными для малых, а снизу — для больших чисел Рейнольдса, так как с уменьшением числа Рейнольдса фактор аналогии Рейнольдса  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$  увеличивается. Опытные данные для больших чисел Рейнольдса асимптотически приближаются к линии, описывающей эксперименты для оребренных поверхностей при больших числах Рейнольдса [11]. Максимальное значение фактора аналогии Рейнольдса, равное 1,60, достигается при  $f/f_0 \approx 1,70$  ( $Nu/Nu_0 = 2,72$ ). Как следует из рис. 2, а, фактор аналогии Рейнольдса для каналов с углублениями на одной стороне прямоугольного канала больше единицы в диапазоне изменения отношения  $f/f_0$  от 1,52 до 2,25. В этой области имеет место опережающий рост теплообмена по сравнению с ростом потерь давления.

**Углубления на обеих сторонах канала [1, 3, 8, 9].** Опытные данные, представленные на рис. 2, б, также охватывают следующий диапазон изменения определяющих параметров:  $H/D = 0,175 \dots 2,0$ ;  $h/D = 0,10 \dots 0,50$ ;  $\gamma = 40 \dots 67\%$ ;  $Re_{2H} = 4000 \dots 66000$ .

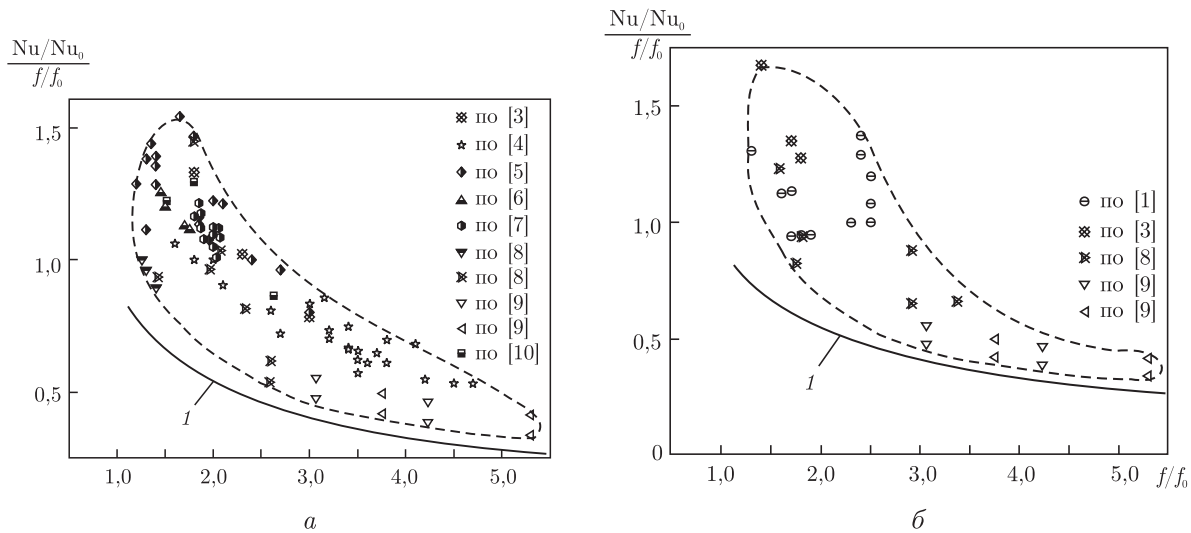


Рис. 2. Фактор аналогии Рейнольдса в канале прямоугольного сечения со сферическими углублениями на одной стороне: см. рис. 1, схема № 9 (а) и схема № 12 (б).  
 1 — Предельная кривая, оребренная поверхность при больших числах Рейнольдса [13]

Как и в предыдущем случае, массив опытных данных располагается выше линии для оребренных поверхностей и представляет собой площадь, ограниченную сверху малыми, а снизу большими числами Рейнольдса. В данном случае максимальное значение фактора аналогии Рейнольдса, равное 1,7, достигается при  $f/f_0 \approx 1,3$  ( $Nu/Nu_0 = 2,21$ ), а опережающий рост теплообмена ( $Nu/Nu_0 > 1,0$ ) имеет место в области значений  $f/f_0$  от 1,5 до 2,5.

Каналы с выступами и углублениями на обеих сторонах канала представляют собой комбинацию сферических углублений и выступов (см. рис. 1), расположенных на противоположных стенках канала в симметричном (схема № 10) или несимметричном порядке (схема № 11) при отсутствии контакта с противоположной поверхностью [6]. Опытные данные получены при  $H/D_1 = 0,50$ ,  $h/D_1 = 0,20$ ,  $a/D_1 = 0,81$ .

Как следует из рис. 3, для схем № 10 и № 11 фактор аналогии Рейнольдса меньше единицы во всем рассмотренном диапазоне и изменяется от 0,55 до 0,75. Такие низкие значения обусловлены тем, что сферические выступы порождают в канале диссипативные вихревые структуры, для которых фактор аналогии Рейнольдса меньше единицы (рис. 3; схемы № 1, № 7 и № 8), а сферические углубления — вихревые структуры типа торнадо, для которых фактор аналогии Рейнольдса больше единицы (схема № 9), что формирует некоторую промежуточную структуру.

