

# ТУРБУЛИЗИРУЮЩЕЕ ВЛИЯНИЕ ГЛАДКИХ КРУГОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ИНТЕНСИФИКАЦИЮ ТЕПЛООБМЕНА СИММЕТРИЧНОГО КОРИДОРНОГО ПУЧКА ТРУБ

**А.А. Анисин, А.К. Анисин, В.Т. Буглаев**

*Брянский государственный технический университет, г. Брянск*



Анализируется возможность интенсификации теплоотдачи поперечно обтекаемого симметричного коридорного пучка труб при использовании в схеме его компоновки гладких турбулизирующих стержней, последовательно размещенных в центрах трубных ячеек. Реализация представленной схемы компоновки трубчатых элементов в виде комбинированной поверхности пучка труб разных диаметров и его теплоаэродинамические характеристики, полученные экспериментальным путем, свидетельствуют о возможности практического применения предложенного подхода к повышению эффективности работы трубчатых теплообменных аппаратов и устройств.

Создание экономически выгодных и эффективных трубчатых теплообменных аппаратов связано с реализацией наиболее рациональных методов интенсификации теплоотдачи в каналах, образованных совокупностью многочисленных геометрических комбинаций трубчатых элементов с разнообразными формой и состоянием поверхности [1].

Особого внимания заслуживает проблема интенсификации конвективного теплообмена поперечно обтекаемых пучков гладких труб, широко используемых в аппаратах и устройствах промышленного и энергетического назначения, для которых по условиям эксплуатации неприемлемо развитие поверхности или применение пристенных и вставных интенсификаторов теплоотдачи. Эта проблема весьма актуальна при использовании газообразных теплоносителей с характерной для них пониженной интенсивностью процессов теплообмена.

Одним из возможных вариантов повышения эффективности гладкотрубных теплообменных аппаратов может быть применение комбинированной поверхности теплообмена в виде поперечно обтекаемого пучка труб разных наружных диаметров, большего  $d_1$  и меньшего  $d_2$ , с различными схемами их расположения [2]. Использование в обычных компоновках пучков труб одинакового диаметра  $d_1$  дополнительно труб уменьшенного диаметра  $d_2$  при сохранении минимально допустимых межтрубных расстояний позволяет увеличить компактность поверхности теплообмена и повысить искусственную турбулизацию потока теплоносителя

за счет влияния труб меньшего диаметра  $d_2$  как на область ламинарного пограничного слоя в лобовой части труб с  $d_1$ , так и на застойную зону в кормовой области, обеспечивая при этом увеличение коэффициента теплоотдачи комбинированной поверхности.

Важной составной частью исследования возможности реализации такого подхода к повышению эффективности теплообмена является анализ турбулизирующего влияния труб меньшего диаметра  $d_2$  на интенсивность теплоотдачи и величину гидродинамического сопротивления комбинированной трубчатой поверхности с определенной схемой расположения ее элементов.

За основу экспериментальной поверхности была принята квадратная схема расположения труб, отвечающая одновременно технико-экономическому и энергетическому оптимуму при использовании ее в коридорных пучках [3]. Поэтому с целью изучения турбулизирующего воздействия труб меньшего диаметра  $d_2$  на процесс интенсификации теплоотдачи в каналах симметричного коридорного пучка и, следовательно, определения степени влияния на теплоаэродинамические характеристики поверхности величины наружного диаметра  $d_2$  в виде геометрического параметра  $d_2/d_1$  в функциональных зависимостях  $Nu=f(Re, d_2/d_1)$  и  $Eu=f'(Re, d_2/d_1)$  были проведены варианты испытания базового коридорного пучка  $1,45 \times 1,45$  с размещенными в нем на пересечении диагоналей квадратов разбивки труб с  $d_1 = 11$  мм круговыми гладкими цилиндрическими стержнями с наружным диаметром  $d_2 = 1,2; 1,6; 2,0; 3,0$  и  $4,5$  мм, имитирующими трубы меньшего диаметра в пучках из комбинированной теплопередающей трубчатой поверхности с  $d_2/d_1 = \text{var}$ .

Конструктивные параметры трубчатой поверхности базового теплообменника определялись условиями геометрического подобия и возможностью обеспечения рабочего интервала изменения чисел Рейнольдса  $Re = (0,4 \dots 32) 10^3$  при использовании латунных труб  $11 \times 1$  НД Л63 ГОСТ 494–90 в пучке  $1,45 \times 1,45$ , являющемся промежуточным между компактными и свободными коридорными пучками. Максимальное значение величины наружного диаметра стержней, составляющее  $d_2 = 4,5$  мм, было определено возможностью их установки в ячейках базового симметричного коридорного пучка с размером межтрубных расстояний  $(s-d_1) = 5$  мм.

Для оценки влияния на теплоаэродинамические характеристики базовой поверхности положения в ячейке турбулизирующего цилиндрического элемента были проведены испытания коридорного пучка с продольно смещенными от точки пересечения диагоналей квадратной ячейки стержнями с  $d_2 = 4,5$  мм в одном варианте вверх и в другом – вниз по потоку на величину  $\Delta = 2,6$  мм с последовательной схемой их размещения в пучке (рис.1 б, в; табл. 1, п. 8,9).

Опытные варианты поверхности представляли собой комбинации поперечно обтекаемого вертикального «бесконечного» коридорного пучка длиной  $L = 187$  мм с числом поперечных рядов труб с  $d_1 = 11$  мм по ходу потока  $z_2 = 12$  с соответствующими схемам размещения турбулизирующими стержнями определенного диаметра  $d_2$  (табл.1). Трубный пучок размещался в прямоугольном канале высотой  $H = 100$  мм и шириной  $B = 48$  мм. Боковые стенки и торцевые поверхности со стороны металлических трубных досок были выполнены из текстолита. Части трубок, выходящие за вертикальные плоскости воздушного канала, врезались в боковые стенки теплообменника, и в теплоотдающую поверхность включалась расчетная поверхность труб, омываемая потоком воздуха. При этом горячая вода проходила через все трубки пучка. Торцы металлических турбулизирующих стержней фиксировались между гладкими текстолитовыми внутренними поверхностями канала теплообменника, съемные боковые стенки которого позволяли осуществлять установ-

Таблица 1

**Геометрические характеристики экспериментальной поверхности с различными вариантами последовательного размещения цилиндрических турбулизирующих элементов в трубных ячейках пучка 1,45x1,45**

№ опытного теплообменника	Схема размещения элементов поверхности	Величина наружного диаметра турбулизирующих элементов $d_2$ , мм	Относительная величина $d_2/d_1$	Минимальное расстояние между элементами поверхности $\delta_{\min}$ , мм	Условный коэффициент компактности поверхности $f$ , $\text{м}^2/\text{м}^3$
1	Рис.1 д	--	--	5,0	135
2		1,2	0,109	5,0	149,7
3		1,6	0,145	5,0	154,6
4	Рис.1 а	2,0	0,181	4,81	159,5
5		3,0	0,272	4,31	171,8
6		4,5	0,409	3,56	190,2
7	Рис.1 е	6,0	0,545	2,81	208,6
8	Рис.1 б	4,5	0,409	1,9	190,2
9	Рис.1 в	4,5	0,409	1,9	190,2

ку стержней с различной величиной наружного диаметра  $d_2=1,2...4,5$  мм в трубных ячейках пучка.

