

УДК 532.516: 536.24.01

ОНИЩЕНКО В.Н., ХАЛАТОВ А.А., КОВАЛЕНКО А.С.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛОСКИХ КАНАЛОВ С ПОВЕРХНОСТНЫМИ ГЕНЕРАТОРАМИ ВИХРЕЙ И ВЫСТУПАМИ

Наведено результати узагальнення дослідних даних теплогідролічної ефективності каналів з поверхневими генераторами вихорів та виступами.

Представлены результаты обобщения опытных данных по теплогидравлической эффективности плоских каналов с поверхностными генераторами вихрей и выступами.

Summarizing of experimental data on thermal performance of small height rectangular channels structured with surface indentations and pimples is given.

a – сдвиг углубления по потоку;
 b – глубина углубления;
 c – высота зазора;
 d – диаметр выступа;
 $d_{экв}$ – эквивалентный диаметр канала;
 D – диаметр углубления;
 f – коэффициент гидравлического сопротивления;
 h – высота выступа;
 t – шаг;
 w – скорость потока на входе в канал;
 x, y – прямоугольные координаты;
 $H = h + c$ – высота канала между стенками;
 $H' = h + c + b_1 + b_2$ – высота канала по центру углубления;

$Nu = \alpha \cdot d_{экв} / \lambda$ – число Нуссельта;
 $Re = w \cdot d_{экв} / \nu$ – число Рейнольдса;
 TP – параметр теплогидравлической эффективности;

α – коэффициент теплоотдачи;
 γ – плотность расположения углублений;
 η – фактор аналогии Рейнольдса;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 ν – кинематический коэффициент вязкости.

Индексы:

0 – гладкая поверхность;
 1 – теплообменная поверхность;
 2 – сопряженная поверхность.

Введение

Во многих теплотехнических устройствах возникает необходимость интенсификации теплообмена между движущейся средой и поверхностью канала. Однако усиление теплообмена всегда сопровождается ростом гидравлического сопротивления (потерь давления), поэтому выбор способа интенсификации в большинстве случаев определяется мощностью, необходимой для прокачки теплоносителя.

Применение традиционных способов интенсификации теплообмена (оребрение, выступы, закрутка потока, турбулизация потока и др.) всегда сопровождается опережающим ростом гидравлического сопротивления, что обусловлено

формированием турбулентных вихрей в потоке и их превращением в теплоту в соответствии с каскадным механизмом диссипации. В системах с поверхностными генераторами вихрей (поверхностными углублениями) степень интенсификации теплообмена превышает рост гидравлических потерь, что обусловлено формированием в углублении и последующим выбросом в основной поток вихревой структуры, разрушающей пограничный слой между углублениями [1, 2]. Частота вихревых пульсаций зависит от режимных и конструктивных факторов. Кроме разрушения пограничного слоя, вихревая структура способствует переориентации вращательных моментов множества турбулентных микровихрей в направлении момента основного вихря [3], что

ведет к прерыванию каскадного механизма диссипации турбулентности и снижению поверхностного трения.

Каналы небольшой высоты (щелевые каналы) с углублениями на одной или обеих поверхностях демонстрируют высокий уровень теплогидравлической эффективности с фактором аналогии Рейнольдса больше единицы [1, 2]. Чаще всего они применяются в том случае, когда давление в “горячем” и “холодном” трактах теплообменного аппарата примерно одинаково. В случае значительной разности давлений применяются выступы различной формы, которые позволяют сохранить высоту канала неизменной, не допуская “схлопывания” его стенок. Очевидно, что такие выступы, воздействуя на вихревую структуру, генерируемую поверхностными углублениями, оказывают существенное влияние на гидравлическое сопротивление и теплообмен в канале.

В настоящее время в литературе представлены несколько публикаций по теплообмену, сопротивлению и теплогидравлической эффективности в узких прямоугольных каналах с углублениями на стенках и загромождением поперечного сечения выступами различной формы. Эксперименты проведены в широком диапазоне изменения режимных, геометрических и конструктивных параметров. Цель настоящей работы – обобщение опубликованной базы данных и разработка рекомендаций для проектирования теплообменных каналов с углублениями и выступами сферической формы.

Характеристика исследованных каналов и теплогидравлическая эффективность

Имеющиеся в настоящее время публикации [4-7] представлены каналами двух типов. Первый тип каналов (рис. 1; каналы № 1...6) имеет выступы, контактирующие с противоположной поверхностью, что обеспечивает “жесткую” связь с ней. Высота таких каналов определяется высотой выступа h . В этих работах изучено влияние шахматного и коридорного расположения углублений и выступов, причем в каналах № 1...5 выступы имеют сферическую форму, а в канала № 6 – форму сферического “штырька”. В каналах второго типа (№ 7...11) между выступами и противо-

положной поверхностью (с углублениями или без них) имеется некоторый зазор. Здесь рассмотрены каналы с одной плоской стенкой и выступами и углублениями на противоположной (№ 7...9), а также два варианта шахматного расположения углублений: строго напротив соответствующего выступа (№ 10) и с некоторым смещением (0,8 диаметра углубления) относительно центра углублений (№ 11).

Форма и основные геометрические параметры исследованных каналов приведены в таблице. При анализе теплообмена и сопротивления в качестве эталонных использовались значения числа Нуссельта Nu_0 и коэффициента сопротивления f_0 в плоском канале с гладкими стенками, взятые при том же числе Рейнольдса. Число Рейнольдса определялось по параметрам потока на входе в канал и его гидравлическому (эквивалентному) диаметру.

