

УДК 532.529.5

ОБ ОЦЕНКАХ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

© 2023 г. А. А. Коноплев^{а, *}, Б. Л. Рытов^а, Ал. Ал. Берлин^а, С. В. Романов^б

^аФедеральное государственное бюджетное учреждение науки Федеральный исследовательский центр химической физики им. Н.Н. Семенова Российской академии наук, ул. Косыгина, 4, Москва, 119991 Россия

^бООО “НПП “Энергосистемы”, Семеновская наб., 2/1, Москва, 105094 Россия

*e-mail: alexey.konoplyov@gmail.com

Поступила в редакцию 25.03.2023 г.

После доработки 30.03.2023 г.

Принята к публикации 30.03.2023 г.

Результаты теплотехнических экспериментов, осуществленных на водо-водяном трубчатом теплообменнике типа “труба в трубе” с теплообменом, интенсифицированным периодическими конфузур-диффузорными сужениями, размещенными по длине канала с шагом, равным удвоенному внутреннему диаметру внутренней трубки, сравниваются с результатами экспериментов с аналогичным гладкотрубным теплообменником, а также с результатами расчетов по критериальным моделям Б.С. Петухова, С.С. Кутателадзе, Нуссельта и М.А. Михеева. Сравнение показало, что соотношение теплоотдачи трубных каналов интенсифицированного и гладкотрубного теплообменников, являясь функцией чисел Рейнольдса и Прандтля, в гораздо большей степени зависит от последнего. И, как следствие, по крайней мере для воды, как среды, в которой число Прандтля зависит от температуры, интенсификация теплообменного процесса определяется не только параметрами профилирования, но и параметрами самого процесса теплообмена. Сравнение также показало, что замещение экспериментальных данных гладкотрубных теплообменников результатами расчетов по критериальным моделям приводит к ухудшению точности оценок, обнаруживая при этом рост расхождений с ростом числа Re.

Ключевые слова: теплотехнический эксперимент, конвективный теплообмен, трубчатый теплообменник, трубный канал, критериальная модель

DOI: 10.31857/S0040357123030089, **EDN:** RPCTSE

ВВЕДЕНИЕ

Интенсификация теплообмена позволяет уменьшать массогабаритные характеристики теплообменных устройств, способствуя, тем самым, созданию более совершенного оборудования, что в настоящее время является весьма актуальным, см., напр., [1, 2]. И потому исследованиям в этой области ныне посвящается все большее количество и экспериментальных и теоретических работ.

Для трубчатых теплообменников одним из сравнительно простых и эффективных способов интенсификации является создание теплообменных каналов с изменяющимися величиной и формой проходного сечения, иными словами, профилированных каналов.

К настоящему времени предложено и апробировано уже достаточно большое количество вариантов профилированных каналов, и потому сравнительная оценка их свойств и характеристик имеет весьма важное значение. Однако, на сегодня какого-то общепринятого метода оценки интенсификации конвективного теплообмена, тем не менее, не существует.

Поскольку интенсификация теплообмена приводит к росту теплоотдачи, по сравнению с теплоотдачей гладкотрубных каналов $Nu/Nu_{гп}$, а также к росту гидродинамического сопротивления $\zeta/\zeta_{гп}$, весьма распространенной ее оценкой является сопоставление этих изменений $(Nu/Nu_{гп})/(\zeta/\zeta_{гп})$, называемое эффективностью интенсификации (теплоотдачи).

Однако то, что касается оценки изменения теплопередачи, являющейся нелинейной функцией теплоотдачи обоих каналов теплообменника, в [3] предложено оценивать эффективность интенсификации теплопередачи как сравнительную характеристику сопоставлением удельных теплообменных поверхностей сравниваемых теплообменников при равных суммарных удельных затратах энергии на прокачку теплоносителей. Такой подход допускает определенную оптимизацию путем изменения некоторых расходных и конструктивных параметров, позволяя, таким образом, находить наиболее приемлемые результаты.

В [4] на основании результатов проведенных экспериментов с трубчатым водо-водяным теп-

Таблица 1. Параметры конструктивные теплообменника, режимные эксперимента и расходные для расчетов турбулентного и переходного режимов трубного канала

№ п/п	Параметры теплообменника ¹⁾ , м	Экспериментальный режим	$t_{\text{вх}}^{2)}$, °C	$\omega\omega Q$	Эксперимент			Расчет турбулентного режима			Расчет переходного режима		
					$G_{\text{T}}^{3)}$, мл/с	$G_{\text{MT}}^{3)}$, мл/с	Сетка расходов, $G_{\text{T}} \times G_{\text{MT}}$	$G_{\text{T}}^{3)}$, мл/с	$G_{\text{MT}}^{3)}$, мл/с	Сетка расходов, $G_{\text{T}} \times G_{\text{MT}}$	$G_{\text{T}}^{3)}$, мл/с	$G_{\text{MT}}^{3)}$, мл/с	Сетка расходов, $G_{\text{T}} \times G_{\text{MT}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	1.521 0.02 0.024 0.035	E1	70.01 8.62	0.0198	52 252	108 304	8 × 8	104 252	108 304	5 × 5	52 64	108 304	5 × 5
2		E2	4.28 70.03	0.0105	100 304	100 252		245 304	100 252		100 252	100 252	
3		E3	40.08 7.15	0.0193	64 252	108 304		136 252	108 304		64 100	108 304	
4		E4	4.27 40.04	0.0222	100 304	100 252		245 304	100 252		100 176	100 252	
5		E5	79.98 9.82	0.0235	52 252	108 304		104 252	108 304		49 57	108 304	
6		E6	3.8 30	0.0257	100 304	100 252		252 304	100 252		100 200	100 252	

Примечания.