Наряду с этим был также испытан вариант комбинированной теплоотдающей поверхности в виде пучка труб разных диаметров  $d_1=11$  мм и  $d_2=6$  мм со схемой симметричного последовательного размещения труб меньшего диаметра  $d_2$  в квадратных ячейках труб с  $d_1=11$  мм и величиной параметра  $d_2/d_1=0,545$  (рис.1 а, е; табл.1, п.7).

Геометрические характеристики опытных вариантов комбинированной поверхности теплообмена и схема расположения ее элементов представлены на рис.1 и в табл.1. Как следует из рис.1, с увеличением диаметра турбулизирующих стержней коридорная схема расположения труб с  $d_1=11$  мм ( $S_1=S_2=16$  мм) трансформируется в шахматную схему расположения трубчатых элементов комбинированной поверхности с относительными характеристиками  $S_1/S_2=16/8=2$  и  $d_2/d_1=\text{var}$ .

Особенности методики проведения экспериментального исследования поперечно обтекаемых пучков труб в потоке воздуха и описание опытной установки (аэродинамическая труба разомкнутого типа) представлены в [4] и соответствуют общепринятому методу полного теплового моделирования.

Результаты исследования теплоаэродинамических характеристик опытных вариантов поверхности симметричного коридорного пучка с размещенными в его ячейках турбулизирующими стержнями различных диаметров ( $d_2/d_1=\text{var}$ ) и пучка труб разных диаметров ( $d_2/d_1=6/11$ ) были представлены в виде функциональных зависимостей  $Nu=f(\text{Re}, d_2/d_1)$  и  $Eu=f'(\text{Re}, d_2/d_1)$  и критериальных уравнений

теплоотдачи  $Nu=a\text{Re}^n$  и сопротивления  $Eu=b\text{Re}^{-m}$ . В качестве определяющих параметров при обработке опытных данных принимались средние значения температуры потока воздуха  $t_f$ , его скорости в свободном сечении гладкого канала теплообменника  $w$ , величины наружного диаметра труб  $d_1$ . Температура стенки латунных труб контролировалась медь-константановыми термопарами и соответствовала средней температуре горячей воды в трубах пучка; при этом обеспечивалось течение процесса теплоотдачи близко к условию  $t_w(x)=\text{const}$ .

На рис.2 приведены опытные данные по средней теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению испытанных вариантов поверхности коридорного пучка 1,45x1,45 и комбинированной поверхности в виде зависимостей  $Nu=f(Re)$  и  $Eu=f(Re)$ , в табл.2 - в виде коэффициентов  $a$  и  $b$  и показателей степени  $n$  и  $m$  в критериальных уравнениях теплоотдачи  $Nu=aRe^n$  и сопротивления  $Eu=bRe^m$ .

Здесь  $Nu=\alpha d_1/\lambda$ ,  $Eu=\Delta p/\rho w^2$ ,  $Re=wd_1/\nu$ .

Результаты испытаний базового коридорного пучка 1,45x1,45, представленные совместно с данными других опытных вариантов комбинаций поверхности на рис.2 и в табл.2 (п.1), достаточно удовлетворительно согласуются с результатами литературных источников и величинами теплоотдачи и сопротивления, полученными в соответствии с нормативными методами расчета котельных установок [4-5].

На рис. 2 видно, что величина средней теплоотдачи и аэродинамическое сопротивление опытных вариантов базовой поверхности с турбулизирующими стержнями различных диаметров, последовательно размещенными в центрах квадратных ячеек коридорного пучка, повышаются с увеличением диаметра стержней  $d_2$  (параметра  $d_2/d_1$ ) и во всем исследованном диапазоне изменения чисел  $Re$  превосходят теплоотдачу и сопротивление симметричного коридорного пучка 1,45x1,45.

Динамика изменения теплоаэродинамических характеристик исследованных комбинаций поверхности теплообмена со стержнями показана на рис.2 в виде зависимостей относительных величин теплоотдачи  $Nu_i/Nu_{к.п}$  и сопротивления  $Eu_{Li}/Eu_{к.п}$  от параметра  $d_2/d_1$ . Из рис.2 следует, что в области небольших чисел Рейнольдса ( $Re=1.2 \cdot 10^3$ ), характерных для преобладающего ламинарного режима

Таблица 2

**Коэффициенты и показатели степени критериальных уравнений теплоотдачи и сопротивления опытной поверхности с различными вариантами последовательного размещения цилиндрических турбулизирующих элементов в трубных ячейках**

№ опытного теплообменника	Теплоотдача		Сопротивление		Диапазон изменения чисел Рейнольдса $Re_1 \dots Re_{кр}$ , $Re_{кр} \dots Re_2$
	$a$	$n$	$b$	$m$	
1	0,324	0,65	— 38,68	— 0,1	400 ... 1500 1500 ... $10^4$
2	0,349	0,65	64,416 119,398	0,11 0,19	400 ... 2239 2239 ... $10^4$
3	0,382	0,65	76,032 139,845	0,12 0,2	400 ... 2038 2038 ... $10^4$
4	0,390	0,65	86,198 157,7	0,13 0,21	400 ... 1902 1902 ... $10^4$
5	0,408	0,65	110,917 200,793	0,15 0,23	400 ... 1666 1666 ... $10^4$
6	0,621	0,6	156,53 251,19	0,185 0,25	400 ... 1445 1445 ... $10^4$
7	0,668	0,6	244,9 350,75	0,22 0,27	400 ... 1318 1318 ... $10^4$
8	0,645	0,6	256,743 335,931	0,215 0,25	400 ... 2166 2166 ... $10^4$
9	0,621	0,6	244,062 312,608	0,215 0,25	400 ... 1178 1178 ... $10^4$

