

УДК 532.529.5

О НЕКОТОРЫХ КРИТЕРИАЛЬНЫХ МОДЕЛЯХ 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 16.11.2022 г.

После доработки 10.12.2022 г.

Принята к публикации 10.12.2022 г.

Известно, что результаты расчетов по различным критериальным моделям конвективного теплообмена могут отличаться между собой, что по существующим представлениям связывается обычно с различными условиями работы исследуемых теплообменников. Проведены теплотехнические эксперименты с лабораторным водо-водяным трубчатый теплообменником типа “труба в трубе” с гладкими трубками при нормальном давлении и умеренных температурах при различных входных температурах теплоносителей и их расходах. Результаты эксперимента сравнивались с результатами расчетов по критериальным моделям Б.С. Петухова, С.С. Кутателадзе, В. Нуссельта и М.А. Михеева. Сравнение показало, что источником расхождений между экспериментом и моделями, а также и между самими моделями могут быть не только неточности эксперимента, но и неточности самих моделей.

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

DOI: 10.31857/S0040357123010086, **EDN:** BOPKLG

ВВЕДЕНИЕ

Результаты расчетов по критериальным моделям конвективного теплообмена, например, как хорошо известные модели Б.С. Петухова, С.С. Кутателадзе, В. Нуссельта и М.А. Михеева различаются, как между собой, так и с экспериментальными данными.

Поскольку критериальные модели являются моделями эмпирическими и полуэмпирическими, приближающие коэффициенты для которых находятся из некоторых наборов экспериментальных данных, различия между моделями можно было бы объяснить различиями в этих наборах экспериментальных данных, а также качеством и надежностью получаемых в экспериментах результатов.

По существующим представлениям погрешности критериальных моделей при исследованиях теплообмена в различных теплообменниках, составляющие величину в среднем порядка 15–20%, считаются вполне допустимыми и приемлемыми. И связывается это обычно с разными условиями работы этих теплообменников, например, такими, как способ подачи теплоносителей, дли-

на начального участка теплообменного канала, состояние теплообменной поверхности и т.п.

Однако, как было показано в [1] по результатам экспериментов с трубчатыми водо-водяными теплообменниками, расхождения между экспериментальными данными и результатами расчетов по критериальным моделям носят отнюдь не случайный, а систематический характер, и зависят от значений чисел Рейнольдса Re и Прандтля Pr , являющихся определяющими параметрами критериальных моделей. Для некоторых из рассмотренных там критериальных моделей, эти расхождения, даже в среднем, могут превышать величину и в 40%, а при сравнительно больших значениях чисел Re – 50%.

Поэтому целью настоящей работы является проведение анализа влияния изменений определяющих критериев конвективного теплообмена, т.е., чисел Рейнольдса Re и Прандтля Pr , на определяемый в критериальных моделях критерий Нуссельта Nu по результатам экспериментов с трубчатым водо-водяным теплообменником, проводимых при разных экспериментальных режимах (разные входные температуры теплоносителей и разные их расходы).

Таблица 1. Параметры конструктивные теплообменника, режимные эксперимента¹⁾ и расходные для расчета турбулентного и переходного режимов трубного канала

№ п/п	$L/D / D_n/D_k, м$	Экспериментальный режим	Трубный канал	$t_{вх}, ^\circ C$	oQ	Эксперимент			Расчет турбулентного режима			Расчет переходного режима		
						$G_{min}, л/с$	$G_{max}, л/с$	сетка расходов, $G_{тр} \times G_{мт}$	$G_{min}, л/с$	$G_{max}, л/с$	сетка расходов, $G_{тр} \times G_{мт}$	$G_{min}, л/с$	$G_{max}, л/с$	сетка расходов, $G_{тр} \times G_{мт}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	1.524 0.02 0.024 0.035	E1	Греющий	70 4.75	0.015	0.052 0.108	0.252 0.376	9 × 9	0.092 0.108	0.252 0.376	5 × 5	0.052 0.108	0.064 0.376	5 × 5
2		E2	Нагреваемый	7.58 70	0.014	0.107 0.102	0.375 0.25		0.227 0.102	0.375 0.25		0.107 0.102	0.151 0.25	
3		E3	Греющий	40 3.56	0.023	0.07 0.108	0.254 0.376		0.126 0.108	0.254 0.376		0.07 0.108	0.102 0.376	
4		E4	Нагреваемый	5.45 40	0.025	0.108 0.102	0.376 0.234		0.24 0.102	0.376 0.234		0.108 0.102	0.196 0.234	
5		E5	Греющий	80,05 5.2	0.016	0.049 0.108	0.222 0.304		0.082 0.108	0.222 0.304		0.049 0.108	0.057 0.304	
6		E6	Нагреваемый	6.6 30.16	0.026	0.108 0.102	0.376 0.254		0.228 0.102	0.376 0.254		0.108 0.102	0.2 0.254	

Примечания. ¹⁾ В ячейках, содержащих две строки данных, данные первой строки относятся к трубному каналу, второй – к межтрубному.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Эксперименты проводились на лабораторном трубчатом теплообменнике типа “труба в трубе” с гладкими медными трубками. Длина теплообменных каналов составляла $L = 1.524$ м, греющим и нагреваемым теплоносителями для которого служила вода. Внутренний диаметр трубного канала составлял $D = 0.2$ м, наружный – $D_n = 0.24$ м, внутренний диаметр кожуха – $D_k = 0.35$ м. Безразмерная длина трубного канала составляла $L/D = 76.2$, межтрубного – $L/(D_k - D_n) = 138.5$.

И трубный и межтрубный каналы могли быть как греющими, так и нагреваемыми. Входные температуры $t_{вх}$ греющего теплоносителя задавались, и в процессе проведения эксперимента поддерживались постоянными, нагреваемого – определялись температурой воды в водопроводной сети, и в процессе проведения эксперимента также оставались практически постоянными. Рассматривались шесть различных режимов проведения эксперимента, различающихся как входными температурами, так и расходами теплоносителей.