1) – сверху вниз: $L, D, D_{\text{н}}, D_{\text{к}}$;

2) – верхняя строка – трубный канал, нижняя – межтрубный;

3) – верхняя строка – минимальные расходы теплоносителей, нижняя – максимальные.

лообменником с гладкими трубками сделаны выводы о том, что отличия между экспериментальными результатами и результатами расчетов по рассмотренным там критериальным моделям (модели Б.С. Петухова, С.С. Кутателадзе, Нуссельта и М.А. Михеева) являются следствием не только случайных ошибок эксперимента, но и систематическими ошибками самих критериальных моделей. По крайней мере, в тех случаях, когда число Прандтля Pr зависит от температуры, а аппроксимирующие коэффициенты для критериальной модели находят из разных наборов экспериментальных данных для разных сред и разных условий проведения экспериментов. И в этом смысле различия между экспериментами и расчетами $Nu_{\text{гл}}/Nu_{\text{км}}(Re, Pr)$ для каждой из рассмотренных критериальных моделей являются функциями определяющих критериев конвективного теплообмена, т.е., чисел Рейнольдса Re и Прандтля Pr , см. [4].

Поэтому цель настоящей работы является сравнение теплоотдачи трубного канала теплообменника с интенсифицированным теплообменом $Nu(Re, Pr)$ с данными аналогичного гладкотрубного теплообменника $Nu_{\text{гл}}(Re, Pr)$, а также и

с результатами расчетов по некоторым критериальным моделям конвективного теплообмена.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

В качестве теплообменника с интенсифицированным теплообменом был использован лабораторный трубчатый водо-водяной теплообменник типа “труба в трубе” с профилированной внутренней медной трубкой, практически тех же конструктивных параметров, что и гладкотрубный теплообменник в [4]. А именно, внутренний диаметр трубного канала составлял $D = 0.2$ м, наружный – $D_{\text{н}} = 0.24$ м, внутренний диаметр кожуха – $D_{\text{к}} = 0.35$ м. Длина же теплообменных каналов составляла $L = 1.521$ м, см. табл. 1, и несущественно отличалась от длины каналов гладкотрубного теплообменника в [4] ($L_{\text{гл}} = 1.524$ м).

Профилирование внутренней трубки теплообменника осуществлялось конфузур-диффузурными сужениями с шагом $S = 2D$, число сужений равнялось 36, диаметр минимального проходного сечения составлял – $0.67D$, а углы сужения конфузурора и раскрытия диффузурора составляли по 45° . Изменение теплопередающей поверхности из-за профилирования не учитывались, и, по-