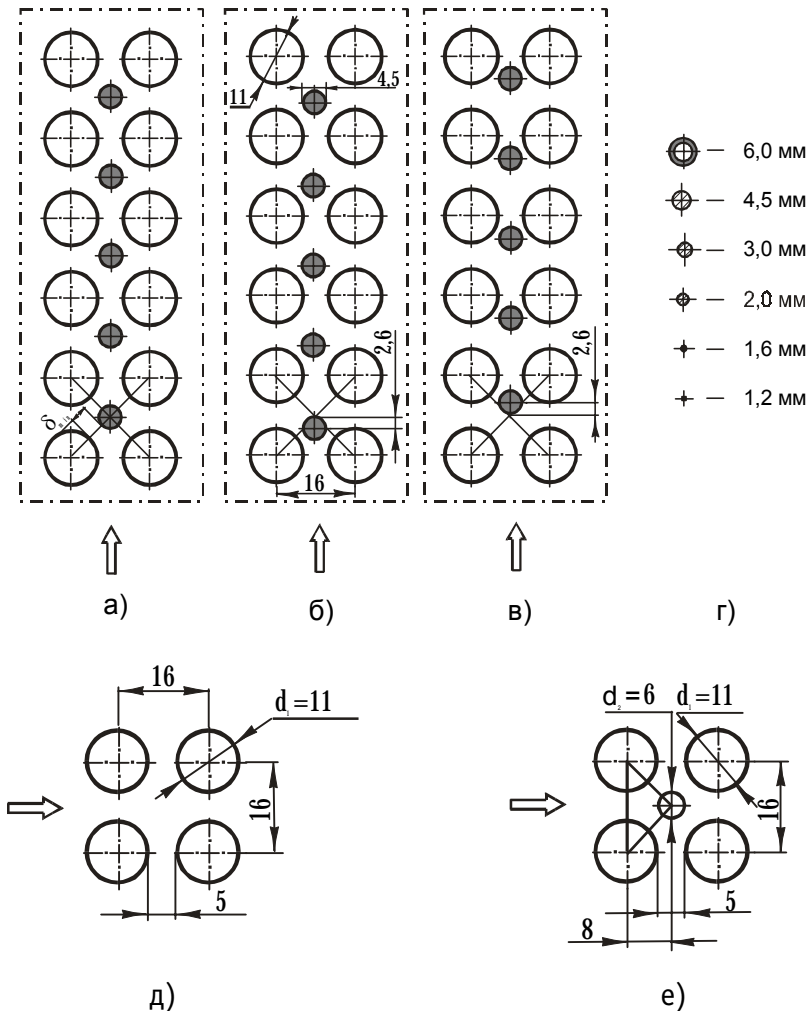


Рис.1. Геометрия различных схем последовательного размещения турбулизирующих элементов в ячейках коридорного пучка 1,45x1,45: а - на пересечении диагоналей; б - с продольным смещением вверх по потоку от центра; в - с продольным смещением от центра вниз по потоку; г - форма сечения и величина наружного диаметра  $d_2$  турбулизирующих элементов; д - трубная ячейка коридорного пучка 1,45x1,45; е - трубная ячейка комбинированного пучка

обтекания, наблюдается значительное повышение теплоотдачи и, особенно, сопротивления при увеличении значений параметра  $d_2/d_1$  от 0,109 до 0,409, обусловленное активным турбулизирующим воздействием на поток теплоносителя гладких цилиндрических стержней. В области чисел Рейнольдса, соответствующих смешанному режиму обтекания ( $Re=10^4$ ), рост интенсивности теплоотдачи остается прежним для вариантов поверхности с соответствующей величиной изменения параметра  $d_2/d_1=0,109...0,272$ ; для поверхности с  $d_2/d_1=0,409$  ( $d_2=4,5$  мм) повышение интенсивности теплоотдачи  $Nu_i/Nu_{к.п}$  существенно снижается, как и относительное увеличение сопротивления  $Eu_{Li}/Eu_{ЛК.п}$  для всех опытных комбинаций с  $d_2/d_1=0,109...0,409$ , которое в данной области чисел  $Re$  тоже заметно сокращается по сравнению с зоной преобладающего ламинарного обтекания. Так, для поверхности со стержнями диаметром  $d_2=4,5$  мм:  $Nu/Nu_{к.п}=1,345$  и  $Eu_L/Eu_{ЛК.п}=2,215$  при  $Re=1,2 \cdot 10^3$ ;  $Nu/Nu_{к.п}=1,209$  и  $Eu/Eu_{ЛК.п}=1,63$  при  $Re=10^4$ .