Эксперименты проводили по разработанной нами ранее методике, сущность которой, заключается, вкратце, в следующем. Зафиксировав две из четырех независимых переменных теплообмена (входные температуры теплоносителей), для двух других (расходы теплоносителей) посредством измерений экспериментальных параметров в узлах задаваемой двумерной сетки экспериментальных расходов, для теплового потока можно построить зависимость $Q = Q(G_{тр}, G_{мт})$. Анализ этой зависимости для задаваемых значений рас-

ходов трубного и межтрубного каналов позволяет найти как средние значения теплотехнических параметров каналов теплообменника, так и их распределения по длине каналов (точнее, приближения их некоторой заданной функцией, коэффициенты для которой находятся из полученных экспериментальных данных). Более подробно см. в [2].

Конструктивные параметры теплообменника, режимные параметры проведения экспериментов, а также диапазоны изменения расходов для определения расчетных теплотехнических характеристик трубного канала в турбулентном и переходном режимах течения теплоносителя приведены в табл. 1, а зависимость теплового потока от расходов трубного и межтрубного каналов – на рис. 1.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

В каждом из осуществленных режимов проведения эксперимента из общей области изменения расходов трубного канала были выделены области, соответствующие турбулентному и переходному режимам течения теплоносителя в трубном канале теплообменника (см. табл. 1). Которые, в свою очередь, покрывались сетками задаваемых расходов $G_{тр} \times G_{мт}$, состоявших из 5×5 , с целью не слишком большого увеличения объема рассматриваемых данных, равноотстоящих узлов.

Продольные профили теплотехнических параметров трубного канала рассчитывались из предположения, что продольный профиль теплоотдачи может быть приближен линейной функцией,

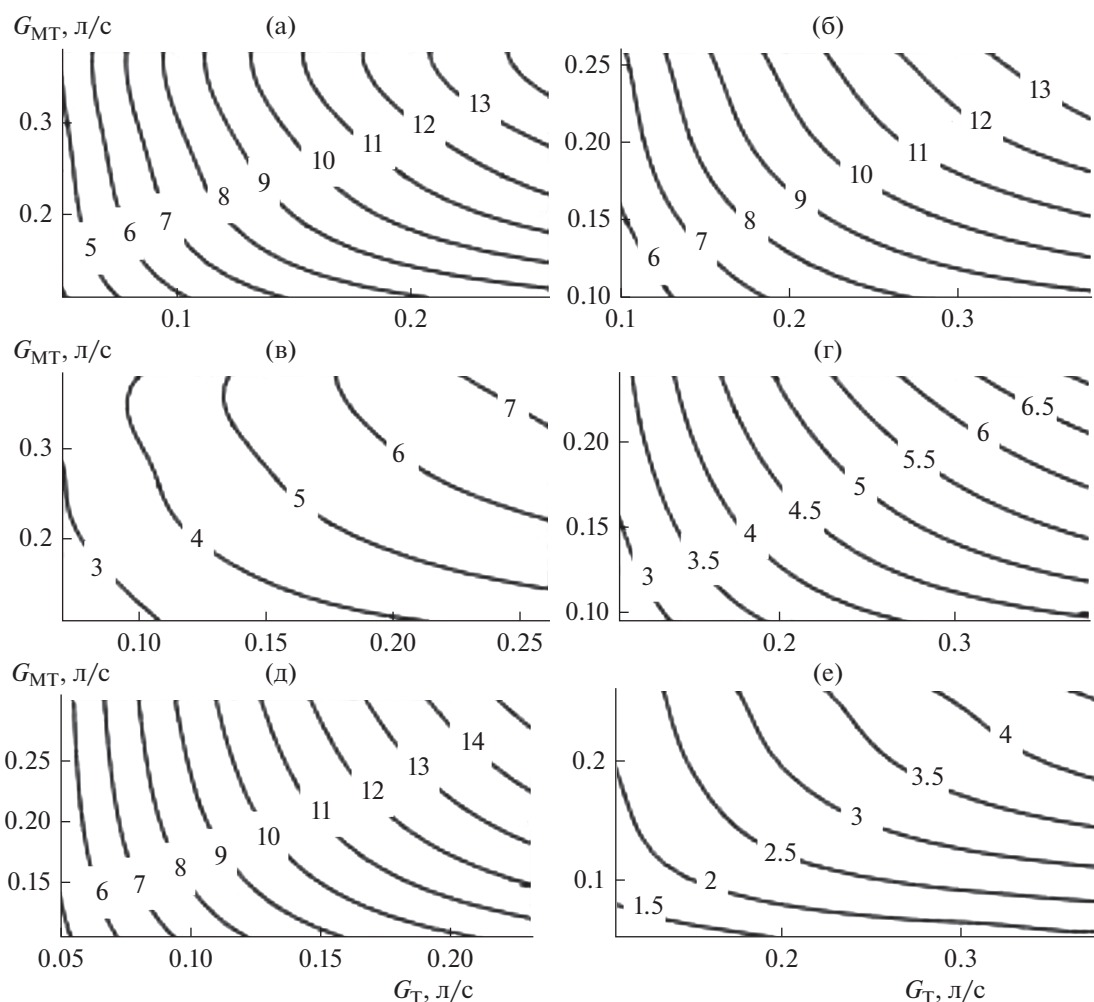


Рис. 1. Тепловые потоки Q , кВт, в зависимости от расходов теплоносителей трубного G_T и межтрубного G_{MT} каналов, л/с, при различных режимах эксперимента, см. табл. 1; (а) – E1; (б) – E2; (в) – E3; (г) – E4; (д) – E5; (е) – E6.

