

УДК 532.516: 536.24.01

Халатов А.А., Окишев А.В., Онищенко В.Н.

Институт технической теплофизики НАН Украины

## ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ПО ФАКТОРУ АНАЛОГИИ РЕЙНОЛЬДСА ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАТОРОВ ТЕПЛООБМЕНА РАЗЛИЧНОГО ТИПА

Виконано узагальнення експериментальних даних по фактору аналогії Рейнольдса для різних інтенсифікаторів теплообміну. Показано, що всі експериментальні дані розташовуються в області між кривими для поверхні з сферичними заглибленнями при малих числах Рейнольдса і оребреної поверхні при великих числах Рейнольдса.

Выполнено обобщение экспериментальных данных по фактору аналогии Рейнольдса для различных интенсификаторов теплообмена. Показано, что экспериментальные данные располагаются в области между кривыми для поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса и оребренной поверхности при больших числах Рейнольдса.

Generalization of experimental data is executed on the Reynolds analogy for the different enhancers of heat transfer. It is shown that experimental datum is disposed in an area between curves for a surface with the spherical dimples at the small Reynolds numbers and rib surface at the large Reynolds numbers.

$d$  – диаметр выступа;  
 $D$  – диаметр углубления;  
 $D_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентный диаметр канала;  
 $f$  – коэффициент сопротивления;  
 $h$  – глубина углубления;  
 $H$  – высота канала;

$L$  – длина вдоль потока между углублениями;  
 $\varphi$  – угол атаки;  
 $\gamma$  – плотность заполненности углублениями;  
 $Re_{D_{\text{ЭКВ}}} = W \cdot D_{\text{ЭКВ}} / \nu$  – число Рейнольдса;  
 $Nu$  – число Нуссельта.

### Введение

Применение интенсификаторов теплообмена наряду с ростом теплообмена приводит к увеличению сопутствующих потерь давления. В качестве параметра, учитывающего качество интенсификатора теплообмена, чаще всего используется фактор аналогии Рейнольдса (FAR) [1]:

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}, \quad (1)$$

характеризующий соотношение интенсификации теплообмена к росту потерь давления. В качестве эталонных в соотношении (1) используются значения числа Нуссельта  $Nu_0$  и коэффициента гидравлического сопротивления  $f_0$  в плоском канале с гладкими стенками, при одинаковом эквивалентном числе Рейнольдса. При этом число Рейнольдса  $Re$  определяется по параметрам потока на входе в канал и его гидрав-

лическому (эквивалентному) диаметру. При использовании фактора аналогии Рейнольдса (FAR) необходимо помнить, что неравенство  $FAR < 1,0$  не означает ухудшение теплогидравлических свойств канала с интенсификаторами теплообмена. Оно лишь показывает невозможность улучшения теплогидравлических характеристик за счет данного метода при неизменных значениях скорости потока и диаметра канала.