Для оценки теплогидравлической эффективности каналов с интенсификаторами теплообмена в настоящее время используются несколько способов. Стандартное представление интенсификации теплообмена ($Nu = Nu/Nu_0$) и увеличения гидравлического сопротивления ($\bar{f} = f/f_0$) характеризует индивидуальные особенности канала, оно используется при анализе конкретного способа интенсификации теплообмена.

Фактор аналогии Рейнольдса

$$\eta = (Nu/Nu_0) / (f/f_0) \quad (1)$$

характеризует теплогидравлическую эффективность поверхности при одинаковой скорости потока в гладком канале и в канале с интенсификаторами теплообмена [2].

Другой критерий теплогидравлической эффективности (параметр теплогидравлического совершенства)

$$TP = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0,33} \quad (2)$$

является более общим и введен в рассмотрение американскими исследователями [2]. В данном случае сравнение поверхностей осуществляется при одинаковом расходе теплоносителя через единицу поверхности поперечного сечения канала.

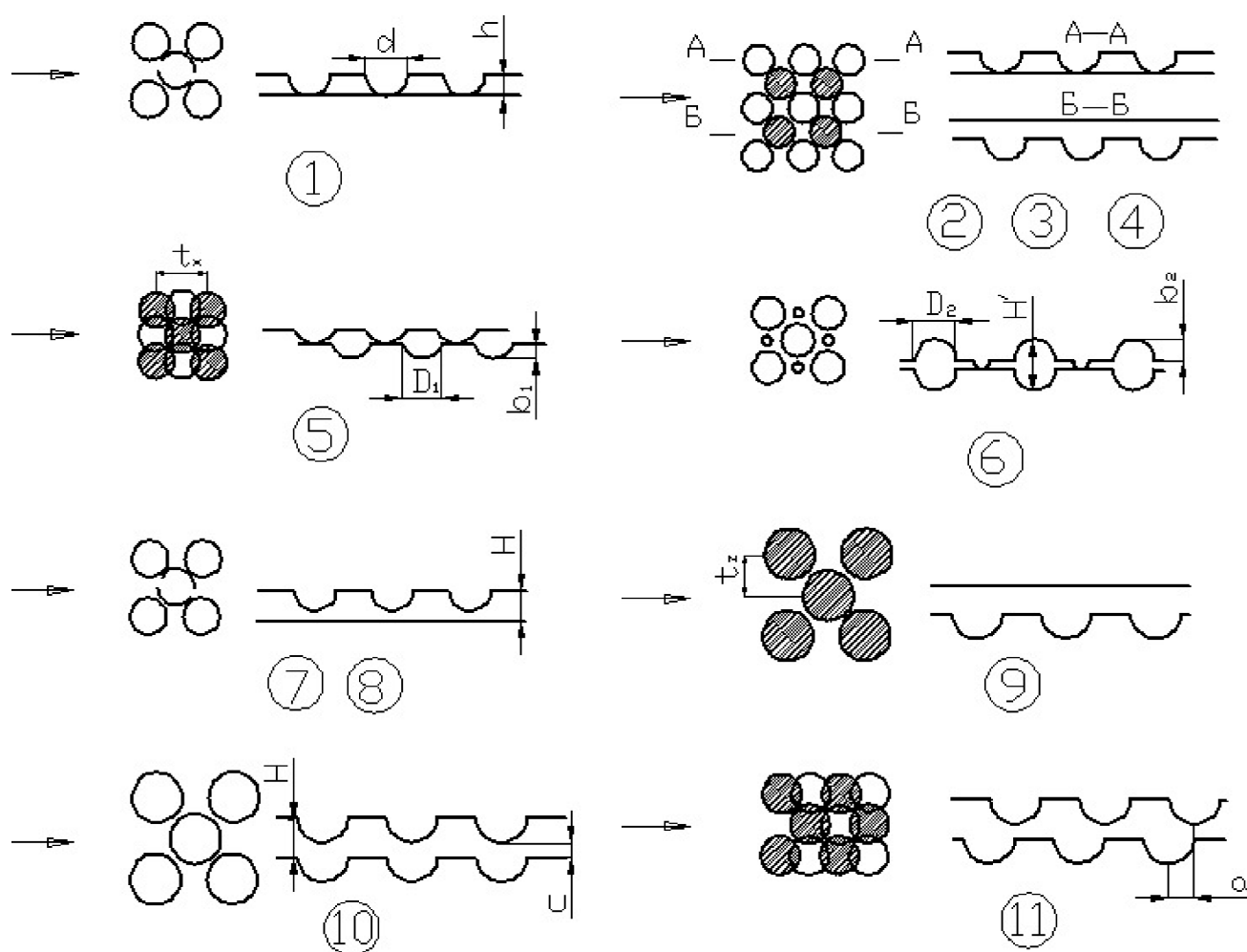


Рис. 1. Схемы исследованных каналов.

1 – [4], 2 – [5], 3 – [5], 4 – [5], 5 – [5], 6 – [6], 7 – [4], 8 – [4], 9 – [7], 10 – [7], 11 – [7].

Каналы без зазора

Зависимость относительного коэффициента сопротивления каналов от числа Рейнольдса представлена на рис. 2. В рассматриваемом диапазоне числа Рейнольдса потери давления значительно выше чем в гладком канале. Для всех исследованных каналов до числа Рейнольдса менее 2500...3000 относительные потери давления возрастают, а затем уменьшаются.