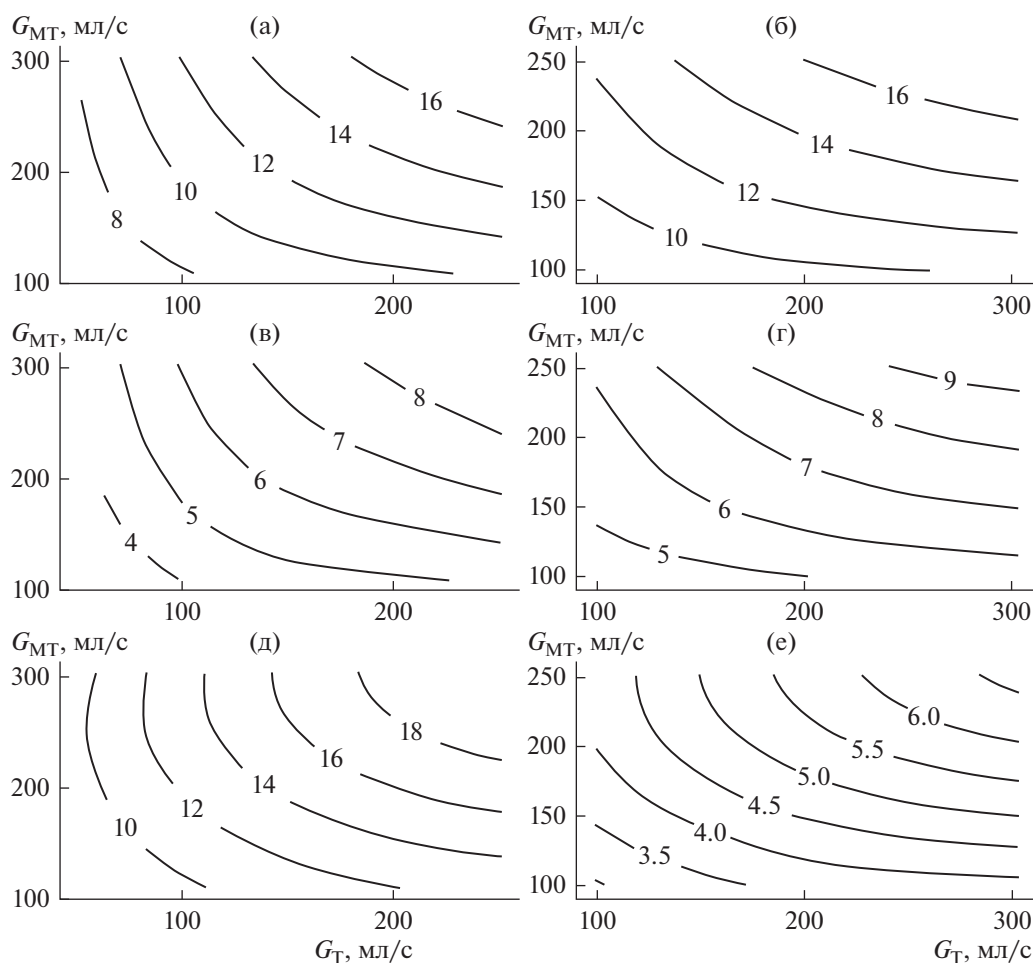


Рис. 1. Тепловые потоки Q , кВт, в зависимости от расходов теплоносителей трубного G_T и межтрубного G_{MT} каналов при различных режимах проведения эксперимента, см. табл. 1; (а) – режим E1; (б) – E2; (в) – E3; (г) – E4; (д) – E5; (е) – E6.

скольку по длине трубного канала профилирование не являлось сплошным, характеристики течения определялось по течению в недеформированных частях канала.

Эксперименты проводили аналогично тому, как это делалось в [4], с использованием разработанной нами ранее методики. Сущность которой заключается, кратко, в следующем. Зафиксировав две из четырех независимых переменных теплообмена, в данном случае, это входные температуры теплоносителей, в узлах двумерной сетки расходов (сетка из 8×8 равноотстоящих узлов) трубного G_T и межтрубного G_{MT} каналов замерялись экспериментальные параметры (расходы и выходные температуры обоих теплоносителей).

Конструктивные параметры теплообменника, режимные параметры проведения экспериментов, включая значения входных температур теплоносителей трубного и межтрубного каналов и их расходов приведены в табл. 1.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

По данным экспериментов с переменными расходами теплоносителей в обоих каналах теплообменника при постоянных, но разных их входных температурах, были построены зависимости тепловых потоков $Q = Q(G_T, G_{MT})$ для каждого из шести обозначенных в табл. 1 режимов проведения эксперимента. Они приведены на рис. 1 в виде контурных графиков.

Анализ этих зависимостей позволяет определить значения теплоотдачи и всех искомым теплотехнических параметров для каждого из каналов теплообменника, как трубного, так и межтрубного. Сделать это можно не только в виде их средних значений, но также и в виде распределений по длине теплообменных каналов.

В этом случае теплоотдачу необходимо приблизить какой-либо подходящей функцией, аппроксимирующие коэффициенты для которой могут быть найдены из полученных экспериментальных данных. Распределения же других иско-

Таблица 2. Распределения параметров теплообмена по длине трубного канала¹⁾ и их средние значения при минимальных и максимальных расходах теплоносителя при турбулентном режиме течения