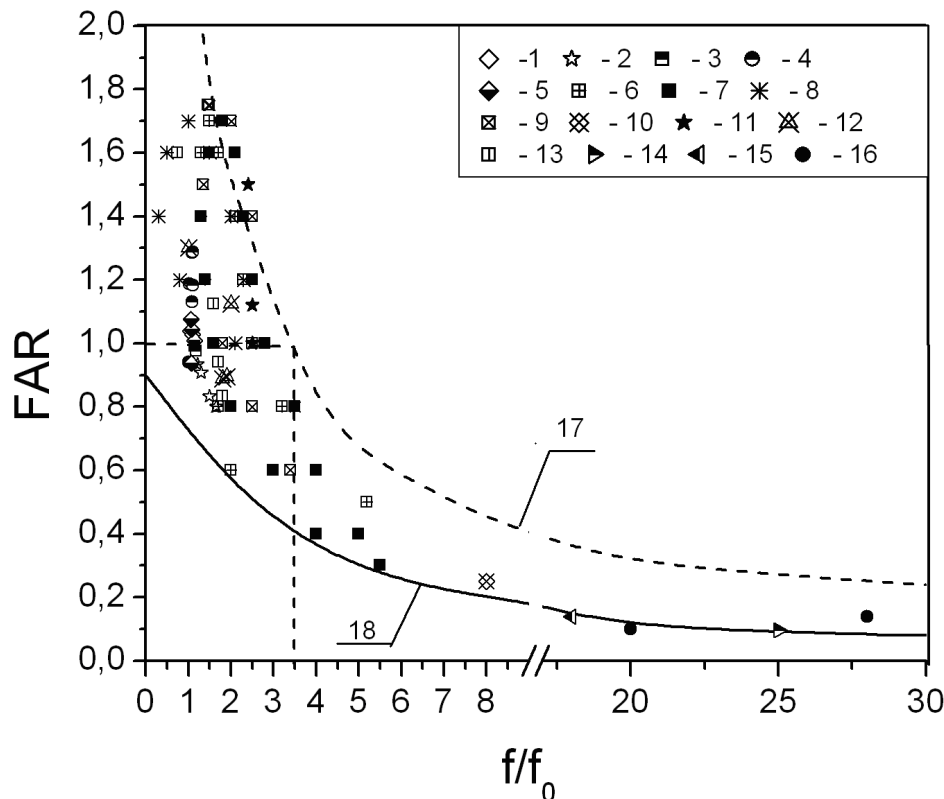
В ранее опубликованной статье [2] было показано, что в ряде случаев применение поверхностных генераторов вихрей приводит к опережающему росту теплообмена по сравнению с ростом гидравлических потерь ( $FAR > 1,0$ ). В ней также было показано, что представление опытных данных в системе координат  $Nu/Nu_0 - ff_0$  позволяет получить более обоснованные выводы о характеристиках интенсификаторов

теплообмена и фактору аналогии Рейнольдса. Дальнейшие исследования и публикации различных авторов показали, что условие  $FAR > 1,0$  зависит от режима обтекания и геометрических размеров углублений. Поэтому, авторами была поставлена задача широкого обобщения опубликованных экспериментальных данных как для определения характеристик каналов с поверхностными генераторами вихрей (углублениями), так и для каналов с ин-

тенсификаторами теплообмена, выступающими в поток.

### Поверхностные генераторы вихрей

На рис. 1 приведены результаты обобщения опытных данных для каналов с поверхностными генераторами вихрей сферической формы без «загромождения» проходного сечения канала. В табл. 1 приведены конструктивные и режимные параметры углублений, представленных на рис. 1.



**Рис. 1. Фактор аналогии Рейнольдса для каналов с поверхностными углублениями:**  
 1 – мелкие сферические углубления, труба [3]; 2 – глубокие сферические углубления, труба [3];  
 3 – сферические углубления, прямоугольный канал [4]; 4 – сферические углубления, труба [5];  
 5 – сферические углубления, прямоугольный канал, воздух [6]; 6 – сферические углубления на  
 обеих сторонах канала [7]; 7 – сферические углубления на одной стороне канала [8];  
 8 – двухрядные системы углублений ( $L/D=2,12$ ) [10,11]; 9 – двухрядные системы углублений  
 ( $L/D=4,12$ ) [10, 11]; 10 – цилиндрические углубления на трубе [9]; 11 – сферические углубления  
 на обеих поверхностях канала ( $\gamma = 67\%$ ) [12]; 12 – сферические углубления на обеих поверх-  
 ностях канала ( $\gamma = 55\%$ ) [12]; 13 – сферические углубления на обеих поверхностях канала  
 ( $\gamma = 40\%$ ) [12]; 14 – овално-сферические углубления на обеих поверхностях канала ( $\gamma = 73\%$ )  
 [12]; 15 – овално-сферические углубления на обеих поверхностях канала ( $\gamma = 65\%$ ) [12];  
 16 – овално-сферические углубления на обеих поверхностях канала ( $\gamma = 60\%$ ) [12];  
 17 – поверхность со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса;  
 18 – оребренная поверхность при больших числах Рейнольдса.