Такой характер объясняется поведением гидравлического сопротивления канала; у базового (гладкого) канала развитие течения при увеличении числа Рейнольдса проходит поэтапно: сначала формируется ламинарный режим течения, затем переходный и далее – турбулентный. В каналах с интенсификаторами течение турбули-

зируется даже при небольшой скорости потока. Вследствие сравнения данных для турбулентного режима (канал с выступами и углублениями) с данными для ламинарного течения (гладкий канал) кривая зависимости гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса характеризуется кривой с максимумом. Несмотря на идентичный характер поведения кривой $f/f_0 = F(Re)$ для всех исследованных каналов, видно, что абсолютная величина относительного гидравлического сопротивления зависит от типа, размеров интенсификаторов и их расположения на стенках канала.

Для плотности расположения углублений от 46,5 до 50% наименьшие потери получены в канале № 5 со сферическими выступами и углублениями, расположенными в шахматном порядке.

Табл. Характеристика исследованных каналов

Номер канала	Литература	h, мм	c, мм	H, мм	b ₁ , мм	b ₂ , мм	H', мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм	d, мм	a, мм	$\frac{H}{D_1}$	$\frac{H'}{D_1}$	$\frac{c}{H}$	γ, %	t _{MM} ^x	t _{MM} ^z	Расположение углублений и выступов	
																		углубления	выступы
1	[4]	8	0	8	-	-	-	-	-	42	-	0,19	-	0	50	47	54	----	шахматное
2	[5]	2	0	2	2	-	-	10	-	10	-	0,2	0,2	0	46,5	13	13	коридорное	коридорное
3	[5]	2	0	2	2	-	-	10	-	10	-	0,2	0,2	0	34	18	13	коридорное	коридорное
4	[5]	2	0	2	2	-	-	10	-	10	-	0,2	0,2	0	35	15	15	коридорное	коридорное
5	[5]	2	0	2	2	-	-	10	-	10	-	0,2	-	0	48,5	9	18	шахматное	шахматное
6	[6]	2,1	0	2,1	2,4	2,4	6,9	12	12	6	-	0,18	0,35	0	55	10	20	шахматное	шахматное
7	[4]	8	1	9	-	8	17	-	-	42	-	-	-	0,1	50	47	54	----	шахматное
8	[4]	8	2,3	10,3		8	18,3			42	-	-	-	0,2	50	47	54	----	шахматное
9	[7]	-	25,4	25,4	10,2	-	35,5	50,8	-	-	-	0,5	0,7	1	57,8	41	41	шахматное	----
10	[7]	10,2	15,2	25,4	10,2	-	25,4	50,8	-	50,8	-	0,5	0,5	0,6	57,8	41	41	шахматное	шахматное
11	[7]	10,2	15,2	25,4	10,2	-	25,4	50,8	-	50,8	41,1	0,5	0,5	0,6	57,8	41	41	шахматное	шахматное

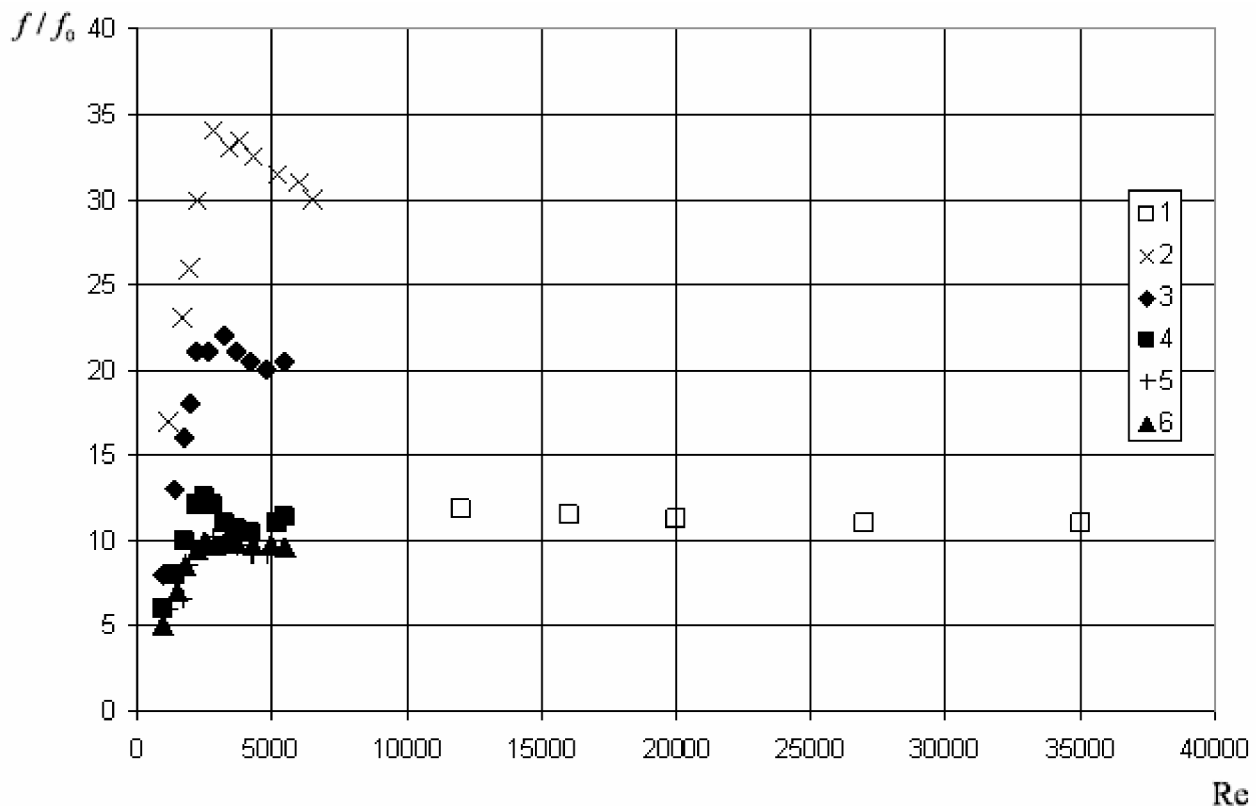


Рис. 2. Относительное гидравлическое сопротивление в каналах без зазора.
1...6 — обозначения на рис. 1.