№ п/п	Трубный канал греющийся										Трубный канал нагреваемый									
	$t_{\text{вх}}^{2)}$, °C	$G_{\text{вх}}^{2)}$, мл/с	l/L	t , °C	K , кВт/(м ² K)	$\text{Re} \times 10^{-3}$	Pr	α , кВт/(м ² K)	Nu	Pr/Pr_w	$t_{\text{вх}}^{2)}$, °C	$G_{\text{вх}}^{2)}$, мл/с	l/L	t , °C	K , кВт/(м ² K)	$\text{Re} \times 10^{-3}$	Pr	α , кВт/(м ² K)	Nu	Pr/Pr_w
1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
2			0	50.29	1.63	11.89	3.51	8.03	247.8	0.952			0	4.28	1.61	10.03	11.67	10.91	389.8	1.065
3		104	0.25	54.89	1.7	12.81	3.23	8.24	252	0.953			0.25	6.22	1.73	10.66	10.88	12.17	431.2	1.065
4		108	0.5	59.71	1.76	13.8	2.98	8.45	256.4	0.955	245		0.5	8.46	1.86	11.4	10.06	13.61	477.4	1.065
5			0.75	64.75	1.83	14.87	2.74	8.66	261.1	0.956	100		0.75	11.06	1.99	12.3	9.21	15.25	528.8	1.064
6	70		1	70	1.9	16	2.54	8.88	266	0.958			1	14.09	2.13	13.38	8.35	17.12	585.5	1.063
7			$Sp^3)$	59.87	1.76	13.86	2.99	8.45	256.6	0.955	4.28		$Sp^3)$	8.73	1.86	11.51	10.04	13.76	481.2	1.065
8	8.62		0	52.42	3.33	29.84	3.37	17.68	543.3	0.954	70.03		0	4.28	2.9	12.48	11.67	13.97	499.2	1.105
9			0.25	56.51	3.44	31.84	3.14	18.04	550.6	0.955			0.25	7.46	3.12	13.78	10.42	16.44	579.5	1.093
10		252	0.5	60.8	3.54	34	2.92	18.41	558.1	0.956	305		0.5	10.94	3.35	15.26	9.25	19.1	662.6	1.082
11		304	0.75	65.3	3.65	36.31	2.72	18.8	566.1	0.957	252		0.75	14.73	3.57	16.94	8.19	21.9	747.1	1.073
12			1	70	3.75	38.78	2.54	19.19	574.5	0.958			1	18.84	3.79	18.83	7.23	24.82	832.2	1.065
13			$Sp^3)$	60.95	3.54	34.11	2.93	18.42	558.4	0.956			$Sp^3)$	11.16	3.35	15.4	9.32	19.21	663.7	1.086
14			0	32.19	1.55	11.28	5.11	8.66	278.7	0.968			0	4.27	1.63	10.02	11.67	11.66	416.4	1.035
15			0.25	34.14	1.6	11.74	4.88	8.83	282.6	0.969			0.25	5.36	1.72	10.37	11.22	12.03	427.8	1.037
16		136	0.5	36.1	1.64	12.21	4.67	9	286.4	0.97	245		0.5	6.55	1.77	10.76	10.76	12.44	440.2	1.039
17		108	0.75	38.09	1.69	12.69	4.47	9.17	290.3	0.971	100		0.75	7.86	1.76	11.2	10.27	12.89	453.6	1.04
18	40.08		1	40.08	1.73	13.18	4.28	9.34	294.1	0.972			1	9.31	1.81	11.69	9.77	13.39	468.1	1.042
19			$Sp^3)$	36.11	1.64	12.22	4.68	9	286.4	0.97	4.27		$Sp^3)$	6.64	1.72	10.8	10.74	12.47	441	1.039
20	7.15		0	31.51	3.02	20.61	5.19	14.43	465.1	0.963	40.04		0	4.27	2.8	12.44	11.67	14.26	509.6	1.057
21			0.25	33.53	3.09	21.49	4.95	14.71	471.3	0.963			0.25	5.97	2.88	13.12	10.98	14.95	530.4	1.055
22		252	0.5	35.63	3.16	22.42	4.72	15	477.6	0.963	304		0.5	7.74	2.95	13.85	10.32	15.67	551.6	1.054
23		304	0.75	37.82	3.23	23.4	4.5	15.29	484.1	0.964	252		0.75	9.58	3.03	14.62	9.68	16.41	573	1.052
24			1	40.08	3.31	24.42	4.28	15.58	490.7	0.964			1	11.5	3.11	15.45	9.08	17.18	594.6	1.05
25			$Sp^3)$	35.69	3.16	22.46	4.73	15	477.7	0.963			$Sp^3)$	7.79	2.96	13.88	10.34	15.69	551.7	1.054
26			0	56.43	1.72	13.05	3.14	8.49	259.1	0.949			0	3.8	1.61	10.16	11.87	11.55	413.5	1.026
27			0.25	61.92	1.8	14.18	2.87	8.71	263.5	0.951			0.25	4.57	1.63	10.41	11.55	11.77	420	1.028
28		104	0.5	67.68	1.87	15.4	2.62	8.94	268.3	0.953	252		0.5	5.4	1.66	10.99	11.2	12.01	426.9	1.029
29		108	0.75	73.7	1.94	16.72	2.41	9.17	273.6	0.956	100		0.75	6.32	1.69	10.69	10.85	12.26	434.4	1.031
30	79.98		1	79.98	2.01	18.12	2.21	9.4	279.1	0.958			1	7.31	1.73	11.33	10.47	12.55	442.4	1.033
31			$Sp^3)$	67.87	1.87	15.47	2.64	8.94	268.6	0.953	3.8		$Sp^3)$	5.46	1.66	10.71	11.19	12.02	427.3	1.029
32	9.82		0	59.39	3.44	33.08	2.99	18.86	572.8	0.953	30		0	3.8	2.72	12.25	11.87	13.69	489.9	1.043
33			0.25	64.18	3.54	35.51	2.77	19.24	580.3	0.954			0.25	5.02	2.77	12.73	11.36	14.08	501.4	1.043
34		252	0.5	69.21	3.65	38.12	2.57	19.64	588.5	0.956	304		0.5	6.27	2.81	13.24	10.86	14.48	513	1.042
35		304	0.75	74.48	3.74	40.92	2.38	20.04	597.4	0.957	252		0.75	7.56	2.86	13.77	10.38	14.9	524.7	1.041
36			1	79.98	3.83	43.9	2.21	20.44	606.7	0.959			1	8.9	2.91	14.33	9.91	15.32	536.6	1.041
			$Sp^3)$	69.39	3.64	38.26	2.58	19.64	589	0.956			$Sp^3)$	6.3	2.81	13.26	10.87	14.49	513.1	1.042

Примечания.