Табл. 1. Поверхностные углубления

№	Интенсификатор, форма сечения канала	Эквивалентное число Рейнольдса, Re	Геометрические параметры	$Nu/Nu_0$	$ff_0$	FAR
1	Мелкие сферические углубления, труба [3]	7000...20000		1,08...1,16	1,04...1,15	1,03...1,00
2	Крупные сферические углубления, труба [3]	7000...20000		1,13...1,32	1,21...1,65	0,93...0,80
3	Сферические углубления, прямоугольный канал [4]	20000...100000	$h/d=0,13$ $\gamma=13\%$ $h/D=0,02$	1,15	1,16...1,23	0,99...0,93
4	Сферические углубления, труба [5]	10000...66000	$h/d=0,1$ $h/D=0,0225$	0,95...1,43	1,01...1,11	0,94...1,28
5	Сферические углубления, прямоугольный канал, воздух [6]	4000...30000	$h/d=0,14$ $h/H=0,06$ $H/d=2,33$	1...1,138	1,07...1,05	0,93...1,07
6	Сферические углубления на обеих сторонах канала [7]			1,82...2,60	1,30...5,20	1,70...0,50
7	Сферические углубления на одной стороне канала [8]			1,82...1,60	1,30...5,50	1,40...0,30
8	Двухрядные системы углублений [10,11]		$L/D=2,12$	0,42...2,76	0,30...2,30	1,20...1,70
9	Двухрядные системы углублений [10,11]		$L/D=4,12$	2,02...2,80	1,35...3,50	1,73...0,60
10	Цилиндрические углубления на трубе [9]			2,00	8,00	0,25
11	Сферические углубления на обеих поверхностях канала [12]	1000...15000	$\gamma=67\%$	1,90...3,60	0,80...2,50	2,37...1,00

12	Сферические углубления на обеих поверхностях канала [12]	1000...20000	$\gamma=55\%$	1,30...2,25	1,00...2,00	1,30...0,88
13	Сферические углубления на обеих поверхностях канала [12]	1000...20000	$\gamma=40\%$	1,20...1,80	0,75...1,80	1,60...0,83
14	Овально-сферические углубления на обеих поверхностях канала [12]	1000...4000	$\gamma=73\%$	2,40...3,00	25,0...65,0	0,09...0,05
15	Овально-сферические углубления на обеих поверхностях канала [12]	1000...4000	$\gamma=65\%$	2,50...4,20	18,0...32,0	0,138...0,133
16	Овально-сферические углубления на обеих поверхностях канала [12]	1000...4000	$\gamma=60\%$	2,00...4,30	20,0...30,0	0,10...0,14

подавляющее большинство опытных данных располагается в достаточно узкой области между линиями 17 и 18, которые соответственно характеризуют поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса и оребренные поверхности при больших числах Рейнольдса. Эта область постепенно сужается при увеличении отношения  $ff_0$ .

Опережающий рост теплообмена по сравнению с увеличением гидравлических потерь наблюдается для каналов № 4 – 9, 11 – 13, которые располагаются в области  $ff_0 < 3,5$ . Как правило, это углубления с высокой плотностью расположения углублений (60 % и более). Наибольшее значение фактора аналогии Рейнольдса в этой области достигает 1,75. Нарушение аналогии Рейнольдса в пользу теплообмена в области  $ff_0 < 3,5$  обусловлено специфической природой вихрей, генерируемых поверхностными углублениями, которые в большей степени воз-