Из представленных также на рис.2 и в табл.2 результатов исследования тепло-

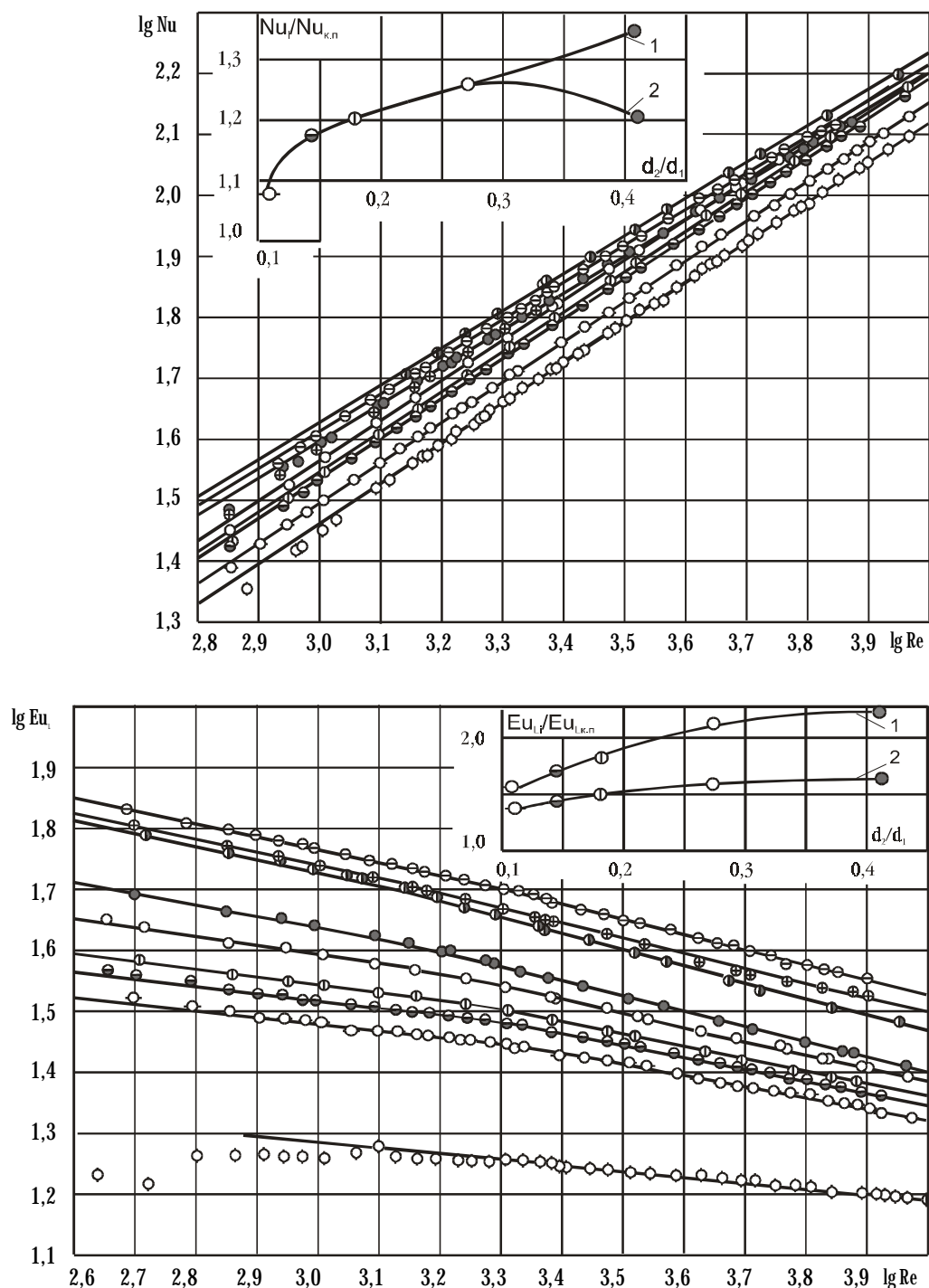


Рис.2. Экспериментальные данные по теплоотдаче ( $Nu=f(Re)$ ) и сопротивлению ( $Eu_L=f''(Re)$ ) исследованных вариантов поверхности теплообмена 1...9 (табл.1,2):  $\circ$  - 1;  $\odot$  - 2;  $\ominus$  - 3;  $\Phi$  - 4;  $\bigcirc$  - 5;  $\cdot$  - 6;  $\bullet$  - 7;  $\ominus$  - 8;  $\oplus$  - 9;  $Nu_i/Nu_{k,n}=f(d_2/d_1)$ : 1 -  $Re=1,2 \cdot 10^3$ ; 2 -  $Re=10^4$ ;  $Eu_{L,i}/Eu_{L,k,n}=f''(d_2/d_1)$ : 1 -  $Re=1,2 \cdot 10^3$ ; 2 -  $Re=10^4$

отдачи и аэродинамического сопротивления вариантов поверхности с продольно смещенными от центра трубных ячеек вверх и вниз по потоку турбулизирующими стержнями диаметром  $d_2=4,5$  мм (рис.1б, в; табл.1,2, п. 8, 9) видно существенное увеличение сопротивления указанных вариантов поверхности по сравнению с вариантом центрального расположения стержней в ячейках базового пучка. Так, при смещении стержней вверх по потоку (рис.1б) относительное увеличение сопротивления поверхности в области изменения чисел  $Re > Re_{кр}$  равно  $Eu_{L\text{ см.вв}}/Eu_{L\text{ центр}}=1,33$  ( $Re_{кр}=2166$ ; табл.2, п. 8). В этом случае значения величин сопротивления каждого из вариантов поверхности со смещением стержней вверх и вниз по потоку различаются незначительно:  $Eu_{L\text{ см.вв}}/Eu_{L\text{ центр}} \approx 1,07$ . Небольшое отличие в величинах сопротивления, по-нашему мнению, связано с разными условиями входа потока в пучок и его дальнейшим структурным характером. Особенностью поверхности со смещенными вверх по потоку стержнями является то обстоятельство, что поток соударяется с трубами первого ряда большего диаметра  $d_1$  в лобовой критической точке и в межтрубном пространстве, в области минимального фронтального проходного сечения, скорость увеличивается. При этом вместо обычного замедления и отрыва поток вторично соударяется со стержнями меньшего диаметра  $d_2$  в лобовой точке и процесс ускорения, сопровождающийся уменьшением пульсации скорости, продолжается до минимального диагонального сечения между трубой и стержнем. В существующем межтрубном пространстве недостаточно места для завихрений и активного перемешивания потока, что ослабляет генерирование турбулентности первыми рядами и, вместе с тем, в результате большого сжатия и ускорения потока увеличивается сопротивление. Это обстоятельство обуславливает затягивание перехода по сопротивлению к смешанному режиму обтекания, и критическое число Рейнольдса  $Re_{кр}=2166$ , соответствующее границе перехода для этого варианта поверхности, больше числа  $Re_{кр}=1445$ , соответствующего варианту поверхности с центральным расположением стержней данного диаметра и значения  $Re_{кр}=1178$  - для варианта поверхности с продольно смещенными стержнями вниз по потоку (табл.2, п.6, 8, 9). При указанной схеме размещения турбулизирующих стержней (рис.1б) обнаруживается улучшение условий обтекания лобовой части труб большего диаметра  $d_1=11$  мм второго и последующих рядов базовой поверхности пучка по сравнению с центральной схемой размещения стержней, что положительно отражается на величине средней теплоотдачи поверхности со стержнями, смещенными вверх по потоку:  $Nu_{\text{см.вв}}/Nu_{\text{центр}} \approx 1,04$ .