- 1) — начало координат совмещено со входом в теплообменник нагреваемого теплоносителя;
- 2) — верхняя строка соответствует значению в трубном канале, нижняя — в межтрубном;
- 3) — среднее значение для соответствующего профиля значений.

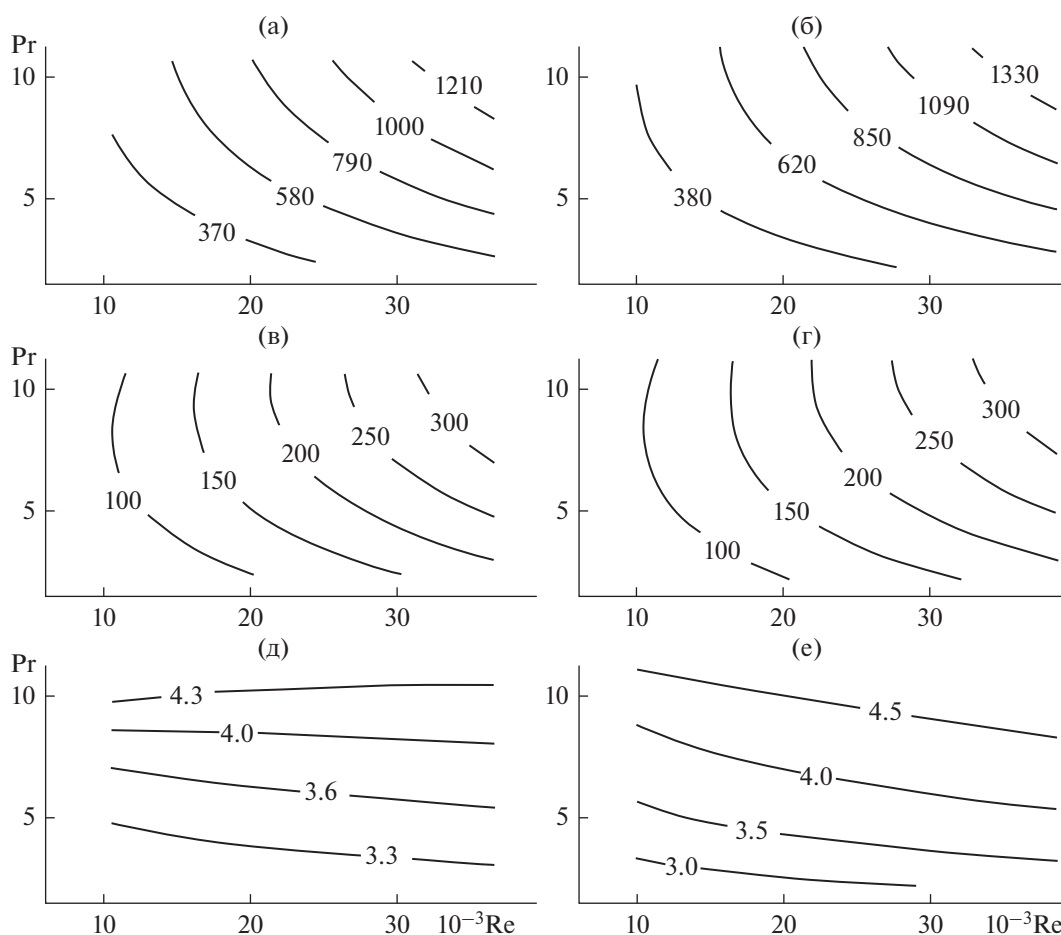


Рис. 2. Интенсификация теплоотдачи Nu/Nu_{gl} в турбулентном режиме; (а, в, д) – расчеты по средним значениям теплообменных параметров; (б, г, е) – расчеты по значениям продольных профилей теплообменных параметров; (а, б) – Nu ; (в, г) – Nu_{gl} ; (д, е) – Nu/Nu_{gl} , средние значения равны, соответственно, 3.7 ± 0.39 и 3.95 ± 0.55 .

мых параметров могут быть построены с помощью распределения теплопередачи, а средние их значения – вычислены осреднением найденных распределений. Несколько подробнее об этом смотри, например, в [4], там же можно найти и ссылки на еще более ранние работы, описывающие эту методику и ее применение.

В настоящей работе мы будем рассматривать только данные, относящиеся к трубному каналу, и использовать приближение теплоотдачи линейной функцией, аналогично тому, как это было сделано в работе [4]. В которой описаны эксперименты с практически аналогичным гладкотрубным теплообменником (длины каналов различаются на 3 мм, или, приблизительно, на 0.2%, и этим отличием, в данном случае, мы сочли возможным пренебречь).

Диапазон изменения экспериментальных расходов позволяет охватить и турбулентный, и переходный режимы течения теплоносителя трубного канала, которые могут быть выделены и рассматриваться отдельно, см. табл. 1. Для проведения

последующих расчетов в каждом из выделенных режимов соответствующие диапазоны расходов покрывались расчетной расходной сеткой из 5×5 равноотстоящих узлов, см. табл. 1, для значений в узлах которой эти расчеты и производились. Полученные таким образом данные проиллюстрированы приводимыми в таблице 2 результатами для случаев минимальных и максимальных расходов теплоносителей трубного и межтрубного каналов теплообменника.