средние же их значения определялись осреднением соответствующих профилей. Рассчитывались также значения параметра $(Pr/Pr_w)^{0.25}$, который, как это предполагается (напр., в [3]), достаточно хорошо учитывает зависимость теплоотдачи от направления теплового потока. Полученные результаты для случаев минимальных и максимальных расходов теплоносителей при турбулентном режиме течения в трубном канале представлены, в качестве иллюстрации, табл. 2.

Найденные по экспериментальным данным значения критериальных чисел Нуссельта $Nu = Nu(Re, Pr)$ соотносились с соответствующими результатами расчетов по критериальным моделям $Nu_{KM} = Nu_{KM}(Re, Pr)$, в качестве которых рассматривались следующие.

Критериальная модель 1 (**КМ1**) – модель Б.С. Петухова–В.В. Кириллова:

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

Модель КМ1 применима в диапазонах $4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$ и $0.5 < Pr < 5 \times 10^5$ [см., напр., 4].

Критериальная модель 2 (**КМ2**) – модель С.С. Кутателадзе:

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

где функция $f(Pr)$ может быть представлена графически. Модель КМ2 применима для газов и неметаллических жидкостей при $Pr > 0.5$ [5].

Критериальная модель 3 (**КМ3**) – модель Нуссельта–Круссольда:

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

Таблица 2. Распределения параметров теплообмена при минимальных и максимальных расходах теплоносителей по длине трубного канала¹⁾ в турбулентном режиме течения, а также средние их значения

№ п/п	Трубный канал греющий										Трубный канал нагреваемый									
	$t_{\text{вх}}^{(2)}, ^\circ\text{C}$	$G_{\text{вх}}^{(2)}, \text{л/с}$	l/L	$t, ^\circ\text{C}$	$K, \text{кВт}/(\text{м}^2 \text{K})$	$\text{Re} \times 10^{-3}$	Pr	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2 \text{K})$	Nu	Pr/Pr_w	$t_{\text{вх}}^{(2)}, ^\circ\text{C}$	$G_{\text{вх}}^{(2)}, \text{л/с}$	l/L	$t, ^\circ\text{C}$	$K, \text{кВт}/(\text{м}^2 \text{K})$	$\text{Re} \times 10^{-3}$	Pr	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2 \text{K})$	Nu	Pr/Pr_w
1	70	0.092	0	54.73	0.97	11.3	3.24	2.43	74.43	0.885	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
2	4.75	0.108	0.25	58.47	0.97	11.98	3.04	2.39	72.61	0.886	70	0.102	0.25	9.33	1.29	10.84	9.76	3.41	119.3	1.164
3			0.5	62.26	0.98	12.68	2.85	2.35	70.95	0.887			0.5	11.22	1.33	11.45	9.16	3.56	123.4	1.164
4			0.75	66.11	0.98	13.41	2.69	2.31	69.44	0.888			0.75	13.28	1.37	12.12	8.57	3.72	127.8	1.164
5			1	70	0.98	14.16	2.54	2.27	68.08	0.89			1	15.52	1.42	12.87	7.99	3.9	132.4	1.164
6			S_p^3)	62.3	0.98	12.7	2.87	2.35	71.06	0.887			S_p^3)	11.34	1.33	11.5	9.17	3.57	123.6	1.164
7		0.252	0	56.12	2.32	31.65	3.16	5.86	178.9	0.884		0.375	0	7.58	2.22	17	10.37	5.28	186	1.194
8		0.376	0.25	59.49	2.32	33.33	2.99	5.76	175	0.884		0.25	0.25	9.61	2.28	18.06	9.67	5.52	192.8	1.188
9			0.5	62.93	2.32	35.08	2.82	5.67	171.4	0.884			0.5	11.75	2.35	19.2	9	5.78	199.7	1.182
10			0.75	66.43	2.31	36.89	2.67	5.59	168	0.884			0.75	14.01	2.41	20.43	8.37	6.04	206.8	1.176
11			1	70	2.31	38.78	2.54	5.51	165	0.885			1	16.38	2.48	21.75	7.78	6.32	213.9	1.171
12			S_p^3)	62.98	2.32	35.13	2.83	5.68	171.6	0.884			S_p^3)	11.84	2.35	19.26	9.03	5.78	199.8	1.182
13	40	0.126	0	33.68	0.96	10.78	4.93	2.51	80.44	0.916	5.45	0.24	0	5.45	1.19	10.19	11.19	2.91	103.3	1.107
14	3.56	0.108	0.25	35.27	0.96	11.13	4.76	2.49	79.45	0.917	40	0.102	0.25	6.33	1.2	10.47	10.84	2.95	104.5	1.11
15			0.5	36.85	0.97	11.48	4.59	2.47	78.51	0.918			0.5	7.27	1.22	10.78	10.49	3	105.7	1.113
16			0.75	38.43	0.97	11.84	4.44	2.46	77.64	0.92			0.75	8.27	1.25	11.11	10.13	3.05	107	1.117
17			1	40	0.98	12.19	4.29	2.44	76.82	0.921			1	9.35	1.27	11.47	9.76	3.1	108.4	1.12
18			S_p^3)	36.84	0.97	11.48	4.6	2.47	78.56	0.918			S_p^3)	7.32	1.23	10.8	10.48	3	105.7	1.113
19		0.254	0	33.15	2.05	21.49	5	4.56	146.2	0.901		0.376	0	5.45	2	15.97	11.19	4.37	155.2	1.129
20		0.376	0.25	34.82	2.04	22.23	4.81	4.51	144	0.9		0.234	0.25	6.47	2.03	16.48	10.79	4.44	157.1	1.129
21			0.5	36.51	2.04	22.99	4.63	4.46	141.9	0.9			0.5	7.53	2.06	17.02	10.39	4.51	159	1.129
22			0.75	38.24	2.04	23.78	4.45	4.42	139.8	0.899			0.75	8.63	2.09	17.59	10	4.59	160.9	1.13
23			1	40	2.04	24.58	4.29	4.38	137.9	0.899			1	9.78	2.13	18.19	9.62	4.67	163	1.129
24			S_p^3)	36.54	2.04	23.01	4.63	4.47	141.9	0.9			S_p^3)	7.56	2.06	17.04	10.39	4.51	159	1.129
25	80.05	0.082	0	60.27	1	10.91	2.95	2.29	69.37	0.868	6.6	0.228	0	6.6	1.08	10.03	10.73	2.61	92.27	1.076
26	5.2	0.108	0.25	65.05	1	11.7	2.73	2.23	67.29	0.869	30.16	0.102	0.25	7.2	1.09	10.22	10.51	2.63	92.78	1.078
27			0.5	69.95	1	12.53	2.54	2.19	65.45	0.87			0.5	7.82	1.1	10.41	10.29	2.65	93.31	1.081
28			0.75	74.94	1	13.39	2.36	2.14	63.86	0.871			0.75	8.48	1.11	10.62	10.05	2.68	93.87	1.083
29			1	80.05	1	14.3	2.21	2.1	62.45	0.872			1	9.17	1.12	10.84	9.82	2.7	94.46	1.086
30			S_p^3)	70.02	1	12.56	2.55	2.19	65.63	0.87			S_p^3)	7.85	1.1	10.42	10.28	2.65	93.33	1.081
31		0.222	0	63.4	2.16	30.93	2.8	5.53	166.9	0.88		0.376	0	6.6	1.92	16.55	10.73	4.06	143.5	1.094
32		0.304	0.25	67.45	2.16	32.77	2.63	5.43	163.1	0.881		0.254	0.25	7.3	1.94	16.9	10.48	4.09	144.3	1.094
33			0.5	71.57	2.16	34.68	2.48	5.34	159.7	0.882			0.5	8	1.96	17.26	10.22	4.13	145.2	1.094
34			0.75	75.77	2.16	36.65	2.34	5.26	156.7	0.883			0.75	8.72	1.98	17.64	9.97	4.17	146	1.095
35			1	80.05	2.16	38.7	2.21	5.19	153.9	0.884			1	9.46	1.99	18.02	9.72	4.2	146.8	1.095
36			S_p^3)	71.63	2.16	34.73	2.49	5.35	160	0.882			S_p^3)	8.01	1.96	17.27	10.22	4.13	145.2	1.094