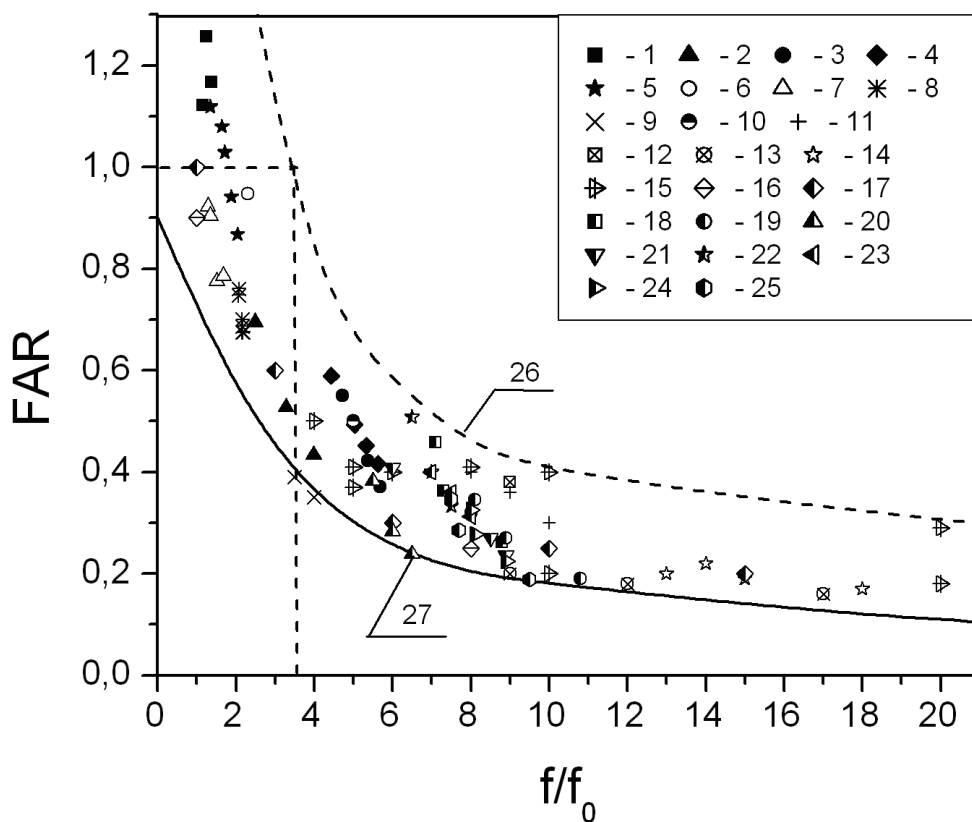
действуют на профиль температуры около стенки, чем на профиль скорости [1].

Для интенсификаторов № 1, 4 и 5 фактор аналогии Рейнольдса больше единицы в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 7000...20000$ ,  $Re = 19000...66000$  и  $Re = 10000...30000$ .

#### *Интенсификаторы, выступающие в поток*

На рис. 2 приведены результаты обобщения опытных данных для поверхностных генераторов вихрей с «загромождением» поперечного сечения канала, а также для интенсификаторов теплообмена выступающего типа. Здесь также представлены результаты исследований для каналов с сочетанием поверхностных выступов и углублений. В табл. 2 приведены конструктивные и режимные параметры исследованных интенсификаторов.

Так же как и для поверхностных углублений, в данном случае все экспериментальные



**Рис. 2.** Фактор аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена, выступающих в поток: 1 – кольцевые поперечные выступы, труба [13]; 2 – спиральные выступы, труба [14, 15]; 3 – выступы скошенные, неразрезные, квадратный канал [16]; 4 – выступы скошенные, разрезные, квадратный канал [16]; 5 – сферические выступы, прямоугольный канал [17, 18]; 6 – сферические выступы и углубления, труба [18, 19]; 7 – мелкие сферические выступы, труба [3]; 8 – сферические выступы, прямоугольный канал [6]; 9 – внутренние канавки [20]; 10 – сферические выступы на плоской поверхности [12]; 11 – 60° сплошные и разрезные ребра [7]; 12 – 90° разрезные ребра [7]; 13 – чередующиеся сферические выступы-углубления [20]; 14 – внутренние спиральные канавки [20]; 15 – «плотный» контакт выступов с противоположной стенкой [21 - 28]; 16 – проволочные спиральные вставки (ПСВ) в круглом канале [31]; 17 – ПСВ в круглом канале [29, 30]; 18 – дельтаобразные генераторы вихрей (расположенные навстречу потоку) [32]; 19 – сплошные V-образные ребра (60°) [32]; 20 – сплошные ребра перпендикулярные потоку (90°) [32]; 21 – дельтаобразные генераторы вихрей (направленные вдоль по потоку) [32]; 22 – V-образные ребра, разрезные (60°) [32]; 23 – 60° разрезные ребра [32]; 24 – 90° разрезные ребра [32]; 25 – сплошные ребра под углом 60° к потоку [32]; 26 – поверхность со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса; 27 – оребренная поверхность при больших числах Рейнольдса.