Результаты, полученные в экспериментах с интенсифицированным теплообменником, сравниваются с результатами экспериментов с гладкотрубным теплообменником при совпадающих значениях определяющих параметров $Re-Pr$.

Так для турбулентного режима область сравнения составляет $10^{-3}Re = 10.7-36.67$ и $Pr = 2.39-10.67$ при расчетах по средним значениям теплотехнических параметров, и $10^{-3}Re = 10.03-38.78$ и $Pr = 2.2-11.19$ при расчетах по значениям продольных профилей.

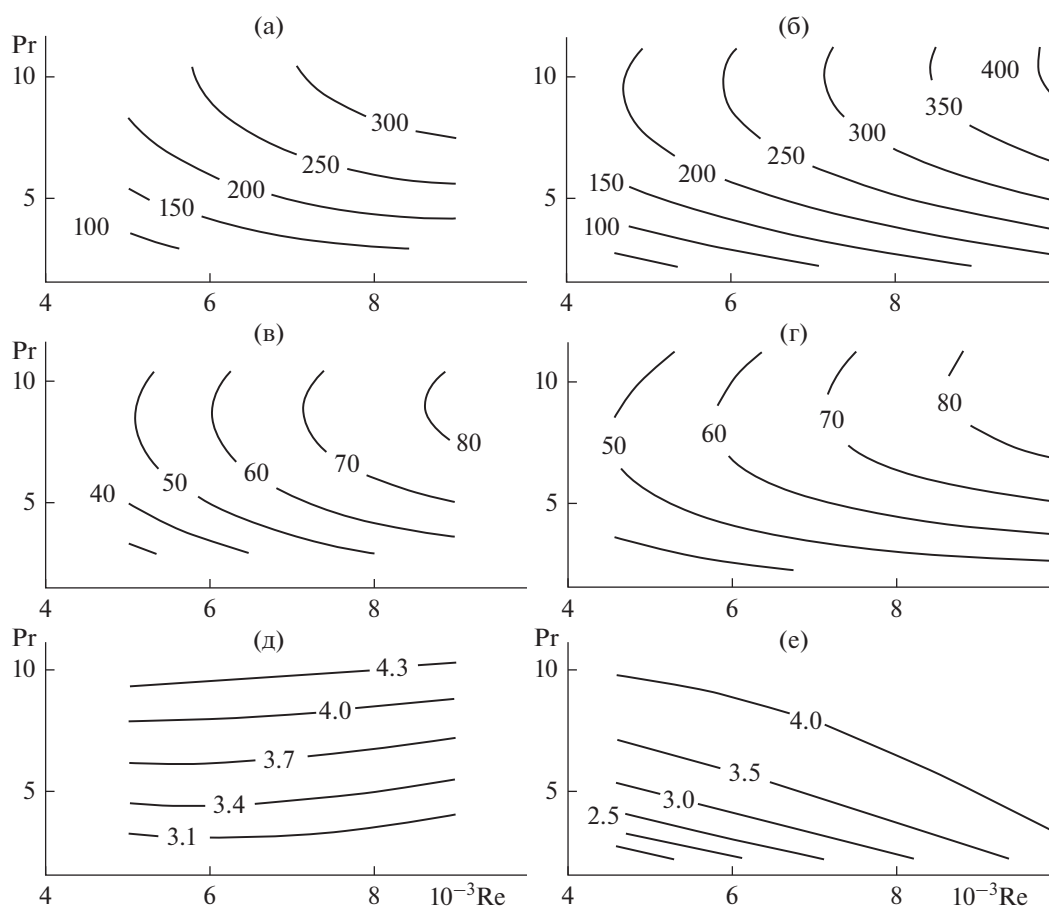


Рис. 3. Интенсификация теплоотдачи Nu/Nu_{gl} в переходном режиме; (а, в, д) – расчеты по средним значениям теплообменных параметров; (б, г, е) – расчеты по значениям продольных профилей теплообменных параметров; (а, б) – Nu ; (в, г) – Nu_{gl} ; (д, е) – Nu/Nu_{gl} , средние значения равны, соответственно, 3.72 ± 0.42 и 3.82 ± 0.7 .

Для переходного режима течения значения параметров в областях сравнения составят, соответственно, $10^{-3}Re = 5.02-8.99$ и $Pr = 2.92-10.39$ для расчетов по средним значениям, и $10^{-3}Re = 4.58-9.97$, $Pr = 2.2-11.19$ – для расчетов по значениям продольных профилей.

На рис. 2 в виде контурных графиков показаны теплоотдача интенсифицированного Nu и гладкотрубного Nu_{gl} теплообменников, а так же и их сопоставление (т.е., интенсификация теплоотдачи) Nu/Nu_{gl} в турбулентном режиме в областях их сравнения, обозначенных выше. Те же данные для переходного режима, в соответствующих ему условиях, приведены на рис. 3.