Наибольшие потери наблюдаются в канале № 1 с одной плоской поверхностью и шахматным расположением выступов на противоположной стенке. В этом случае сферические выступы представляют собой систему плохообтекаемых тел с зонами отрывного течения, которые значительно “загромождают” поперечное сечение канала. Несколько меньшие потери наблюдаются в канале № 2 с коридорным расположением углублений и выступов при примерно той же плотности расположения углублений. В канале № 6 (55%) потери в области $Re = 12000...35000$ соизмеримы с данными, полученными в канале № 5 в области $Re < 5000$.

Снижение плотности до 34...35% при коридорном расположении углублений и выступов (№ 3, 4) снижает величину относительных потерь до $f = 10$. Отсутствие выступов за углублениями оказывает положительный эффект, т. к. сохраняется вихревая структура, генерируемая углублениями.

Таким образом, анализ опубликованных данных показывает, что основная доля увеличения

гидравлических потерь в узких каналах обусловлена загромождением канала выступами, причем особенно заметно в каналах небольшой высоты.

Сравнительный анализ тепловых характеристик рассматриваемых каналов (рис. 3) показывает, что фактор теплообмена Nu/Nu_0 увеличивается для всех каналов, достигая максимума при $Re \approx 2400...2500$. В области $Re > 5000$ наблюдается падение фактора теплообмена с увеличением числа Рейнольдса. Степень интенсификации теплообмена в несколько раз меньше, чем увеличение гидравлического сопротивления. Наиболее высокий уровень теплообмена наблюдается в каналах № 1, 3 и 6, а наименьший — в канале № 4.

Каналы с зазором

В каналах, в которых выступы не соприкасаются с противоположной стенкой, гидравлические потери примерно меньше, чем в предыдущем случае (рис. 4). Характер поведения кривой $f = F(Re)$ сохраняется таким же, как и в кана-

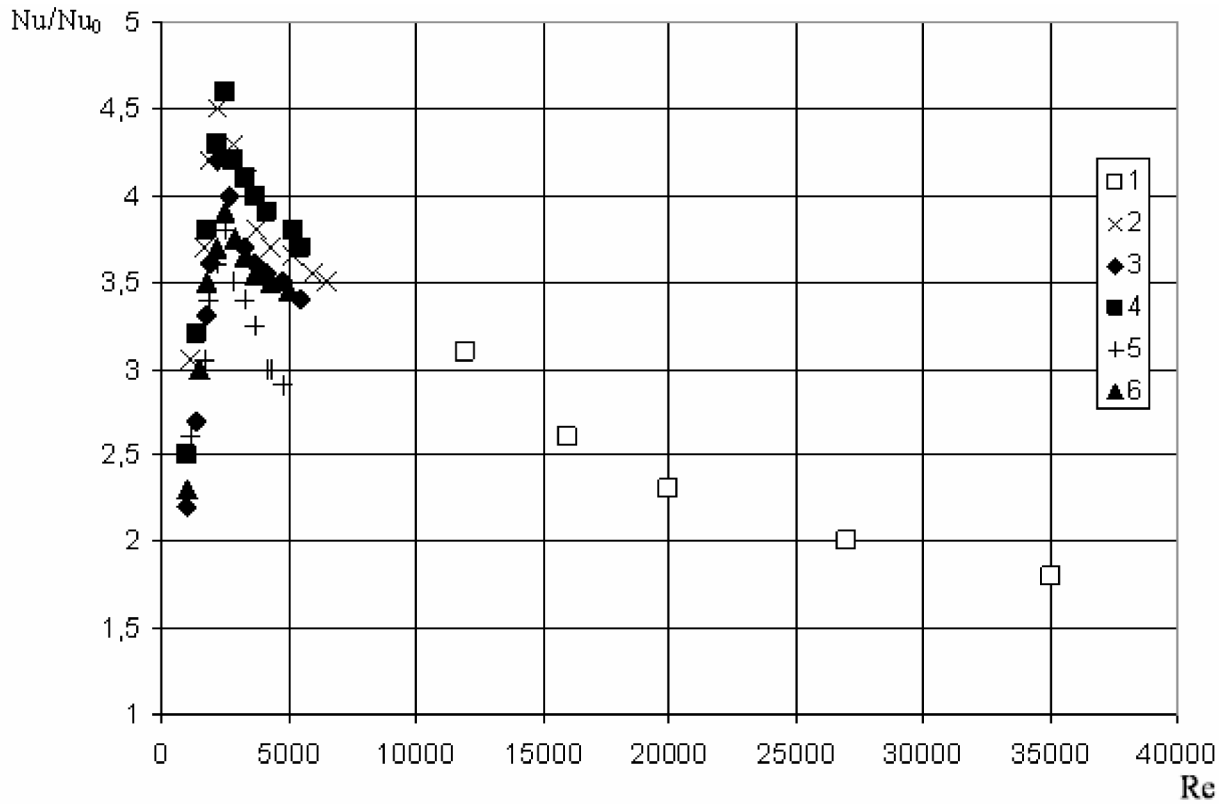


Рис. 3. Относительный теплообмен в каналах без зазора. 1...6 – обозначения на рис. 1.