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.

Модель КМ3 дает неплохие результаты при $0.5 < Pr < 5$ [5].

Критериальная модель 4 (КМ4) – модель академика М.А. Михеева:

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

Модель КМ4 получила ныне, пожалуй, наиболее широкое распространение для проведения теплотехнических расчетов (см., напр., [4–6]).

Кроме того, значения Nu , найденные из экспериментов, мы непосредственно аппроксимировали функцией:

$$Nu(a, b, c) = aRe^bPr^c, \quad (5)$$

той же степенной функцией, которая послужила основой для двух последних, эмпирических моделей (3)–(4). Коэффициенты a , b и c для которой находились с точностью до 2-х, и с точностью до 5-ти значащих цифр. Эти аппроксимации мы обозначили как аппроксимационные модели 2 (АМ2), и аппроксимационная модель 5 (АМ5), соответственно.

Кроме того, найденные из эксперимента числа $Nu = f(Re, Pr)$ мы аппроксимировали непосредственно двумерным полиномом второй степени, обозначив полученную зависимость как аппроксимационную модель Nu (АНu).

Полученные результаты $Nu/Nu_{км} = Nu/Nu_{км}(Re, Pr)$, рассчитанные как по средним значениям теплотехнических параметров, так и по их продольным распределениям, представлены в табл. 3.

Использование продольных распределений параметров может значительно увеличить (в разы) число учитываемых точек $Nu/Nu_{км} = f(Re, Pr)$, а также область их определения ($Re_{\min} \leq Re \leq Re_{\max}$)–($Pr_{\min} \leq Pr \leq Pr_{\max}$), особенно в тех случаях, когда, в отличие от нашего, L/D достаточно велико, и может составлять величину порядка нескольких сотен.

Однако некоторое изменение области определения Re – Pr теплотехнических параметров при расчетах по значениям продольных профилей имеет место и в нашем случае. Так диапазон изменения числа Re увеличивается на 9.6%, числа Pr – на 8.3%, а число учитываемых точек $Nu/Nu_{км}$ – возрастает в 5 раз. При этом результаты расчетов оказываются достаточно близкими (табл. 3).

В табл. 3 приведены вычисленные и по средним значениям параметров теплообмена, и по их продольным распределениям средние значения Sr для зависимости $Nu/Nu_{км} = f(Re, Pr)$ среднеквадратичные отклонения σS от среднего значения Sr , среднеквадратичные отклонения σI от значения, равного 1, а также среднеквадратичные отклонения σa аппроксимации двумерной параболой значений $Nu/Nu_{км} = f(Re, Pr)$ для всех проведенных экспериментов. Эти аппроксимации в

виде контурных графиков показаны на рисунках (2a)–(2g) и (3a)–(3g). На рисунках (2h) и (3h) показаны также аппроксимации экспериментальных зависимостей $Nu = f(Re, Pr)$ полиномом второй степени.

Таким образом, из результатов, приводимых на рис. (2a)–(2d), (3a)–(3d) и в табл. 3 следует, что среди критериальных моделей КМ1–КМ4 наиболее близкими к эксперименту при турбулентном режиме течения теплоносителя оказываются результаты расчетов по модели КМ1. Результаты же расчетов по модели КМ4 демонстрируют наилучшее совпадение с результатами эксперимента, значительно уступая при этом даже сопоставлению эксперимента с расчетами по модели КМ3 Нуссельта–Кроуссоляда (см. табл. 3).

Вместе с тем, даже для модели КМ4 средние по соответствующим областям определения параметров Re – Pr расхождения между экспериментом и критериальными моделями при расчетах как по средним значениям параметров ($\sigma I = 0.181$, см. табл. 3), так и по их продольным профилям ($\sigma I = 0.191$, см. табл. 3), не превышают считающуюся вполне допустимой и приемлемой ошибку величиной в 20%.

