

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА



УДК 536.24

DOI:10.30724/1998-9903-2023-25-2-176-186

ОЦЕНКА МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ ВНЕШНЕМ ОБТЕКАНИИ НАГРЕВАЕМОЙ ТРУБЫ

Бадретдинова Г.Р.¹, Калимуллин И.Р.², Зинуров В.Э.¹, Дмитриев А.В.¹

¹Казанский государственный энергетический университет,
г. Казань, Россия

²Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань, Россия

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5910-5312>, nice.badretdinova@mail.ru¹

ildarkalimullin@gmail.com²

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1380-4433>, vadd_93@mail.ru³

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8979-4457>, ieremiada@gmail.com⁴

Резюме: Исследование теплообменных процессов с помощью численного моделирования в программных комплексах представляет собой сложную операцию. В ходе проведения численных исследований по передаче тепла необходимо адекватно настроить решение задачи. Для этого подбираются наиболее подходящие модели турбулентности, создаются сеточные модели, задаются граничные условия. Получение достоверных результатов численного моделирования теплообменных процессов напрямую зависит от задания верных параметров, которые необходимо изначально проанализировать. По итогу работы над анализом необходимых параметров можно получить адекватное решение задачи. **ЦЕЛЬ.** Оценить влияние моделей турбулентностей на процесс теплоотдачи и подобрать наиболее подходящую модель для проведения численного моделирования внешнего обтекания нагреваемой трубы. Изучить влияние количественных критериев сеточной модели на точность и сходимость решения численного расчета. **МЕТОДЫ.** При проведении численного моделирования был использован метод конечных элементов в программном комплексе ANSYS Fluent. **РЕЗУЛЬТАТЫ.** В ходе проведения исследования была подобрана наиболее подходящая модель турбулентности для решения задачи внешнего обтекания нагреваемой трубы. Построена сеточная модель с учетом особенностей рассматриваемой задачи. Определены погрешности в зависимости от количественных критериев сеточной модели. **ЗАКЛЮЧЕНИЕ.** Проведенные численные исследования позволили дать сравнительную оценку для труб с различным оребрением. Полученные результаты показали, что замена труб с прямым оребрением на спиральное позволяют увеличить интенсивность теплоотдачи до 40%.

Ключевые слова: модель турбулентности; внешнее обтекание; оребренная труба; ортогональность; асимметрия; теплоотдача.

Благодарности: Исследование выполнено при финансовой поддержке стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам СП – 3577.2022.1.

Для цитирования: Бадретдинова Г.Р., Калимуллин И.Р., Зинуров В.Э., Дмитриев А.В. Оценка моделей турбулентности при внешнем обтекании нагреваемой трубы // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2023. Т.25. № 2. С. 176-186. doi:10.30724/1998-9903-2023-25-2-176-186.

EVALUATION OF TURBULENCE MODELS IN THE EXTERNAL FLOW AROUND THE HEATED PIPE

GR. Badretdinova¹, IR. Kalimullin², VE. Zinurov¹, AV. Dmitriev¹

¹Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

²Kazan Federal University

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5910-5312>, nice.badretdinova@mail.ru¹
ildarkalimullin@gmail.com²

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1380-4433>, vadd_93@mail.ru³

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8979-4457>, teremiada@gmail.com⁴

Abstract: The study of heat exchange processes using numerical modeling in software systems is a complex operation. In the course of conducting numerical studies on heat transfer, it is necessary to adequately adjust the solution of the problem. To do this, the most suitable turbulence models are selected, grid models are created, and boundary conditions are set. Obtaining reliable results of numerical simulation of heat exchange processes directly depends on setting the correct parameters that need to be analyzed initially. As a result of the work on the analysis of the necessary parameters, an adequate solution to the problem can be obtained. **THE PURPOSE.** To evaluate the influence of turbulence models on the heat transfer process and to select the most suitable model for numerical simulation of the external flow around the heated pipe. To study the influence of quantitative criteria of the grid model on the accuracy and convergence of the numerical calculation solution. **METHODS.** During the numerical simulation, the finite element method was used in the ANSYS Fluent software package. **RESULTS.** In the course of the study, the most suitable turbulence model was selected to solve the problem of external flow around the heated pipe. A grid model is constructed taking into account the features of the problem under consideration. The errors are determined depending on the quantitative criteria of the grid model. **CONCLUSION.** Numerical studies have made it possible to give a comparative assessment for pipes with different fins. The results obtained showed that replacing pipes with straight fins with spiral ones allows increasing the heat transfer intensity up to 40%.

Keywords: turbulence model; external flow; finned tube; orthogonality; skewness; heat transfer.

For citation: Badretdinova GR, Kalimullin IR, Zinurov VE, Dmitriev AV. Evaluation of turbulence models in the external flow around the heated pipe. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2023; 25(2): 176-186. doi:10.30724/1998-9903-2023-25-2-176-186.

Введение (Introduction)

Во многих сферах промышленности теплообменник играет важную роль в обеспечении теплообмена между средой и поверхностью. Известны различные виды теплообменных аппаратов. Широкое применение имеют теплообменники с оребренной поверхностью труб различной конфигурацией в системах кондиционирования воздуха, охлаждения, в промышленных холодильных и криогенных установках, в химической промышленности и на тепловых станциях, в котельных и тепловых установках [1-3]. В промышленности часто встречаются трубы, на поверхности которых расположены ребра прямой, спиральной, волнистой, гофрированной, жалюзийной и перфорированной конфигурацией.