Для варианта поверхности со стержнями, смещенными вниз по потоку (рис.1в), представляющего собой предыдущий пучок (рис.1б) с противоположным входом потока, условия положительного развития процесса турбулизации потока и активизации течения в рециркуляционной зоне менее благоприятны, чем для рассмотренного выше варианта поверхности: максимальная скорость в диагональном сечении воздействует на незначительную часть труб с  $d_1=11$  мм, а турбулентность, генерируемая первым рядом, гасится в результате последовательного сжатия потока в узком диагональном и фронтальном проходных сечениях. При этом условия входа потока в пучок более благоприятные, чем в предыдущем варианте поверхности. Величина теплоотдачи поверхности со стержнями, смещенными вниз по потоку, практически совпадает с теплоотдачей поверхности с центральным расположением стержней в ячейке. По сравнению с базовой поверхностью коридорного пучка теплоаэродинамические характеристики опытных вариантов поверхности со смещенными от центра ячейки стержнями диаметром  $d_2=4,5$  мм имеют следующие значения:  $Nu_{\text{см.вв}}/Nu_{\text{к.п}}=1.397$  и  $Eu_{\text{Л.см.вв}}/Eu_{\text{Л.к.п}}=2,937$  при  $Re=1.2 \cdot 10^3$ ;

$Nu_{см.бв}/Nu_{к.п}=1.256$  и  $Eu_{лсм.бв}/Eu_{лк.п}=2,18$  при  $Re=10^4$ ;  $Nu_{см.бв}/Nu_{к.п}=1.345$  и  $Eu_{лсм.бв}/Eu_{лк.п}=2,79$  при  $Re=1.2 \cdot 10^3$ ;  $Nu_{см.бв}/Nu_{к.п}=1.209$  и  $Eu_{лсм.бв}/Eu_{лк.п}=2,03$  при  $Re=10^4$ .

Полученные опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению комбинированной поверхности пучка труб разных диаметров с величиной параметра  $d_2/d_1=0,545$ , приведенные на рис. 2 и в табл. 2 (п.7), значительно выше величин средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления базового варианта поверхности симметричного коридорного пучка. Как следует из табл.2, относительные величины теплоотдачи и сопротивления для характерных режимов обтекания имеют следующие значения:  $Nu_{комб}/Nu_{к.п}=1.446$  и  $Eu_{лкомб}/Eu_{лк.п}=2,7$  при  $Re=1.2 \cdot 10^3$ ;  $Nu_{комб}/Nu_{к.п}=1.3$  и  $Eu_{лкомб}/Eu_{лк.п}=1,895$  при  $Re=10^4$ .

Из представленной на рис.1 схемы геометрии опытных вариантов поверхности теплообмена со стержнями различных диаметров следует, что до определенной величины наружного диаметра стержней  $d_2$  поток не претерпевает сколько-нибудь значительных изменений, связанных с гидродинамическими условиями обтекания теплоотдающей поверхности труб диаметром  $d_1$  и сохраняет особенности течения, характерные для коридорной схемы расположения элементов поверхности, проходя между рядами труб с  $d_1$  и цилиндрических стержней с  $d_2$ . Функциональные зависимости по теплоотдаче опытных вариантов поверхности  $Nu=f(Re, d_2/d_1)$ , представленные на рис.2, при изменении параметра  $d_2/d_1=0,109...0,272$  ( $d_2=1,2...3,0$  мм) сохраняют характерный для коридорных пучков показатель степени  $n=0,65$  при числе Рейнольдса. С последовательным увеличением  $d_2$  коридорная компоновка трубчатых элементов более полно трансформируется в своеобразную шахматную с треугольником разбивки труб разных диаметров  $d_1$  и  $d_2$  (рис. 1е) и траектория движения потока в межтрубных зазорах вместо прямолинейного приобретает зигзагообразный вид, характерный для шахматной схемы расположения элементов поверхности, изменяя структуру течения в рециркуляционной зоне межтрубного пространства базового коридорного пучка с  $d_1$ . При этом граница циркуляционной зоны искривляется вследствие влияния соседних стержней. Изменение геометрии поверхности создает более благоприятные гидродинамические условия обтекания потоком трубчатых элементов и, обеспечивая эволюцию процесса теплообмена, качественно изменяет характеристики теплоотдающей поверхности. Связь между условиями обтекания и теплоаэродинамическими характеристиками поверхности выражается значениями постоянных величин  $a$  и  $b$  и показателями степени  $n$  и  $m$  в полученных критериальных уравнениях теплоотдачи и сопротивления. Из табл.2 следует, что значения показателей степени  $n$  и  $m$  в указанных уравнениях изменяются для различных вариантов комбинированной поверхности с соответствующими параметрами  $d_2/d_1$ . Особенности влияния геометрического параметра  $d_2/d_1$  на величину постоянной  $a$  и показате-

ля степени  $n$  в критериальном уравнении  $Nu=a \cdot Re^n$  показаны на рис.3 и в интервале изменения  $d_2/d_1=0,109...0,409$  связь между указанными величинами может быть представлена в виде интерполяционных полиномиальных зависимостей

$$a = -0,1593 + 9,2251 (d_2/d_1) - 55,716 (d_2/d_1)^2 + 139,82 (d_2/d_1)^3 - 115,74 (d_2/d_1)^4;$$

$$n = 0,65545 - 0,0838 (d_2/d_1) - 0,0019 (d_2/d_1)^2 + 3,2 (d_2/d_1)^3 - 8,57 (d_2/d_1)^4,$$

справедливых во всем исследованном диапазоне изменения чисел Рейнольдса

$6,3 \cdot 10^2 \leq Re \leq 10^4$ . На рис.2 видно, что с увеличением диаметра турбулизирующих стержней от 1,2 до 6 мм, т. е. по мере перехода от коридорной компоновки труб к шахматной схеме расположения элементов комбинированной поверхности пучка



и увеличения теплоотдачи, показатель  $n$  изменяется от 0,65 при  $d_2=1,2$  мм до значения 0,6 при  $d_2=6$  мм, классического значения  $n$  для обычных шахматных пучков труб с одинаковым диаметром в зоне смешанного обтекания. В то же время для большинства обычных коридорных пучков значение показателя степени  $n$  при числе  $Re$  можно принять равным 0,63 или 0,65 [5], что экспериментально подтверждено для базового пучка  $1,45 \times 1,45$ .

Анализируя представленную на рис. 2 графическую интерпретацию экспериментальных данных по сопротивлению в виде функциональных зависимостей  $Eu=f(Re, d_2/d_1)$  следует отметить, что гидравлическое сопротивление в отличие от теплоотдачи в гораздо большей мере реагирует на изменение геометрических характеристик пучков. Опытным вариантам комбинированной поверхности с относительными характеристиками  $d_2/d_1=var$  (табл.2) соответствуют различные значения критических чисел Рейнольдса  $Re_{кр}$ , определяющих точки перелома зависимостей  $Eu=f''(Re)$  и характеризующих границу перехода по сопротивлению от преобладающего ламинарного обтекания, характерного для коридорных пучков труб при числах  $Re < 10^4$ , к смешанному. Зависимость сопротивления от числа  $Re$  для шахматных пучков имеет степенной характер для всего докритического режима обтекания, в отличие от коридорных, для которых область смешанного обтекания и степенной характер зависимости сопротивления от числа  $Re$  устанавливается в