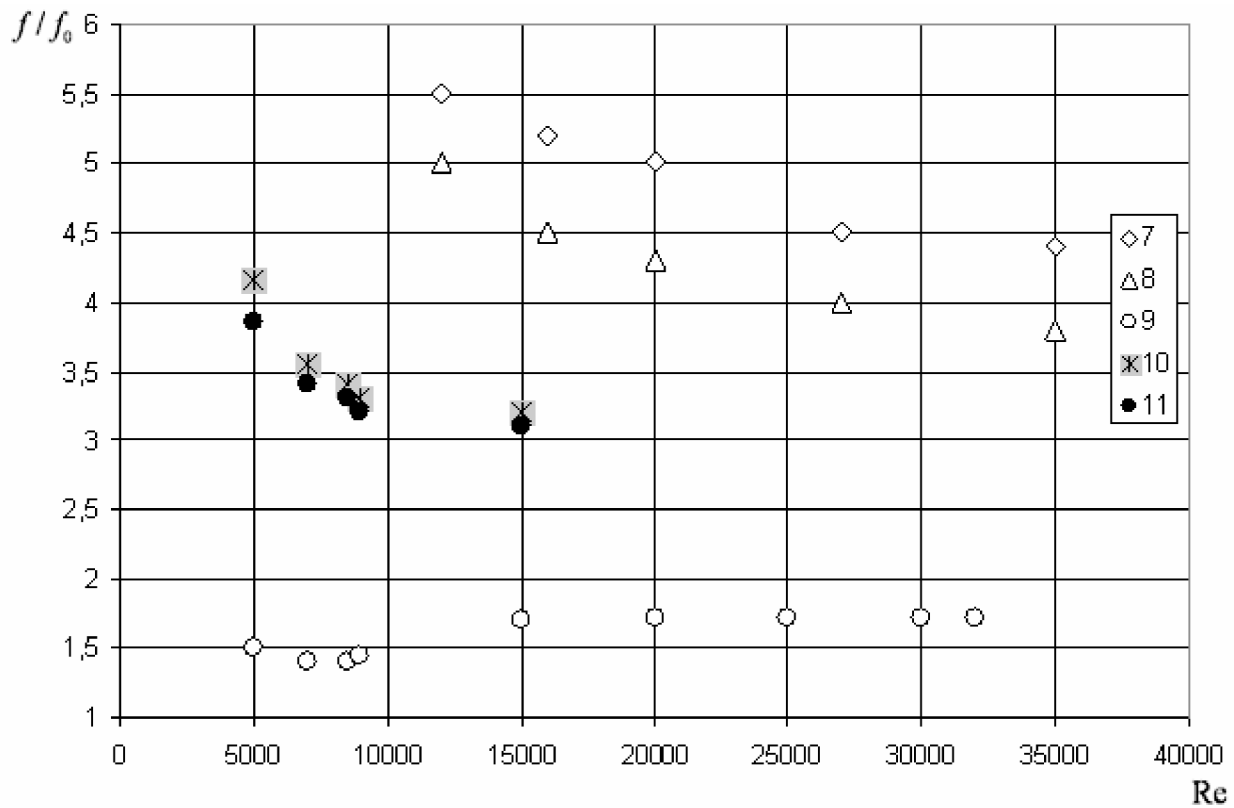


Рис. 4. Относительное гидравлическое сопротивление в каналах с зазором. 7...11 – обозначения на рис. 1.