Однако, эти же результаты демонстрируют и зависимость несоответствия между экспериментом и критериальными моделями от чисел Рейнольдса Re и Прандтля Pr , рис. (2a)–(2d) и (3a)–(3d). Более наглядно это проиллюстрировано на рис. 4, на котором показаны несколько сечений зависимости $Nu/Nu_{км} = f(Re, Pr)$ по Re и Pr . С целью не слишком перегружать рисунок, приведены данные лишь для критериальных моделей КМ1, КМ3, КМ4, и аппроксимационных – АМ2 и АНu.

Приведенные на рис. (2a)–(2d) и (3a)–(3d), а также рис. (4a)–(4c) данные показывают, что для критериальных моделей КМ1–КМ4 возрастание числа Рейнольдса Re , практически при любых значениях числа Прандтля Pr , приводит к росту расхождения между экспериментом и критериальными моделями. Этот рост означает, что в эксперименте теплоотдача растет быстрее, чем это следует из любой рассмотренной нами критериальной модели. Эти данные указывают на то, что, ошибка, по крайней мере для модели КМ4, может превышать величину в 20% и достигать величины порядка 40% уже при $10^{-3} Re \cong 40$ и $Pr \geq 6$, см. рис. (4a)–(4c).

Возрастание же числа Pr при фиксированном числе Re в эксперименте приводит к более быстрому росту теплоотдачи в при малых значениях чисел Pr , и наоборот – менее быстрому при больших его значениях, чем это следует из критериальных КМ1–КМ4, это же относится и к аппроксимационным моделям АМ2, АМ5, рис. (2a)–(2g), (2a)–(2g) и (4d)–(4e). Таким образом, получен-

Таблица 3. Сравнение экспериментальных данных с расчетами по критериальным моделям $Nu/Nu_{км}$ трубного канала в турбулентном и переходном режимах

№ п/п	Критериальная модель $Nu_{км}$	Расчет по средним значениям параметров теплообмена						Расчет по значениям продольных профилей параметров теплообмена							
		n	$10^{-3} Re$	Pr	Sr	oS	oI	oa	n	$10^{-3} Re$	Pr	Sr	oS	oI	oa
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Турбулентный режим															
1	КМ1	150	10.42–36.66	2.38–10.67	1.011	0.078	0.079	0.0549	750	10.03–38.78	2.21–11.19	1.017	0.091	0.092	0.0729
2	КМ2				1.037	0.074	0.083	0.057				1.042	0.086	0.096	0.0745
3	КМ3				1.106	0.087	0.137	0.059				1.109	0.1	0.148	0.0786
4	КМ4				1.151	0.101	0.181	0.0609				1.154	0.114	0.191	0.0816
5	AM2 ¹⁾				0.9963	0.0749	0.075	0.0533				0.9973	0.0853	0.0853	0.0709
6	AM5 ²⁾				0.9957	0.0657	0.0658	0.0541				0.9934	0.0809	0.0812	0.0711
7	ANu				1.0003	0.0453	0.0453	0.0452				1.0003	0.0809	0.0809	0.0807
Переходный режим															
8	КМ1	150	5.02–9.33	2.62–10.39	0.973	0.062	0.067	0.0326	750	4.59–9.99	2.21–11.19	0.979	0.094	0.096	0.0624
9	КМ2				0.975	0.05	0.056	0.0329				0.981	0.083	0.085	0.0622
10	КМ3				1.032	0.067	0.074	0.0335				1.038	0.101	0.108	0.0667
11	КМ4				1.074	0.081	0.109	0.0347				1.08	0.112	0.138	0.0694
12	AM2 ¹⁾				0.9461	0.0609	0.0813	0.0308				0.9421	0.0884	0.1057	0.0606
13	AM5 ²⁾				1.0047	0.0571	0.0573	0.0329				0.9825	0.0925	0.0941	0.0632
14	ANu				1.0001	0.0332	0.0332	0.0332				1.0003	0.0719	0.0719	0.0718
Примечания		расчет по средним значениям						расчет по значениям продольных профилей							
		1) $Nu_{AM2} = 0.021 Re^{0.82} Pr^{0.4}$;						$Nu_{AM2} = 0.024 Re^{0.81} Pr^{0.38}$							
		2) $Nu_{AM5} = 1.0918 \times 10^{-2} Re^{0.89198} Pr^{0.37288}$;						$Nu_{AM5} = 1.4671 \times 10^{-2} Re^{0.864} Pr^{0.36263}$.							