точки располагаются в достаточно узкой области между линиями, характеризующими поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса и поверхности с ребрами при больших числах Рейнольдса. Опере-

жающим ростом теплообмена (не более 1,25 по фактору аналогии Рейнольдса) обладают только каналы с кольцевыми поперечными выступами в трубе и каналы со сферическими выступами в прямоугольном канале. Другие интенсифика-

Табл. 2. Интенсификаторы теплообмена, выступающие в поток

№	Интенсификатор, форма сечения канала	Эквивалентное число Рейнольдса, Re	Геометрические параметры	$Nu/Nu_0$	$ff_0$	FAR
1	Кольцевые поперечные выступы, труба [13]	10000...40000	$h/D=0,02$ $h/D=0,01$	1,30...1,61	1,16...1,38	1,05...1,25
2	Спиральные выступы, труба [14, 15]	50000...300000	$h/D=0,04$	1,73	2,49...3,99	0,69...0,43
3	Выступы скошенные, неразрезные, квадратный канал [16]	10000...80000	$h/D=0,0625$ $\varphi=45^\circ$	2,60...1,97	4,72...6,00	0,55...0,32
4	Выступы скошенные, разрезные, квадратный канал [16]	10000...80000	$h/D=0,0625$ $\varphi=45^\circ$	2,61...2,34	4,43...5,62	0,58...0,41
5	Сферические выступы, прямоугольный канал [17,18]	4000...20000	$h/d=0,5$ $h/D=0,43$	1,51...1,77	1,35...2,20	1,11...0,80
6	Сферические выступы и углубления, труба [18, 19]	10000...100000	$h/D=0,25$	2,19	2,31	0,94
7	Мелкие сферические выступы, труба [3]	7000...20000		1,17...1,32	1,28...1,68	0,92...0,77
8	Сферические выступы, прямоугольный канал, воздух [6]	4000...30000	$h/d=0,21$ $h/H=0,125$ $H/d=1,68$	1,58...1,45	2,07...2,15	0,76...0,67
9	Внутренние канавки [20]			1,40...1,37	4,00...3,50	0,35...0,39
10	Сферические выступы на плоской поверхности [12]			2,50...2,56	5,00...8,00	0,50...0,32
11	60° - сплошные и разрезные ребра [7]			3,20...3,00	8,00...10,0	0,40...0,30
12	90° - разрезные ребра [7]			3,42	9,00	0,38