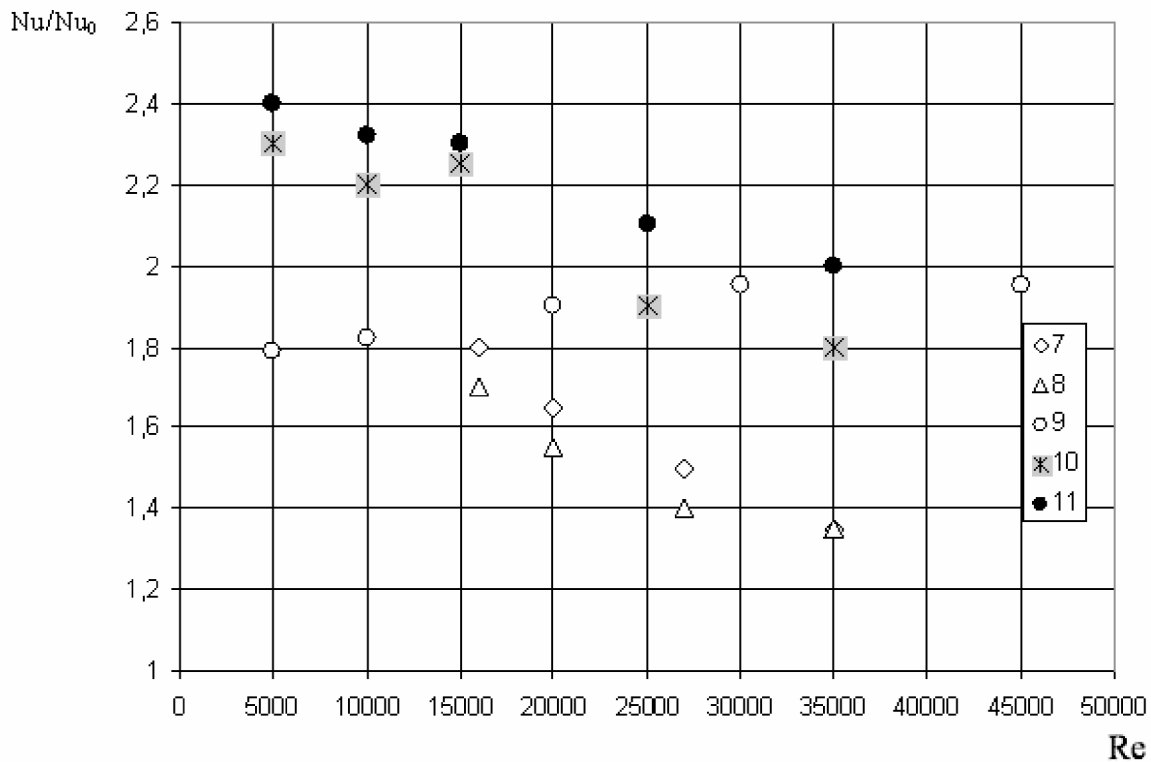


Рис. 5. Относительный теплообмен в каналах с зазором: 7...11 – обозначения на рис. 1.

лах без зазора, однако в данном случае имеет место расслоение гидравлического сопротивления в зависимости от формы углубления и выступа, а также их размеров. Это означает, что в каналах с зазором вихреобразование оказывает меньшее влияние на гидравлические потери. Характерной особенностью кривой $\bar{f} = F(Re)$ является слабая зависимость от числа Рейнольдса; для каналов № 7, 8, 10, 11 отношение f/f_0 уменьшается с ростом числа Рейнольдса, а для канала № 7 – слабо возрастает.

Наибольшим гидравлическим сопротивлением обладают каналы № 7, 8 с нижней плоской стенкой, в которых сферические выступы на противоположной стенке являются источником значительного вихреобразования и диссипативных потерь. С увеличением абсолютной величины зазора относительные потери несколько снижаются (№ 8). Сопротивление каналов с углублениями (№ 9) является наименьшим, что обусловлено формированием нестационарной поверхностно-вихревой системы [1, 2]. В канале с симметрично расположенными углублениями и выступами (№ 10) потери давления располага-

ются примерно посередине между данными для каналов № 7 и 9. Сдвиг выступов по потоку (№ 11) практически не оказывает влияния на гидравлические потери.

Для рассматриваемого диапазона чисел Рейнольдса интенсификация теплообмена в каналах с зазором (рис. 5) несколько ниже, чем для каналов без зазора, при этом отношение Nu/Nu_0 слабо зависит от числа Рейнольдса. Наиболее существенно теплообмен возрастает в каналах со сдвигом и без сдвига выступов (№ 10, 11), а также в канале № 9 (при $Re > 26000$). В отличие от других каналов, в канале с углублениями на нижней поверхности (№ 9) отношение Nu/Nu_0 слабо увеличивается с ростом числа Рейнольдса.

Теплогидравлическая эффективность

Обобщенные данные по теплогидравлической эффективности каналов с углублениями и выступами представлены на рис. 6. При малых числах Рейнольдса (менее 5000) наиболее высокая теплогидравлическая эффективность наблюдается в каналах с коридорным расположением углубле-