Из этих данных следует, что интенсификация теплоотдачи зависит от параметров процесса теплообмена, т.е., от чисел Re и Pr . По крайней мере для воды, как среды, в которой число Pr зависит от температуры.

Среднеквадратичные отклонения от осредненных в соответствующих областях сравнения $Re-Pr$ значений Nu/Nu_{gl} , как при расчетах по средним значениям, так и при расчетах по про-

дольным профилям, составляют величину, соответственно, порядка 11 и 14% для турбулентного режима, и для переходного, соответственно – 11 и 18%, см. рис. 2–3.

В то же время, некоторое расхождение между средними значениями Nu/Nu_{gl} , оцениваемых по средним значениям параметров теплообмена, и по значениям их продольных профилей, может быть вызвано также некоторым несовпадением их областей сравнения $Re-Pr$. Хотя в нашем случае оно и невелико, и составляет лишь 11% по числу Re , и 9% по числу Pr .

Определенная из экспериментов теплоотдача трубного канала интенсифицированного теплообменника сравнивалась также с результатами расчетов по критериальным моделям $Nu/Nu_{км}$. В качестве критериальных моделей были выбраны те модели, которые использовались ранее в [4] для сравнения с теплоотдачей гладкотрубного теплообменника. Эти модели следующие.

Критериальная модель 1 (КМ1) – модель Б.С. Петухова, см., напр., [5]:

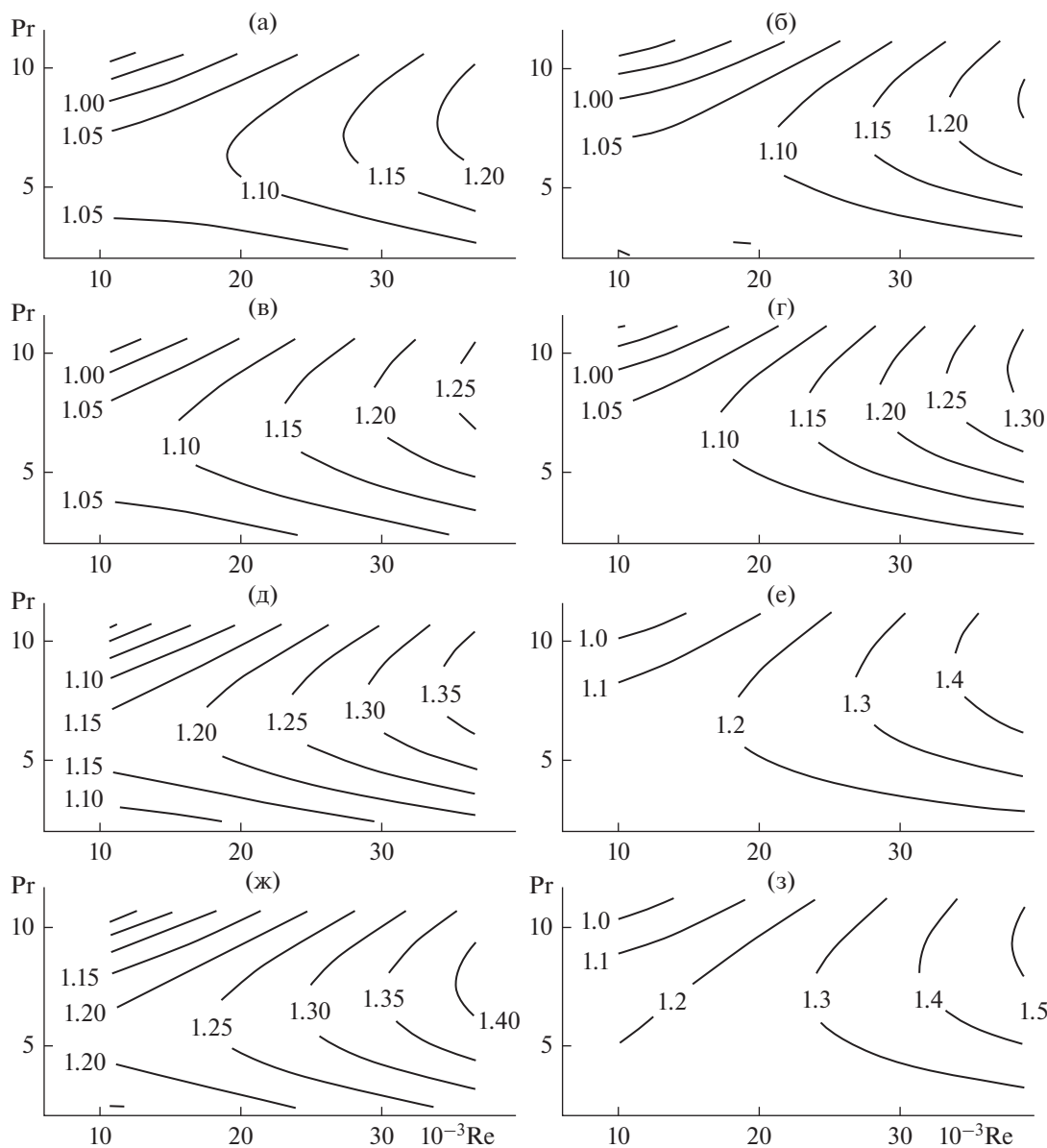


Рис.4. Соотношение $(Nu/Nu_{KM})/(Nu/Nu_{GL})$ для теплоотдачи в турбулентном режиме; (а, в, д, ж) – расчеты по средним значениям теплообменных параметров; (б, г, е, з) – расчеты по значениям продольных профилей теплообменных параметров; (а, б) – $Nu_{KM} = Nu_{KM1}$, средние значения, соответственно, 1.1 ± 0.06 и 1.1 ± 0.07 ; (в, г) – $Nu_{KM} = Nu_{KM2}$, средние значения 1.12 ± 0.07 и 1.13 ± 0.08 ; (д, е) – $Nu_{KM} = Nu_{KM3}$, средние значения 1.21 ± 0.08 и 1.23 ± 0.11 ; (ж, з) – $Nu_{KM} = Nu_{KM4}$, средние значения 1.26 ± 0.08 и 1.27 ± 0.11 .

$$Nu = \frac{\zeta Re Pr}{8 + 7200/Re + 35.9\sqrt{\zeta}(Pr^{2/3} - 1)}. \quad (1)$$

Критериальная модель 2 (KM2) – модель С.С. Кутателадзе, см., напр., [6]:

$$Nu = \frac{0.14 Re Pr \sqrt{\zeta}}{\ln Re \sqrt{\zeta} + 2 \ln \frac{1+5Pr}{1+0.2Pr} + 2.4 Pr f(Pr) - 6.638}. \quad (2)$$

Критериальная модель 3 (KM3) – модель Нуссельта–Кроуссольда, см., напр., [6]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}. \quad (3)$$

Критериальная модель 4 (KM4) – модель академика М.А. Михеева, см., напр., [7]:

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43}. \quad (4)$$

На рис. 4 в виде контурных графиков показано соотношение $(Nu/Nu_{KM})/(Nu/Nu_{GL})$. Фактически, это оценка влияния неточностей критериальных моделей на оценку интенсификации теплообме-

на, возникающего при использовании критериальных моделей для расчетов теплоотдачи гладкотрубных каналов.

Из этих данных следует, что расхождения между $Nu/Nu_{\text{км}}$ и $Nu/Nu_{\text{гл}}$ имеют систематический характер, возрастают с ростом Re , и наименьшую величину имеют в случае использования модели Б.С. Петухова (1).

Пожалуй, учитывая тот факт, что ошибки критериальных моделей теплообмена в 20–25% считаются допустимыми, применение критериальной модели Б.С. Петухова (1) для оценки интенсификации теплоотдачи при не слишком больших значениях $10^{-3}Re \leq 40$, как показывают наши эксперименты, можно считать вполне допустимым. При больших значениях числа Re , или при использовании других критериальных моделей, ошибки будут возрастать.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По данным из наших экспериментов с трубчатыми водо-водяными теплообменниками следует, что интенсификация теплоотдачи трубного канала его профилированием, является функцией чисел Re и Pr , и, таким образом, зависит от параметров процесса теплообмена. Причем, зависимость от числа Pr значительно сильнее, чем от числа Re . Попытки охарактеризовать процесс (профилирование) некоторым “коэффициентом интенсификации” приводят к ошибкам, величина которых, в нашем случае, при сравнении с не интенсифицированным теплообменником, достигает 11–14%.

Замена значений теплоотдачи гладкотрубного теплообменника, определенной из экспериментов, на результаты расчетов по критериальным моделям приводит к дополнительным ошибкам,

не являющимися, при этом, случайными и возрастающими с ростом числа Re . Из рассмотренных моделей наименьшая ошибка имеет место быть при использовании результатов расчетов по модели Б.С. Петухова (1). Осредненная по областям сравнения $Re-Pr$ она составляет 10%. Аналогично, при использовании модели М.А. Михеева (4) – ошибка составляет 26–27%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дзюбенко Б.В., Кузма-Кичта Ю.А., Леонтьев А.И. и др. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и наномасштабах М.: ФГУП “ЦНИИАТО-МИНФОРМ”, 2008.
2. Лантев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие. М.: Теплотехник, 2011.
3. Коноплев А.А., Алексанян Г.Г., Рытов Б.Л., Берлин Ал.Ал. Об эффективности интенсификации теплообмена глубоким профилированием // Теорет. основы хим. технологии. 2012. Т. 46. № 1. С. 24.
4. Коноплев А.А., Рытов Б.Л., Берлин Ал.Ал., Романов С.В. О некоторых критериальных моделях конвективного теплообмена // Теорет. основы хим. технологии. 2023. Т. 57. №1. С. 81.
5. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е.В. Аметистов, В.А. Григорьев, Б.Т. Емцев и др.; Под общ. Ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982.
6. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990.
7. Михеев М.А.. Средняя теплоотдача при движении жидкости в трубах: Сборник “Теплопередача и тепловое моделирование”. М.: Изд-во АН СССР, 1959.