13	Чередующиеся сферические выступы-углубления [20]			1,80...2,72	9,00...17,0	0,20...0,16
14	Внутренние спиральные канавки [20]			2,60...3,08	13,0...18,0	0,17...0,22
15	«Плотный» контакт выступов с противоположной стенкой [21-28]			1,85...5,80	4,0...30,0	0,18...0,50
16	ПСВ (проволочные спиральные вставки) в круглом канале [31]			0,90...2,00	1,00...8,00	0,90...0,25
17	ПСВ в круглом канале [29, 30]			1,00...3,00	1,0...15,0	1,00...0,20
18	Дельтаобразные ребра (навстречу по потоку) [32]			2,30...3,25	7,1...8,8	0,26...0,45
19	V – образные ребра (600) [32]			2,0...2,8	8,1...10,8	0,18...0,34
20	900 ребра [32]			1,5...2,1	5,5...6,5	0,23...0,38
21	Дельтаобразные ребра (вдоль по потоку) [32]			2,1...2,4	6,0...8,9	0,23...0,40
22	V – образные ребра (600) [32]			2,49...3,29	6,5...7,5	0,33...0,50
23	Разрезные ребра (600) [32]			2,5...2,8	7,0...8,0	0,31...0,40
24	Разрезные ребра (900) [32]			2,0...2,6	8,0...8,9	0,22...0,32
25	Сплошные ребра (600) [32]			1,7...2,6	7,5...9,5	0,18...0,34

торы, такие как поверхностные ребра (сплошные и разрезные), V-образные сплошные и разрезные ребра, дельтаобразные генераторы вихрей, чередование сферических выступов и углублений, проволочные вставки в канале (закрутка потока) и др. характеризуются фактором аналогии Рейнольдса меньше единицы, т.е. для

них рост гидравлического сопротивления всегда опережает рост теплообмена. Это объясняется диссипативной природой вихрей, порождаемых интенсификаторами, выступающими в поток. Такие вихри диффундируют в ядро потока, турбулизируют его и диссипируют в нем. Как и в предыдущем случае, фактор аналогии

Рейнольдса больше единицы наблюдается в области  $ff_0 < 3,5$ .

### Выводы

Выполнено обобщение по фактору аналогии Рейнольдса опубликованной базы экспериментальных данных для интенсификаторов теплообмена различного типа. Показано, что все экспериментальные данные располагаются в области между кривыми для поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса и оребренной поверхности при больших числах Рейнольдса. Опережающий рост теплообмена по сравнению с ростом гидравлического сопротивления обнаружен только в области  $ff_0 < 3,5$ , фактор аналогии Рейнольдса больше единицы наблюдается в «узких» каналах с поверхностными углублениями без «загромождения» поперечного сечения канала, а также в каналах с кольцевыми поперечными выступами и сферическими поверхностными выступами. Полученные результаты могут использоваться для определения фактора интенсификации теплообмена при известном значении относительных гидравлических потерь и наоборот. Они могут также использоваться при оценке факторов интенсификации теплообмена и потерь давления для ранее неисследованных интенсификаторов теплообмена.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Халатов А.А.* Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунк). – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.
2. *Халатов А.А., Онищенко В.Н., Борисов И.И.* Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей // К.: Доклады НАН Украины. – 2007. – № 6. – С. 70 – 75.
3. *Шрадер И.Л. и др.* Интенсифицированные ТВП // Теплоэнергетика, 1999, №9. – С. 54 – 56.
4. *Нагога Г.П.* Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М.: МАИ, 1996. – 100 с.
5. *Беленький М.Я., Готовский М.А., Леках Б.М.* Экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик теплообменных поверхностей, сформированных сферическими лунками / Теплофизика высоких температур. – 1991. – Т.29, №6. – С. 1142 – 1147.
6. *Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И.* Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография // – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.
7. *Chyu M.-K., Yu Y., Ding H., Downs J.P. & Soechting F.O.* Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passage // Preprint ASME. – 1997. – Paper No 97-GT-437.
8. *Moon H.-K., O'Konnel T. & Glezer B.* Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage // ASME. – 1999. – Paper No 99-GT-163.
9. *Кубанский П.Н.* Поведение резонансной системы в потоке // Л.: Журнал технической физики, 1957. – Т. 27, № 1. – С. 180 – 188.
10. *Онищенко В.Н., Халатов А.А., Шевцов С.В.* Теплообмен за двумя рядами углублений различной геометрической формы // К.: Промышленная теплотехника. – 2007. – № 6. – С. 10 – 15.
11. *Халатов А.А., Онищенко В.Н.* Теплообмен за двойным рядом поверхностных генераторов цилиндрической и сферической формы // К.: Доклады НАН Украины. – 2008. – № 2. – С. 91 – 96.
12. *Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В.* Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – Институт технической теплофизики НАН Украины. – Киев. – 2005. – 500 с.
13. *Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С.* Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 407 с.
14. *Боголюбов Ю.Н., Лифшиц М.Н., Григорьев Г.В.* Результаты исследования и промышленного внедрения винтообразно профилированных труб // Теплоэнергетика. – 1981, №7. – С. 48 – 50.