интервале  $10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$ . Экспериментальные зависимости сопротивления от числа  $Re$  ( $Eu=f''(Re)$ ) для различных опытных вариантов поверхности носят степенной характер, что и определяет доминирующее проявление особенностей шахматной схемы расположения элементов комбинированной поверхности. С уменьшением диаметра турбулизирующих стержней  $d_2$  этот переход затягивается: зна-

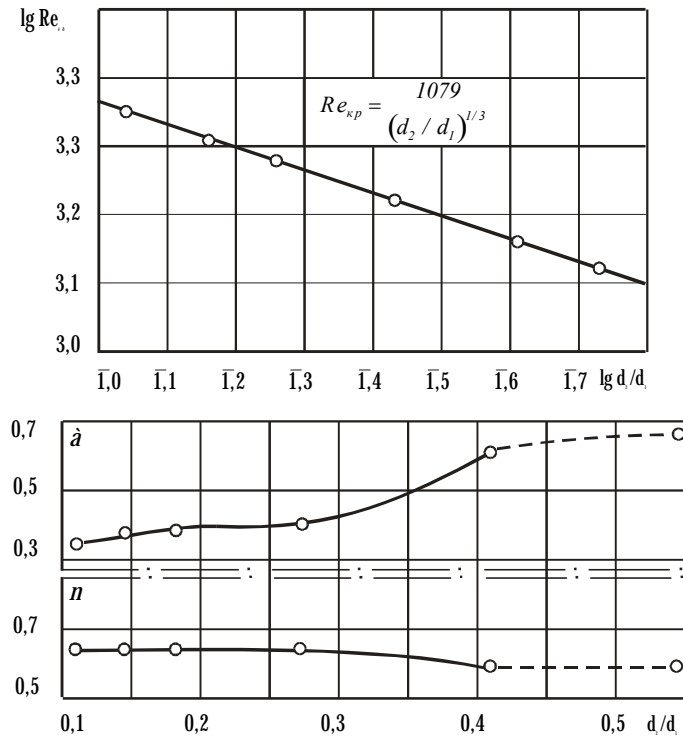


Рис.3. Зависимость  $a=f(d_2/d_1)$  и  $n=f''(d_2/d_1)$  в уравнении теплоотдачи

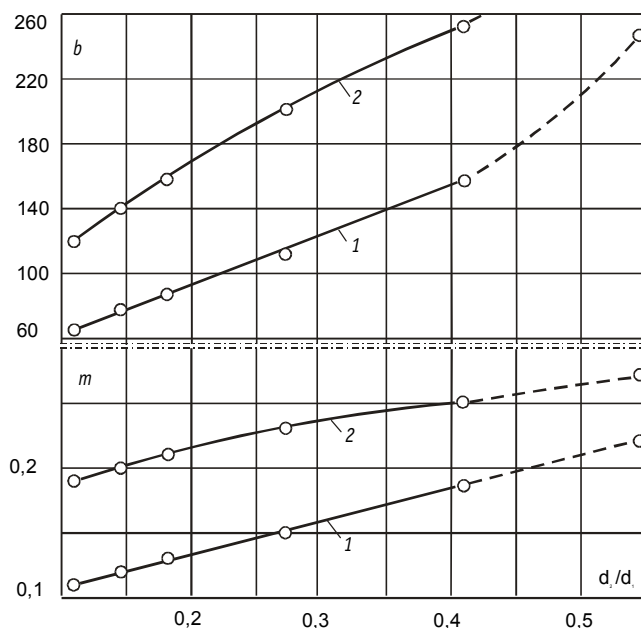


Рис.4. Зависимость  $b=f(d_2/d_1)$  и  $m=f''(d_2/d_1)$  в уравнении сопротивления  $Eu=b \cdot Re^{-m}$  1 -  $Re < Re_{кр}$ ; 2 -  $Re > Re_{кр}$

чения  $Re_{кр}$  увеличиваются для более выраженной коридорной схемы расположения элементов комбинированной поверхности (рис.2, табл.2). На основании данных табл.2 функциональная зависимость  $Re_{кр}=f(d_2/d_1)$  может быть представлена в виде выражения  $Re_{кр}=1079(d_2/d_1)^{-0,33}$ . Здесь  $d_1=11$  мм,  $d_2=1,2...6,0$  мм ( $d_2/d_1=0,109...0,545$ ).

На рис. 4 показана степень влияния величины наружного диаметра турбулизирующих стержней  $d_2$  на величину коэффициента  $b$  и показатель степени  $m$  в кри-

териальном уравнении  $Eu=bRe^{-m}$  в виде функциональных зависимостей  $b=f(d_2/d_1)$  и  $m=f''(d_2/d_1)$ . Из рис. 4 следует, что динамика роста показателя степени  $m$  связана с изменением гидродинамических условий течения потока, обусловленных турбулизирующим влиянием стержней с различной величиной наружного диаметра  $d_2$ . По мере увеличения диаметра стержней более отчетливо проявляются особенности шахматной схемы расположения элементов поверхности. Так, в области смешанного обтекания при  $Re > Re_{кр}$  для варианта поверхности со стержнями диаметром  $d_2=1,2$  мм показатель степени  $m=0,19$ , что близко к значениям показателя степени симметричных коридорных пучков, зависящим от геометрии системы; для варианта поверхности со стержнями диаметром  $d_2=4,5$  мм  $m=0,25$  или для комбинированного пучка с  $d_2=6$  мм  $m=0,27$  (табл. 1, 2), что характерно для обычных шахматных пучков труб одинакового диаметра [5]. В области преобладающего ламинарного режима обтекания при  $Re < Re_{кр}$  для указанных вариантов поверхности показатели степени, соответственно, имеют значения:  $m=0,11$  (при  $d_2=1,2$  мм) и  $m=0,22$  (при  $d_2=6$  мм). На основе полученных данных связь между  $b$  и  $m$  и геометрическим параметром  $d_2/d_1$  в интервале его изменения от 0,109 до 0,409 может быть представлена линейными зависимостями:  $b=307,126 (d_2/d_1) + 30,915$ ;

$m=0,252(d_2/d_1)+0,082$ , справедливыми в области  $4 \cdot 10^2 < Re < Re_{кр}$  и зависимостями:

$b=420,5(d_2/d_1)^{0,57}$ ;  $m=0,3(d_2/d_1)^{0,21}$  при  $Re_{кр} < Re < 10^4$ .