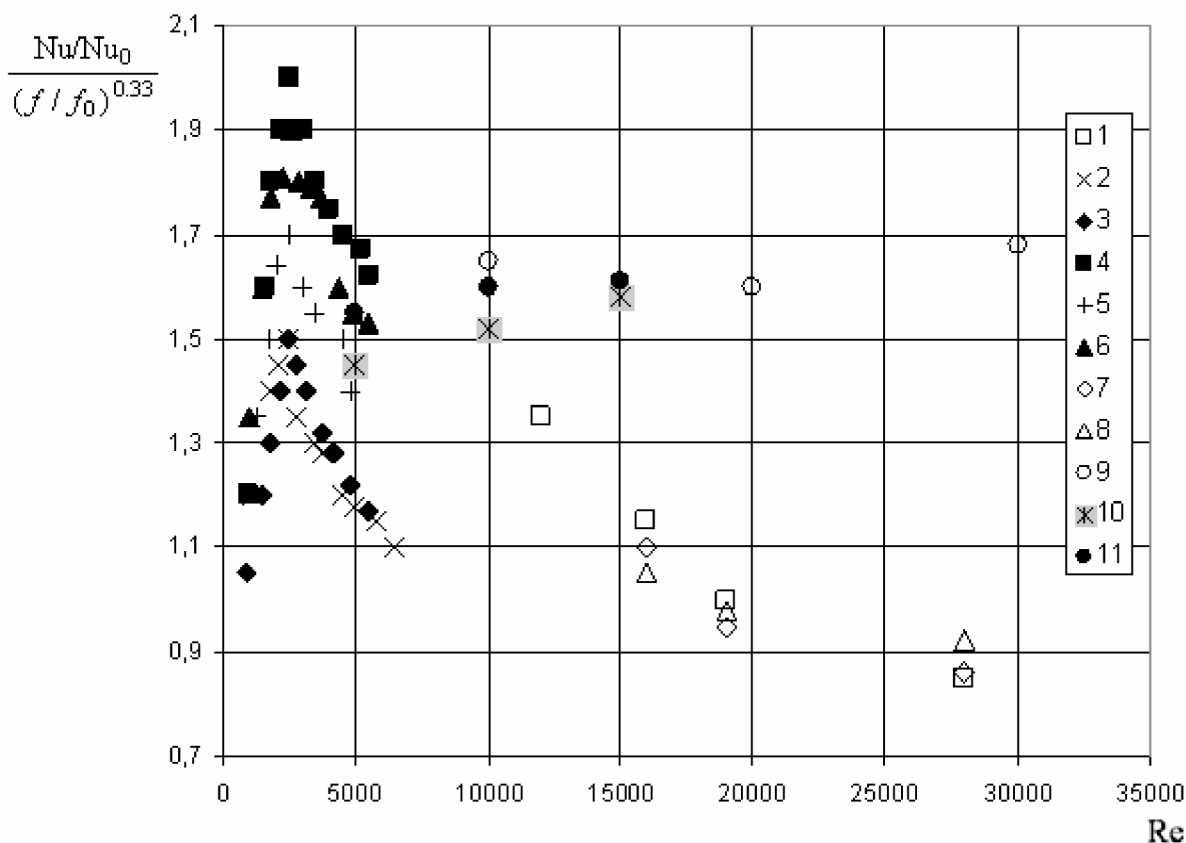


Рис. 6. Теплогидравлическая эффективность исследованных каналов. 1...11 – обозначения на рис.1.

ний и выступов (№ 4, плотность углублений 35 %), а наименьшая – для канала № 2 (плотность углублений 46,5 %).

В области $Re > 10000$ наилучшие теплогидравлические характеристики получены для каналов № 9, 10, 11, а наихудшие – для каналов 1, 7 и 8. В последнем случае увеличение зазора не оказывает существенного влияния на теплогидравлическую эффективность канала, которая при $Re > 20000$ становится даже меньше единицы. Из анализа представленных результатов следует, что в области больших чисел Рейнольдса ($Re > 10000$) лучшие результаты соответствуют каналам большой относительной высоты.

На рис. 7 результаты выполненных исследований представлены в форме модифицированной аналогии Рейнольдса, где фактор аналогии Рейнольдса представлен в виде функции относительных потерь давления в канале

$$\frac{\overline{Nu}}{f} = F(\overline{f}) \quad (3)$$

Анализ этих результатов показывает, что для всех исследованных каналов опытные данные описываются единой зависимостью, которую можно считать универсальной для плоских каналов типа “углубление-выступ”. Фактор аналогии Рейнольдса для большинства каналов с загромождением проходного сечения выступами существенно меньше единицы, что обусловлено разрушением вихревой структуры выступами, и только для канала с углублениями на одной стороне канала (№ 9) он больше единицы.

Важно отметить, что обобщающаяся зависимость, представленная на рис. 7, фактически показывает какой уровень интенсификации теплообмена в канале может быть достигнут и какую энергию для этого следует затратить. Например, для достижения интенсификации теплообмена Nu/Nu_0 около 4,0 относительные потери давления f/f_0 составят 20, а для $Nu/Nu_0 = 2,2$ отношение f/f_0 равно 5. Фактор аналогии Рейнольдса может быть больше единицы только в каналах с $f/f_0 < 2,0$.

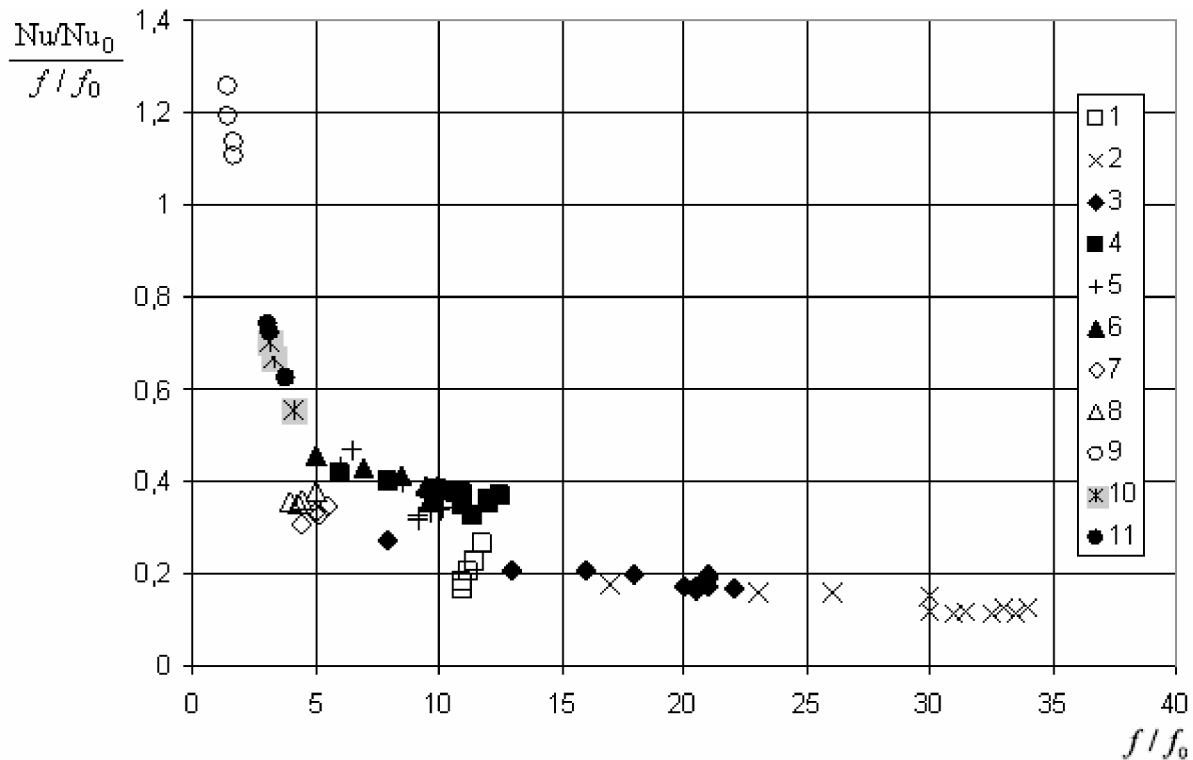


Рис. 7. Модифицированная аналогия Рейнольдса для исследованных каналов: 1...11 – обозначения на рис. 1.