Каналы при “плотном” контакте выступов с противоположной стенкой. В таких каналах (см. рис. 1, схемы № 2...6) выступы плотно контактируют с противоположной стенкой канала, что создает загромождение поперечного сечения [12, 14, 15]. Это приводит к разрушению (полному или частичному) упорядоченных вихревых структур типа торнадо, генерируемых углублениями. С увеличением плотности углублений и выступов фактор аналогии Рейнольдса увеличивается от 0,1 (схема № 2) до 0,4 (схема № 4) (см. рис. 3), для схем № 5 и № 6 фактор аналогии изменяется от 0,35 до 0,45. Таким образом, загромождение поперечного сечения канала и связанное с этим разрушение вихревых структур типа торнадо приводит к существенному уменьшению фактора аналогии Рейнольдса, хотя ин-

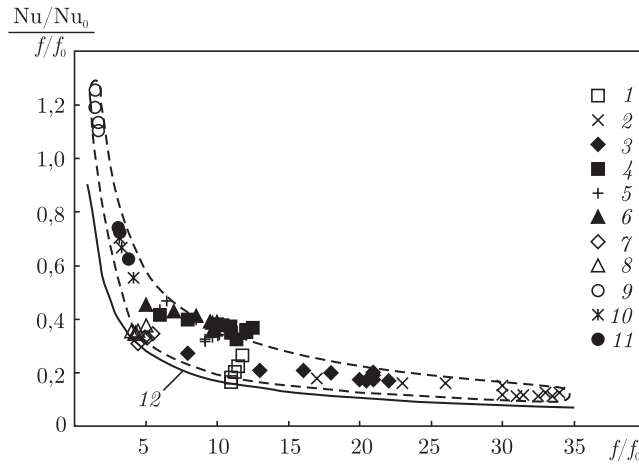


Рис. 3. Фактор аналогии Рейнольдса в канале прямоугольного сечения, сферические выступы и углубления, плотное расположение выступов (см. рис. 1): 1 — схема № 1 [13]; 2..5 — схемы № 2–5 [12, 14]; 6 — схема № 6 [12, 15]; 7 — схема № 7 [13]; 8 — схема № 8 [13]; 9 — схема № 9 [6]; 10 — схема № 10 [6]; 11 — схема № 11 [6]; 12 — предельная кривая, оребренная поверхность при больших числах Рейнольдса [11]

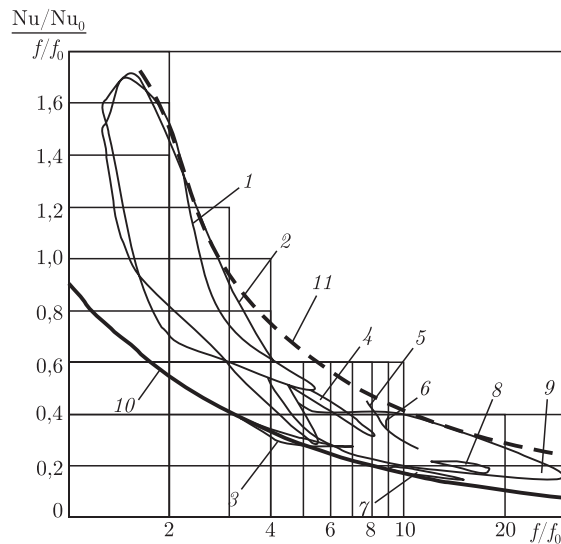


Рис. 4. Обобщение опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса в прямоугольном канале с углублениями и выступами: 1 — сферические углубления на обеих сторонах канала (см. рис. 2, б); 2 — сферические углубления на одной стороне (см. рис. 2, а); 3 — внутренние канавки [1]; 4 — сферические выступы на плоской поверхности [1]; 5 — 60° сплошные и разрезные ребра [1]; 6 — 90° разрезные ребра [1]; 7 — чередующиеся сферические выступы — углубления [1]; 8 — внутренние спиральные канавки [1]; 9 — “плотный” контакт выступов с противоположной стенкой (см. рис. 3); 10 — кривая, характеризующая оребренные поверхности при больших числах Рейнольдса [11]; 11 — кривая, характеризующая поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса (см. рис. 2, 3)

тенсификация теплообмена при этом сохраняется достаточно высокой ( $Nu/Nu_0 = 2,2 \dots 2,3$ ; схемы № 5, № 6).

Опытные данные для рассмотренных выше случаев представлены на рис. 4. Здесь же приведены экспериментальные результаты для других способов интенсификации теплооб-

мена, использующих технику выступов и углублений на стенках канала [1]. Как видно из рисунка, массив полученных экспериментальных данных располагается в достаточно узкой области, расположенной между результатами для оребренных поверхностей при больших числах Рейнольдса (сплошная линия) и данными для поверхностных углублений при малых числах Рейнольдса (пунктирная линия). Такой диапазон расположения опытных данных обусловлен различием геометрических характеристик каналов ( $H/D = 0,1 \dots 3,33$ ), углублений ( $h/D = 0,1 \dots 0,5$ ,  $\gamma = 13 \dots 86,5\%$ ) и режимных параметров набегающего потока ( $Re_{2H} = 4000 \dots 66000$ ).