Результаты экспериментального исследования опытных вариантов поверхности теплообмена поперечно обтекаемого комбинированного пучка  $1,45 \times 1,45$  с последовательно размещенными в его ячейках турбулизирующими стержнями различных наружных диаметров и комбинированной поверхности пучка разных диаметров приведены на рис.5 в виде тепловых и объемных комплексных характеристик  $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$  и  $Q/V\Delta\bar{t} = \alpha \cdot f = \varphi(Q/N\Delta\bar{t})$ .

Из рис.5 следует, что при заданном расходе энергии на перемещение теплоносителя ( $Q/N\Delta\bar{t} = \text{idem}$ ) теплосъем с единицы поверхности ( $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha$ ) зависит от схемы компоновки элементов поверхности, определяемой величиной диаметра турбулизирующих цилиндрических стержней и их положением в ячейках базовой поверхности. На основе тепловых характеристик  $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$  на рис.5 также показаны значения относительных коэффициентов теплоотдачи

$\bar{\alpha} = \alpha_i / \alpha_{\kappa.п}$  ( $\alpha_i$  - коэффициент теплоотдачи опытных вариантов поверхности,  $\alpha_{\kappa.п}$  - коэффициент теплоотдачи базового коридорного пучка) в зависимости от величины геометрического параметра  $d_2/d_1$ , определяющего изменение наружного диаметра турбулизирующих элементов, при различных значениях энергетического коэффициента  $Q/N\Delta\bar{t}$ . Из представленной зависимости следует, что с увеличением диаметра стержней  $d_2$  (параметра  $d_2/d_1$ ) тепловая эффективность симметричного коридорного пучка в диапазоне изменения энергетического коэффициента  $Q/N\Delta\bar{t} \approx 1,0 \dots 40,0 \text{ град}^{-1}$  возрастает, приобретая наибольшие значения  $\bar{\alpha} = 1,17$  при  $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ град}^{-1}$  (кр.1) и  $\bar{\alpha} = 1,145$  при  $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ град}^{-1}$

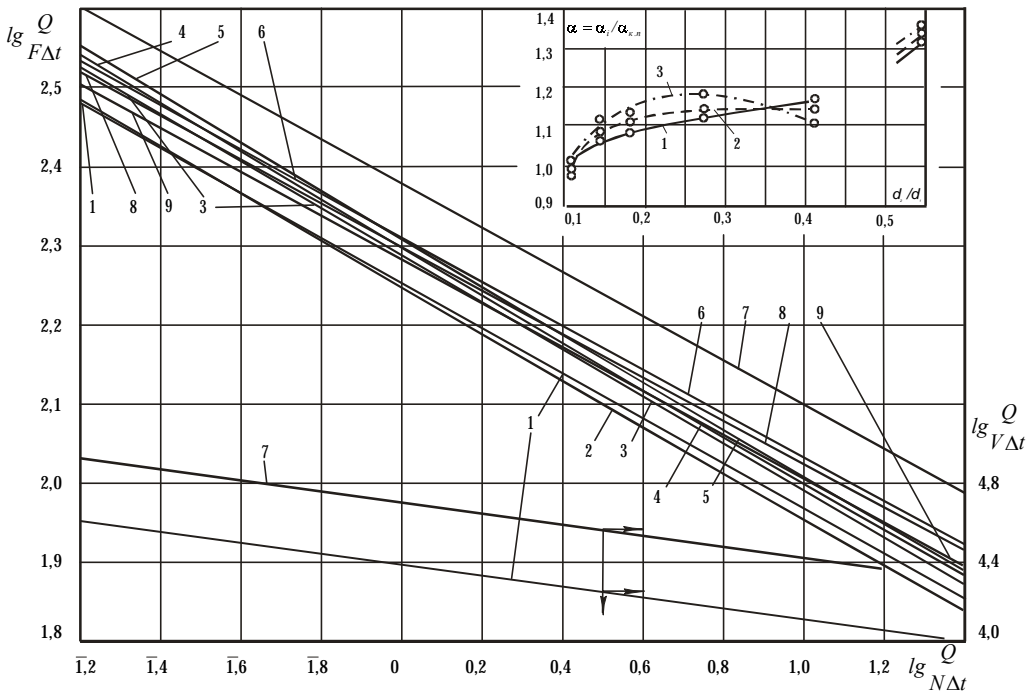


Рис.5. Тепловые и объемные комплексные характеристики опытных вариантов поверхности теплообмена  $Q/F\Delta\bar{t} = f(Q/N\Delta\bar{t})$  и  $Q/V\Delta\bar{t} = f'(Q/N\Delta\bar{t})$  (1-9-табл.1,2);  $\bar{\alpha} = \alpha_i / \alpha_{\kappa.п} = \varphi(d_2/d_1)$ :

1 -  $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ град}^{-1}$ ; 2 -  $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ град}^{-1}$ ; 3 -  $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ град}^{-1}$

(кр.2), соответствующие варианту поверхности с турбулизирующими стержнями диаметром  $d_2 = 4,5 \text{ мм}$  ( $d_2/d_1 = 0,409$ ) (табл.1,2, п.6). С уменьшением энергетического коэффициента (с увеличением скорости движения потока теплоносителя) характер зависимости  $\bar{\alpha} = \varphi(d_2/d_1)$  становится другим (при  $Q/N\Delta\bar{t} < 1,0 \text{ град}^{-1}$ ). Как следует из рис.5 (кр.3), максимум эффективности теплоотдачи соответствует варианту поверхности коридорного пучка с турбулизирующими стержнями диаметром  $d_2 = 3 \text{ мм}$ :  $\bar{\alpha} = 1,183$  при  $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ град}^{-1}$ , и значение параметра  $d_2/d_1 = 0,272$  ( $d_2 = 3 \text{ мм}$ ) для данного режима обтекания потоком элементов поверхности является оптимальным.

Опытные варианты поверхности коридорного пучка с различным расположением в ячейках стержней диаметром  $d_2 = 4,5 \text{ мм}$  имеют разную величину тепловой эффективности и, в частности, при  $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ град}^{-1}$ :  $\bar{\alpha} = \alpha_{\text{центр}}/\alpha_{\text{кп}} = 1,109$  при центральном расположении стержней,  $\bar{\alpha} = \alpha_{\text{см.вв}}/\alpha_{\text{кп}} = 1,079$  при смещении стержней от центра ячейки вверх по потоку,  $\bar{\alpha} = \alpha_{\text{см.вв}}/\alpha_{\text{кп}} = 1,042$  при смещении стержней от центра ячейки вниз по потоку (рис.5, табл.1, 2, п.6, 8, 9).