Пользуясь данными рис. 7, можно в первом приближении на стадии проектирования оценить тепловые характеристики канала, если известно его гидравлическое сопротивление и наоборот.

Выводы

Результаты обобщения опытных данных в плоских каналах с углублениями и выступами на поверхности показали:

1. Выступы, загромождающие поперечное сечение канала, оказывают существенное влияние на теплообмен, сопротивление и теплогидравлическую эффективность канала. Они разрушают вихревую структуру, генерируемую поверхностными углублениями, что приводит к значительному увеличению гидравлических потерь.

2. В каналах без зазора наибольшая величина интенсификации теплообмена составляет чуть более 4,5 (каналы № 1, 3), а наибольшие потери наблюдаются в канале № 1. Максимальные значения теплообмена и гидравлических потерь для всех каналов достигаются при $Re = 2400...2500$. Наибольшая величина теплогидравлической эф-

фективности достигается в канале № 4 с коридорным расположением выступов и углублений.

3. В каналах с зазором наибольшие значения фактора интенсификации теплообмена наблюдаются в каналах 10 и 11 и № 9 (при $Re > 25000$). Наименьшие потери получены в канале № 9, а наибольшие – в канале № 7. При $Re > 10000$ наибольшая теплогидравлическая эффективность достигнута в каналах № 9, 10, 11.

4. Модифицированная аналогия Рейнольдса иллюстрирует однозначную связь между величиной интенсификации теплообмена и потерями давления и позволяет обобщить все опытные данные единой зависимостью в канале с углублениями и выступами различной формы. Фактор аналогии Рейнольдса может быть больше единицы только в каналах с $f/f_0 < 2,0$.

5. Полученные данные могут быть использованы при проектировании эффективных теплообменников.

ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок). –

К.: Ін-т технічної теплофізики НАН України, 2005. – 140 с.

2. *Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В.* Теплообмен и гидродинамика в полях центростремительных массовых сил. Том 5: Теплообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – К.: Ін-т технічної теплофізики НАН України, 2005. – 500 с.

3. *Кикнадзе Г.И., Гачечиладзе И.А., Алексеев В.В.* Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация теплообмена, сопровождающая это явление. – М.: Изд. Московского энергетического ин-та, 2005. – 83 с.

4. *H.K. Moon, T. O'Connell and R. Sharma* Heat transfer enhancement using a convex-patterned surface // The American society of mechanical engineers, June 2002. GT2002-30476 San Diego, USA. – P.1-9.

5. *Borisov I., Khalatov A., Kobzar S., & Glezer B.* Heat transfer and pressure losses in a narrow dimpled channel structured with spherical protrusions. //Proceedings of ASME Turbo Expo 50, 2004. GT2004-54204 Reno, USA. – P.1-15.

6. *Борисов И.И., Халатов А.А., Кобзарь С.Г.* Теплообмен и сопротивление в щелевых каналах со сферическими углублениями и дистанционирующими элементами //Промышленная теплотехника. – 2005. – 27, №5. – С. 10-17

7. *Gazi I. Mahmood, Mounir Z. Sabbah and Phillip M. Ligrani.* Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite walls // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Vol. 15. № 3. July-September 2001. – P. 275-283.

Получено 19.03.2006 г.

УДК 621.01.216

ПАВЛЕНКО А.М.¹, КЛИМОВ Р.А.¹, БАСОК Б.И.²

¹Днепродзержинский государственный технический университет

²Институт технической теплофизики НАН Украины

КИНЕТИКА ИСПАРЕНИЯ В ПРОЦЕССАХ ГОМОГЕНИЗАЦИИ

Процеси спонтанного закипання перегрітих рідин в умовах, коли рідина опиняється в нерівноважному метастабільному стані, викликають найбільший інтерес, оскільки вивчення кінетики порушення метастабільного стану може сприяти створенню нових високоінтенсивних технологій при виробництві емульсій. В даній роботі проводиться дослідження процесу руйнування масляних плівок емульсії типу вода-масло з урахуванням як теплової, так і динамічної задачі.

Процессы спонтанного вскипания перегретых жидкостей в условиях, когда жидкость оказывается в неравновесном метастабильном состоянии, вызывают наибольший интерес, так как изучение кинетики нарушения метастабильного состояния может способствовать созданию новых высокоинтенсивных технологий при производстве эмульсий. В данной работе проводится исследование процесса разрушения масляных пленок эмульсии типа вода-масло с учетом как тепловой, так и динамической задачи.

Processes of the spontaneous boiling of the overheated liquids up in the conditions when a liquid turns out in the not equilibrium state, most interest is caused, because the study of kinetics of violation of the state can be instrumental in creation of new high-intensive technologies at creation of emulsions. In the given work the research of process of destruction of oily tapes of emulsion of type is conducted water-oil with the account of party of task both thermal, and dynamic.

a – коэффициент температуропроводности;

c – удельная теплоемкость;

F – площадь;

L – теплота парообразования;

m – масса;

Δm – массовый поток;

M_n – молекулярная масса;

p – давление;

Q – теплота;

q – удельный тепловой поток;