Фактор аналогии Рейнольдса больше единицы имеет место только для каналов с углублениями на одной или обеих сторонах канала без загромождения его поперечного сечения.

Таким образом, наиболее высокими значениями фактора аналогии Рейнольдса характеризуются каналы со сферическими углублениями на обеих сторонах канала в области низких чисел Рейнольдса. Опережающий рост теплообмена по сравнению с увеличением гидравлических потерь наблюдается только для каналов с углублениями на одной и обеих сторонах без загромождения поперечного сечения, которые характеризуются сохранением вихревой структуры типа торнадо. Такие каналы могут использоваться для разработки новых вихревых технологий аэротермодинамики и теплообмена.

Результаты, приведенные на рис. 4, показывают, что использование системы координат  $[(Nu/Nu_0)/(f/f_0)] - f/f_0$  позволяет представить опытные данные для интенсификаторов теплообмена типа углубление — выступ в универсальной форме. Используя полученный массив экспериментальных данных, при известном значении отношения  $f/f_0$  можно определить фактор интенсификации теплообмена  $Nu/Nu_0$  для новых конфигураций такого типа.

1. Халатов А. А., Борисов И. И., Шевцов С. В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. В 6 т. Т. 5 Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. — Киев: 2005. — С. 3–500.
2. Кикнадзе Г. И., Гачечиладзе И. А., Алексеев В. В. Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация тепломассообмена, сопровождающая это явление. — Москва: Изд-во Моск. энергет. ун-та, 2005. — 83 с.
3. Chyu M. K., Ding H., Downs J. P. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage // Proceedings of ASME Turbo Expo'43, Jun., 1997. — No 97. — GT — 437. — Orlando, 1997. — P. 1–7. — Florida, USA.
4. Moon S. W., Lau S. C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel // Proc. ASME Turbo Expo'48, Jun., 2002. — № GT2002. — 30208. — Amsterdam. — 2002. — P. 1–9. — The Netherlands.
5. Burgess N. K., Ligrani P. M. Effects of dimple depth on Nusselt Numbers and Friction Factors for internal cooling in a channel // Proc. ASME Turbo Expo'50, Jun., 2004. — № GT2004. — 54232. — Vienna, 2004. — P. 1–10. — Austria.
6. Mahmood G. I., Sabbah M. Z., Ligrani P. M. Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite walls // J. Thermophys. and Heat Transfer. — 2001. — 15, No 3. — P. 275–283.
7. Moon H. K., O'Connell T., Glezer B. Channel height effect on heat transfer and friction in a dimpled passage // Proc. ASME Turbo Expo'45, Jun., 1999. — No 99. — GT — 163. Indianapolis, 1999. — P. 1–8. — Indiana, USA.
8. Гортыхшов Ю. Ф., Олимпиев В. В., Попов И. А. Эффективность промышленно перспективных интенсификаторов теплоотдачи // Изв. РАН. — 2002. — № 3. — С. 102–118.
9. Нагога Г. П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. — Москва: Изд-во Моск. авиац. ин-та. — 1996. — 100 с.
10. Маскинская А. Ю. Повышение эффективности теплообменных аппаратов за счет интенсификации теплообмена на поверхности с лунками // Москва: Моск. энергет. ун-т.: Дис. ... канд. техн. наук. — 2004.

11. *Haasenritter A., Weigand B.* Optimization of the rib structure inside 2d cooling channel // Proc. ASME Turbo Expo'50, Jun., 2004. – № GT2004. – 53187. – Vienna, 2004. – P. 1–10. Austria.
12. *Онщенко В. Н., Халатов А. А., Коваленко А. С.* Теплогидравлическая эффективность плоских каналов с поверхностными генераторами вихрей и выступами // Пром. теплотехника. – 2005. – № 6. – С. 5–14.
13. *Moon H. K., O'Connel T., Sharma R.* Heat transfer enhancement using a convex-patterned surface // Proc. ASME Turbo Expo'48, Jun., 2002. – № GT2002. – 30476. – San Diego, 2002. – P. 1–9.
14. *Borisov I., Khalatov A., Kobzar S., Glezer B.* Heat transfer and pressure losses in a narrow dimpled channel structured with spherical protrusions // Proc. ASME Turbo Expo'50, Jun., 2004. – № GT2004. – 54204. – Reno, 2004. – P. 1–15.
15. *Борисов И. И., Халатов А. А., Кобзарь С. Г.* Теплообмен и сопротивление в щелевых каналах со сферическими углублениями и дистанционирующими элементами // Пром. теплотехника. – 2005. – 27, № 5. – С. 10–17.

*Институт технической теплофизики  
НАН Украины, Киев*

*Поступило в редакцию 22.02.2007*