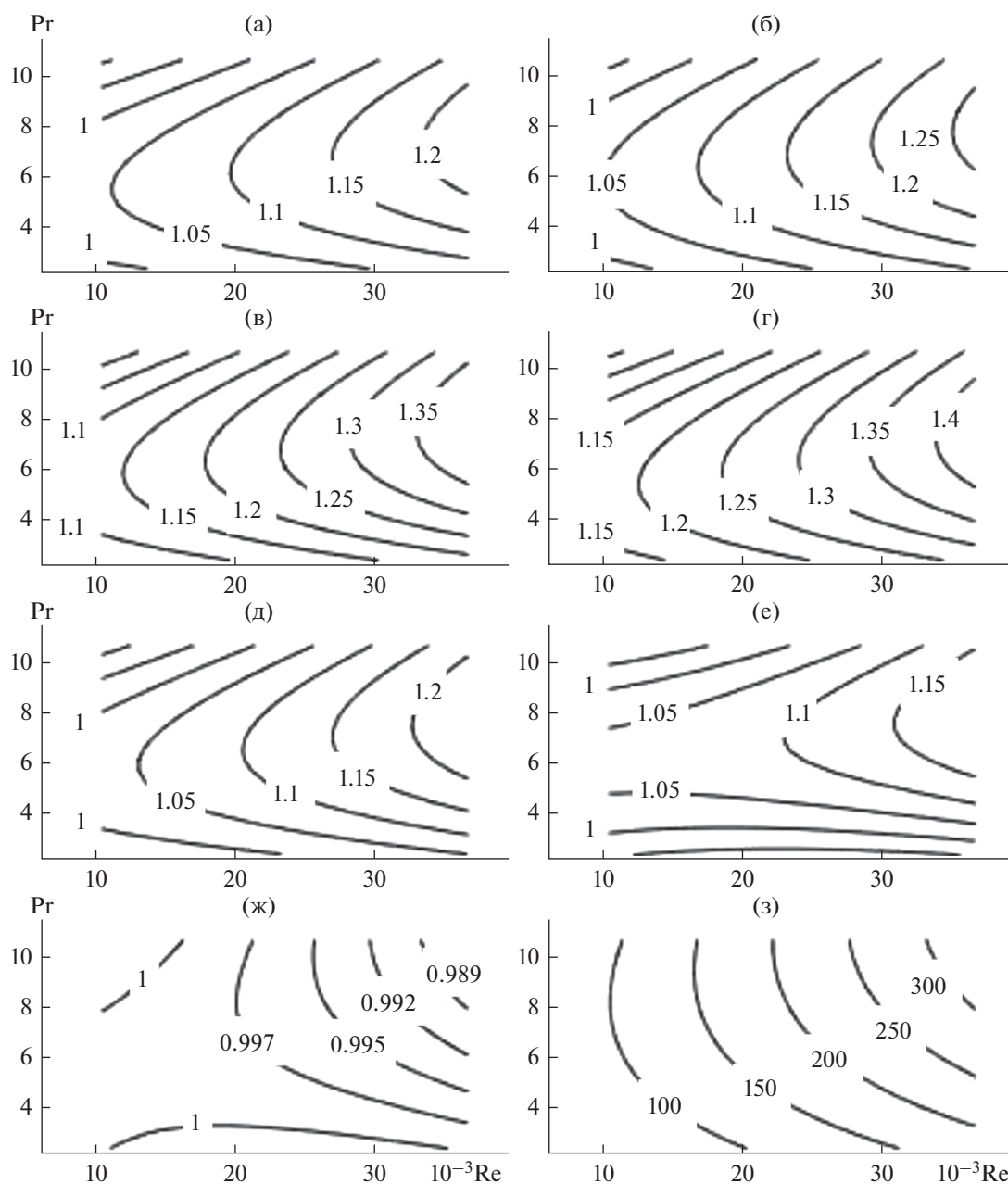


Рис. 2. Теплоотдача относительная Nu/Nu_{KM} (а–ж) и аппроксимация экспериментальной теплоотдачи двумерным полиномом Nu_{ANu} (h); расчет по средним значениям параметров теплообмена; (а) – Nu/Nu_{KM1} ; (б) – Nu/Nu_{KM2} ; (в) – Nu/Nu_{KM3} ; (г) – Nu/Nu_{KM4} ; (д) – Nu/Nu_{AM2} ; (е) – Nu/Nu_{AM5} ; (ж) – Nu/Nu_{ANu} ; (з) – Nu_{ANu} .

ные нами данные указывают, что зависимость $Nu/Nu_{KM} = f(Re = const, Pr)$ имеет экстремум при значениях числа Прандтля, равных приблизительно $Pr \cong 6-7$.

Непосредственная аппроксимация экспериментальной теплоотдачи, как с помощью степенной функции (5) с нахождением двузначных коэффициентов, модель AM2, и пятизначных – модель AM5, так и полиномом второй степени – модель ANu, с последующим использованием

этих моделей для проведения расчетов, приводит к более точным результатам, лучшему совпадению с экспериментом, чем это имеет место для критериальных моделей (табл. 3). Среди же аппроксимационных моделей наилучшее совпадение с экспериментом демонстрирует модель ANu, что означает, что экспериментальная теплоотдача точнее аппроксимируется этим полиномом, чем степенной функцией (5), см., табл. 3.