Тепловая эффективность комбинированной поверхности пучка труб разных диаметров  $d_1 = 11 \text{ мм}$  и  $d_2 = 6 \text{ мм}$  ( $d_2/d_1 = 0,545$ ) существенно выше эффективности базового коридорного пучка  $1,45 \times 1,45$ :  $\bar{\alpha} = \alpha_{\text{комб}}/\alpha_{\text{кп}} = 1,365$  при  $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ град}^{-1}$ ;  $\bar{\alpha} = 1,342$  при  $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ град}^{-1}$  и  $\bar{\alpha} = 1,32$  при  $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ град}^{-1}$  (расчетные точки показаны в правом верхнем углу рис.5).

В результате сравнения объемных характеристик  $Q/V\Delta\bar{t} = \varphi(Q/N\Delta\bar{t})$  комбинированной поверхности пучка труб с  $d_2/d_1 = 0,545$  и поверхности базового коридорного пучка труб диаметром  $d_1 = 11 \text{ мм}$  (рис.5), имеющих различную величину коэффициентов компактности ( $f_{\text{комб}} = 208,6 \text{ м}^2/\text{м}^3$  и  $f_{\text{кп}} = 135 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ), при значении энергетического коэффициента  $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ град}^{-1}$  получаем, что отношение объемных показателей пучков равно  $(Q/V\Delta\bar{t})_{\text{комб}}/(Q/V\Delta\bar{t})_{\text{кп}} = 2,14$ , а отношение соответствующих величин их объемов -  $V_{\text{комб}}/V_{\text{кп}} = 0,467$ . Это означает, что замена обычного коридорного пучка  $1,45 \times 1,45$  на пучок с комбинированной поверхностью позволяет уменьшить объем теплообменника на 53%.

Выполненное исследование позволяет вынести рекомендации по практическому использованию для повышения тепловой эффективности обычных коридорных пучков труб в теплообменных аппаратах специальных турбулизирующих решеток из поперечно обтекаемых цилиндрических элементов, размещаемых в межтрубных каналах пучка. Такие устройства должны быть сменными и по мере эксплуатационной необходимости (монтажа, ремонта, очистки трубчатых поверхностей) иметь возможность периодического извлечения из межтрубных каналов.

Полученные результаты исследования позволяют сделать заключение о целесообразности использования предложенного подхода к повышению эффективности трубчатых теплообменных аппаратов и устройств за счет применения в одном случае турбулизирующих устройств из цилиндрических круговых элементов, а в другом - комбинированной поверхности поперечно обтекаемых пучков труб большего и меньшего наружных диаметров.

### **Список литературы**

1. Дрейцер Г.А. Критический анализ современных достижений в области интенсификации теплообмена в каналах / Интенсификация теплообмена: Тр. второй Рос. нац. конф. по теплообмену. – М.: Изд-во МЭИ, 1998. – Т.6. – С.91-98.
2. Евенко В.И., Анисин А.К., Порошин Б.В., Евенко В.В. Пат. 2006780 С1. Россия. Трубчатый теплообменник // БИ. – 1994. – №2.
3. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация трубной решетки коридорного пучка при поперечном обтекании на основе эффективности теплоотдачи // Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1977. – №8. – С.89-93.
4. Евенко В.И., Анисин А.К. Повышение эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых пучков труб // Теплоэнергетика. – 1976. – №7. – С. 37-40.
5. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472с.

Поступила в редакцию 15.11.99.

**УДК 621.039.554.34**

*Experimental and Numerical Investigations of Mass- and Heat-Exchange Processes under the Loss Coolant Accident* \A.D. Efanov, V.V. Lozhkin, B.I. Kulikov, O.A. Sudnitsin, Yu.A. Bezrukov, S.N. Zaitzev; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 15 pages, 14 illustrations. – References, 6 titles.

Experimental investigations of thermo-hydraulic characteristics, temperature modes of fuel assemblies simulators and velocities of wetting front under the maximal design accident at the stage of repeated gulf of reactor core are carried out on full-scale models of fuel assemblies of VVER-1000 with 7 and 37 rods. The experiments were conducted on repeated gulf loop of the stand (SVD-1).

**УДК 536.24**

*Turbulizing Influence of Smooth Cylindrical Elements on Intensification of Heat-Exchange of Symmetric Passage Pipe Bundles* \A.A. Anisin, A.K. Anisin, V.T. Buglaev; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 13 pages, 5 illustrations, 2 tables. – References, 5 titles.

The opportunity is analysed for intensification of heat transfer of transversally streamlined symmetric passage pipe bundles under usage of smooth turbulizing rods sequentially disposed at centers of pipe cells in its arrangement scheme. Realization of the introduced arrangement scheme of pipe elements as a combined surface of the bundle of pipes of different diameters and its heat-air-dynamic characteristics obtained by experimental way, testify to opportunity of practical application of the offered approach to increase the efficiency of pipe heat-exchange devices.

**УДК 532.526.4:621.039.534**

*Diagnostics of Distance up to the Point of Rupture of the Pipe Line using the Change of Hydraulic Characteristics* \E.F. Avdeev, V.V. Bolshunova; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 4 pages, 1 illustration, 2 tables. – References, 4 titles.

New approach is developed for finding out the distance up to the point of partial rupture in loop contours or main pipe lines using the change of the hydraulic characteristics under initiation of leak.

**УДК 621.039.564.5**

*Ultrasound Waveguide Multipoint System of Visualisation of Two-phase Coolant* \V.I. Melnikov, V.V. Kontelev, V.V. Ivanov, X.-M. Prasser, V. Zippe; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 8 pages, 4 illustrations. – References, 17 titles.

New ultrasonic diagnostic system for high-speed visualization of coolant in pipelines is represented in the paper. The principle of activity, design features and technique of visualization of two-phase streams is described. The results of experimental testing of this system on the thermal-physical stand are given.

**УДК 621.039.534.63**

*Effect of «Hanging» of Liquid Sodium and Its Influence on Operation of Heat Exchangers of an Evaporative - Condensation Type* \M.N. Arnoldov, V.N. Bogomolov, O.G. Grigoriev, V.N. Zamusskiy; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 8 pages, 4 illustrations. – References, 9 titles.

Phenomenon of relocation of considerable volumes of liquid sodium stipulated by effect of its «hanging» on interior devices of complex construction high-temperature thermal pipes (HTTP) over contour of the sodium HTTP is described. Influence of this effect on operation of evaporative - condensation systems (ECS) is shown. Necessity of checking of the sodium level for identification of abnormal modes of the ECS connected with drainages of capillary - porous structure of evaporation zone is proved.