15. *Савельев П.А.* Исследование гидравлического сопротивления спирально профилированных труб при больших числах Рейнольдса. // Изв. Вузов. Энергетика. – 1981. – №5. – С. 43 – 46.
16. *Лау, Макмиллин, Хан.* Характеристики теплообмена при турбулентном течении в канале квадратного сечения со скошенными дискретными ребрами // Современное машиностроение, А. – 1991. – №10. – С. 99 – 107.
17. *Berkoune A. and Al-Shemmeri T.T.* Pressure drop and friction correlations of compact heat exchangers dimpled flat tubes. 1993 ISHMT International conference on New Developments in Heat Exchangers. Lisbon, Portugal. 1993.
18. *Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.* Справочник по теплогидравлическим расчетам. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.
19. *Тейлор и др.* Измерение и расчет влияния неоднородной шероховатости поверхности на коэффициент трения при турбулентном течении. // Современное машиностроение, А. 1989. – №7. – С. 100 – 105.
20. *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-во Московского энергетического института. – 2005. – 83 с.
21. *Moon H.K., O'Connell T. and Sharma R.* Heat transfer enhancement using a convex-patterned surface // Preprint of ASME, June 2002. GT2002-30476, USA.
22. *Онищенко В.Н., Халатов А.А., Коваленко А.С.* Теплогидравлическая эффективность плоских каналов с поверхностными генераторами вихрей и выступами // Киев: Промышленная теплотехника. – 2005. – № 6. – С. 5 – 14.
23. *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.
24. *Борисов И.И., Халатов А.А., Кобзарь С.Г.* Теплообмен и сопротивление в щелевых каналах со сферическими углублениями и дискретными элементами // Промышленная теплотехника. – 2005. – 27, №5. – С. 10 – 17.
25. *Moon S.W., Lau S.C.* Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel // Proceedings of ASME Turbo Expo-48, June 2002, № GT2002-30208, Amsterdam, the Netherlands P. 1 – 9.
26. *Burgess N. K., Ligrani P. M.* Effects of dimple depth on Nusselt Numbers and Friction Factors for Internal Cooling in a Channel // Proceedings of ASME Turbo Expo-50, June 2004, № GT2004-54232. –Vienna, Austria. – P. 1 – 10.
27. *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.
28. *Гортышов Ю.Ф., Олимпиаев В.В., Попов И.А.* Эффективность промышленно перспективных интенсификаторов теплоотдачи // Известия Российской Академии наук. – Серия: Энергетика. – 2002. – № 3. – С. 102 – 118.
29. *Мигай В.К., Новожилов И.Ф.* Интенсификация теплообмена внутри труб путем искусственной шероховатости // Теплоэнергетика. – 1964, №9. – С. 60 – 63.
30. *Пермяков Б.А., Рамадан А. Эл. Ш., Аксенов А.К.* Повышение эффективности воздухоподогревателей со стеклянными трубами // Промышленная энергетика. – 1995, №7. – С. 35 – 36.
31. *Сударев А.В., Халатов А.А., Сударев Б.В.* Интенсификация теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования с проволочными спиральными вставками / Газотурбинные технологии. Май 2009, – №4 (75).
32. *B. Weigand, J. Von Wolfersdorf, S. O. Neumann.* Internal cooling for industrial gas turbines: present state and novel approaches // International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Gdansk, Poland, September 4 – 7, 2001. – P. 67 – 78.

Получено 29.07.2009 г.