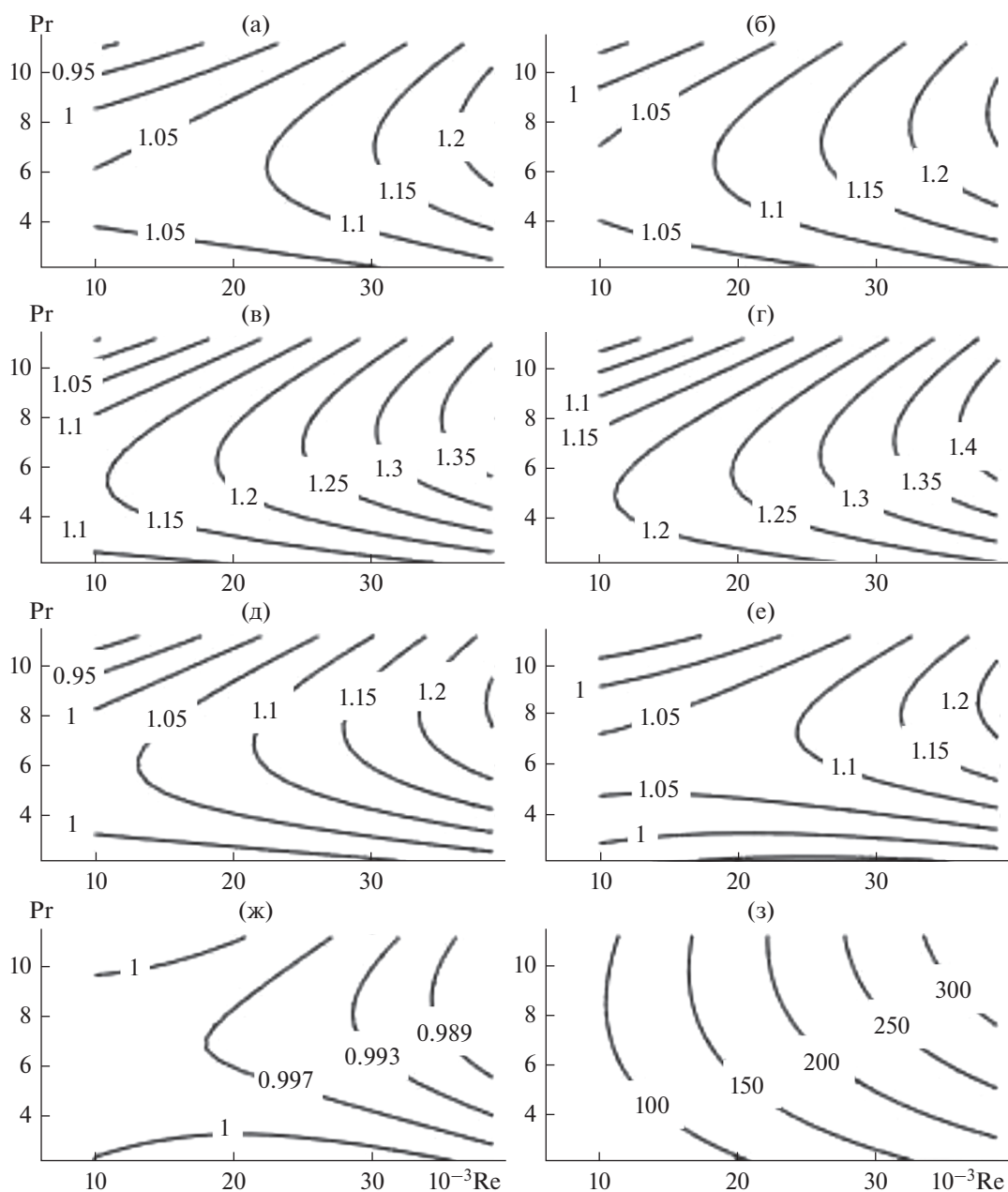


Рис. 3. Теплоотдача относительная Nu/Nu_{KM} (а–ж) и аппроксимация экспериментальной теплоотдачи двумерным полиномом Nu_{ANu} (h); расчет по значениям продольных профилей параметров теплообмена; (а) – Nu/Nu_{KM1} ; (б) – Nu/Nu_{KM2} ; (в) – Nu/Nu_{KM3} ; (г) – Nu/Nu_{KM4} ; (д) – Nu/Nu_{AM2} ; (е) – Nu/Nu_{AM5} ; (ж) – Nu/Nu_{ANu} ; (з) – Nu_{ANu} .

Коэффициенты модели AM2 мало отличаются от соответствующих коэффициентов моделей KM3–KM4, тогда как коэффициенты модели AM5 – существенно. Однако, это приводит лишь к незначительному увеличению точности расчетов (табл. 3), что связано, во-видимому, с не монотонностью функции $Nu/Nu_{KM} = f(Re = \text{const}, Pr)$. В отличие от данных, приводимых в [1], где эти модели AM2 и AM5 рассматривались в узких диапазонах изменения числа Pr в соответствующих областях определения Re – Pr , составляющих,

приблизительно, $Pr = 2.5–3.5$ и $Pr = 7.2–10.4$, в которых не монотонность упомянутой выше функции отсутствовала. В этих случаях точность расчетов по моделям AM2 и AM5 отличались на порядок и более (см. [1], табл. 3).

Учитывая все вышеизложенное, некоторое отличие в результатах расчетов по средним значениям теплообменных параметров, и по их продольным распределениям, по-видимому, можно было бы объяснить также и некоторым различием в областях определения Re – Pr (табл. 3).

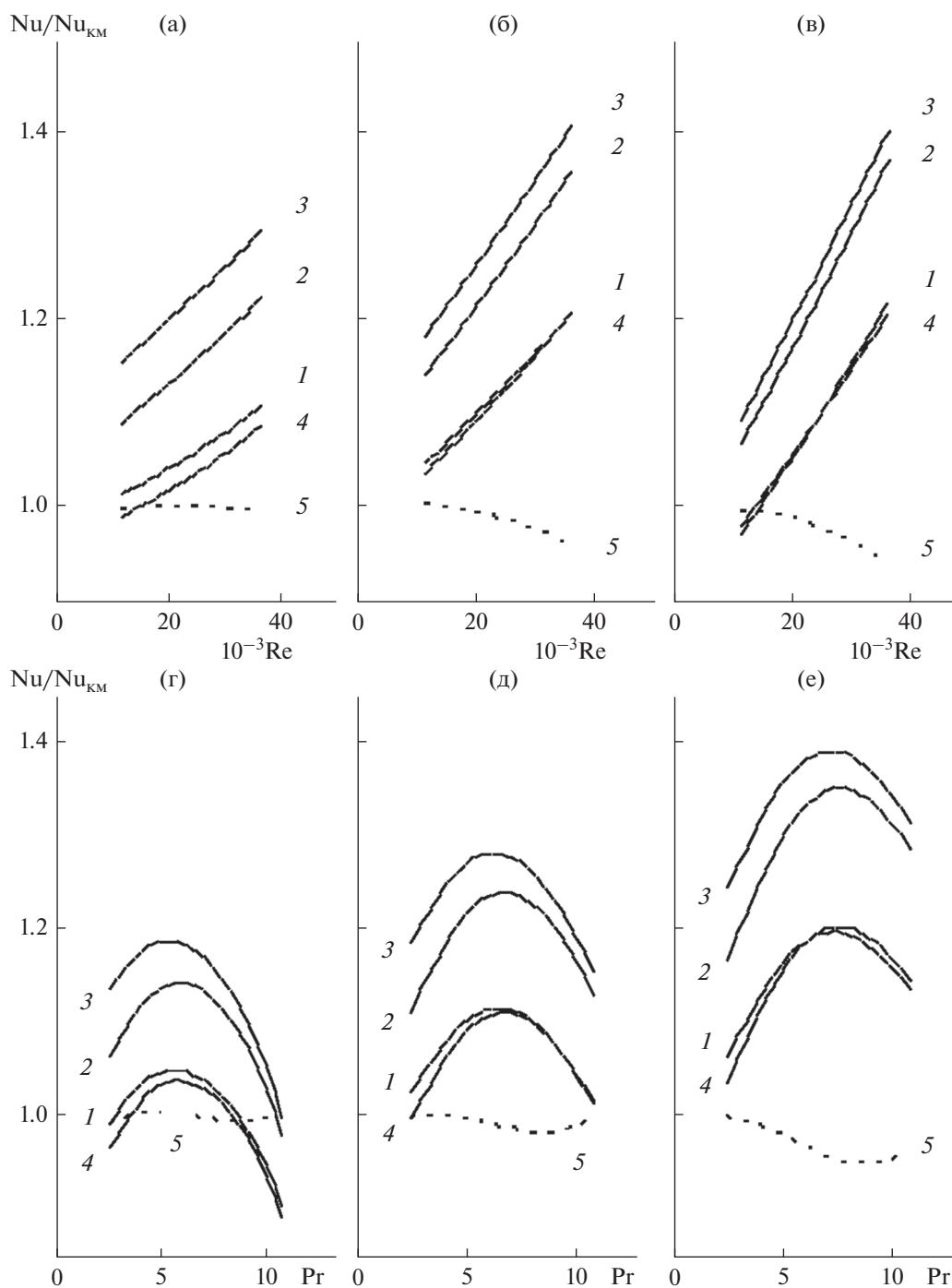


Рис. 4. Теплоотдача относительная Nu/Nu_{KM} ; расчет по средним значениям параметров теплообмена; (а) – $Pr = 3$; (б) – $Pr = 6$; (в) – $Pr = 9$; (г) – $10^{-3}Re = 11$; (д) – $10^{-3}Re = 22$; (е) – $10^{-3}Re = 33$; 1 – Nu/Nu_{KM1} ; 2 – Nu/Nu_{KM3} ; 3 – Nu/Nu_{KM4} ; 4 – Nu/Nu_{AM2} ; 5 – Nu/Nu_{ANu} .

Отметим также относительно высокую точность расчетов теплообменных параметров переходного режима течения теплоносителя по моделям, построенным для турбулентного режима (табл. 3). Связано это вероятно, с относительно небольшим диапазоном изменения числа Re .

Так в переходном режиме изменения числа Re при расчетах по средним значениям составляют $10^{-3}(Re_{max} - Re_{min}) = 4.3$ и при расчетах по продольным профилям $10^{-3}(Re_{max} - Re_{min}) = 5.4$, в то время как в турбулентном режиме, соответственно – 26.2 и 28.7.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ проведенных нами экспериментов с трубчатым водо-водяным теплообменником и сопоставление их результатов с результатами расчетов по некоторым критериальным моделям показал, что $Nu/Nu_{км} \neq const$ со случайными ошибками и ошибками, связанными с условиями проведения эксперимента, а есть функция чисел Re и $Pr - Nu/Nu_{км} = f(Re, Pr)$. И потому коэффициенты критериальных моделей, определяемые из опытных данных, должны зависеть от набора этих самых опытных данных. Что, помимо всего прочего, и определяет различия различных критериальных моделей.

Степенная функция $Nu_{км}(a, b, c) = aRe^bPr^c$ с постоянными коэффициентами a , b и c является, вероятно, не вполне подходящей основой для построения эмпирических моделей конвективного теплообмена. Использование же для этих коэффициентов функциональных зависимостей, например, $a = a(Re, Pr)$, $b = b(Re, Pr)$ и $c = c(Re, Pr)$, возможно, значительно улучшит точность теплотехнических расчетов.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

D	диаметр трубки внутренний, характерный размер, м
D_n	диаметр трубки наружный, м
D_k	диаметр кожуха внутренний, м
G	расход теплоносителя, л/с
K	коэффициент теплопередачи, кВт/(м ² К)
L	длина теплообмена, м
l	текущая длина теплообмена, м
n	число точек
Nu	критерий Нуссельта
oa	среднеквадратичное отклонение аппроксимации
oQ	среднеквадратичное относительное отклонение теплового потока
oS	среднеквадратичное отклонение от среднего значения
oI	среднеквадратичное отклонение от значения, равного 1

Pr	критерий Прандтля
Q	тепловой поток, кВт
Re	критерий Рейнольдса
Sr	среднее значения
t	температура, °С
α	коэффициент теплоотдачи, кВт/(м ² К)
ζ	коэффициент гидродинамического сопротивления

ИНДЕКСЫ

max	максимальное значение
min	минимальное значение
w	значение на стенке
км	критериальная модель
мт	межтрубный канал
тр	трубный канал

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коноплев А.А., Рытов Б.Л., Берлин Ал.Ал., Романов С.В. О теплоотдаче трубчатого водо-водяного теплообменника и ее оценках по некоторым критериальным моделям. // Теорет. основы хим. технологии. 2022. Т. 56. № 6. С. 712.
2. Коноплев А.А., Алексанян Г.Г., Рытов Б.Л., Берлин Ал.Ал. Расчет локальных параметров интенсифицированного теплообмена. // Теорет. основы хим. технологии. 2007. Т. 41. № 6. С. 692.
3. Михеев М.А. Теплоотдача при турбулентном движении жидкости в трубах. Известия АН СССР, ОТН. 1952. № 10.
4. 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.
5. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990.
6. Михеев М.А. Средняя теплоотдача при движении жидкости в трубах: Сборник "Теплопередача и тепловое моделирование". М.: Изд-во АН СССР, 1959.