Эффективность процессов нагревания и охлаждения зависит от технологических и конструктивных параметров поверхности теплообмена. В работе [4] представлены исследования по изучению влияния шага, толщины и формы ребра на тепловой поток. Выявлено, что использование волнистых и гладких ребер приводит к увеличению площади теплоотдачи, использование жалюзийных и щелевых ребер приводят к повышению коэффициента теплопередачи. В работе [5] рассматриваются результаты исследований по влиянию продольного и поперечного шага и угла волнистости ребер на процесс теплопередачи и перепад давления.

В работе [6] с помощью численного моделирования было исследовано влияние количества рядов, диаметра и шага труб, шага и материала ребер на процесс теплоотдачи в теплообменнике с оребренными трубами. В ходе исследования получены зависимости исследуемых параметров от числа Нуссельта (Nu) и коэффициента трения. Выявлено, что с увеличением числа рядов труб число Нуссельта и коэффициент трения уменьшаются. Увеличение диаметра трубы или шага ребер приводит к снижению коэффициента теплопередачи. Однако замечено, что влияние шага труб меньше, чем влияние диаметра трубы и шага ребра. Для исследования влияния материала ребра рассматривались медь и алюминий. Установлено, что коэффициент теплопередачи

может быть увеличен за счет снижения термического сопротивления для ребра с большей теплопроводностью материала.

В работе [7] разработана методика оценки среднего коэффициента теплопередачи и общей эффективности ребер пластинчато-ребристого теплообменника. Метод основан на экспериментальных и численных данных, определяющие общую эффективность ребер и усредненный коэффициент теплоотдачи. Разработанная методология проверена путем сравнения результатов с корреляциями, предложенными авторами работ [8] для алюминиевых ребер. Исследование показало, что число Нуссельта зависит в первую очередь от конструкции ребер и технологических параметров потока.

Влияние воздушного потока на процесс теплообмена исследуется и авторами [9], утверждающие, что вторичный поток может усилить конвективный теплообмен. В своем исследовании они представили взаимосвязь между числом Нуссельта и силой вторичного потока. Подобные исследования были проведены в работах [10-11]. Исследование [12] посвящено изучению влияния потока, создаваемого вихревым генератором на характеристики теплопередачи и характеристики потока для теплообменников с оребренными трубками. Результаты показали, что общий теплообмен по всей стенке канала увеличивается до 43,66 %.

Исследования по влиянию форм ребер на процесс теплопередачи рассматривались многими авторами [13, 14]. В работе [15] исследовали ребро с круглой, квадратной и треугольной формой перфорации с целью изучения их влияния на характеристики течения и повышение теплообмена. Результаты показывают значительное увеличение числа Нуссельта на 8,5%, 13,6% и 18,4% при использовании круглой, квадратной и треугольной перфорации соответственно. Следовательно, треугольная форма перфорации обеспечивает более высокое увеличение скорости теплопередачи. В работе [16] для улучшения процесса теплопередачи пластинчато-ребристого теплообменника были предложены и исследованы три новых типа волнистых пластинчатых ребер, а именно перфорированные, ступенчатые и прерывистые. Установлено, что за счет завихрения потока и эффективного перемешивания жидкости, предлагаемые методы улучшения теплопередачи имеют преимущества по сравнению с традиционными волнистыми ребрами. Авторы пришли к выводу, что перфорация полезна для улучшения теплопередачи и улучшения числа Нуссельта.

В статье [17] исследовалось влияние радиальных и осевых ребер и их угол наклона в отношении процесса теплопередачи. Также экспериментально была исследована естественная конвекция и радиационный теплообмен от оребренных и неоребранных трубчатых теплообменников. Установлено, что скорость теплопередачи от теплообменника с радиальным оребрением уменьшается, а от теплообменника с аксиальным оребрением увеличивается по мере усиления угла наклона по отношению к горизонтальной плоскости. Максимальное число Нуссельта, равное значению 355 достигается при угле наклона 0° для теплообменника с радиальным оребрением и 408 для теплообменника с осевым оребрением при угле наклона 90° .

Экспериментальным путем в [18] было проведено исследование влияния высоты ребер труб теплообменника при числах Рейнольдса меньше 2000 на тепловую мощность горизонтального однорядного пучка, габаритные и металлоемкостные характеристики. Была определена эффективная высота ребра на поверхности трубы, значение которой составляет 8 мм.

В [19] авторами статьи было проведено исследование аэродинамических и теплотеметрических характеристик оребренной поверхности цилиндра в условиях его внутреннего нагрева и обтекания воздушным потоком. Были получены поля скоростей потока вблизи изотермического и неизолированного ребер, температурное поле на его поверхности и значения плотности теплового потока. В ходе проведения эксперимента исследователями было установлено влияние высоты ребра на структуру потока и распределение коэффициента теплоотдачи, изменения угла атаки между вектором скорости воздушного потока и осью цилиндра на средний коэффициент теплоотдачи, причем получено, что для неизолированного ребра он увеличивается до 6,5%. Также определено, что средний коэффициент теплоотдачи на верхней поверхности ребра больше, чем на нижней при значении числа Рейнольдса, равное 4000, и он увеличивается с углом атаки. Однако при возрастании скорости набегающего потока наибольший средний коэффициент теплоотдачи достигается на нижней поверхности ребра.

Цель статьи заключается в подборе наиболее подходящей модели турбулентности и создании сеточной модели, влияющие на адекватность численного решения, при

проведении численного моделирования внешнего обтекания нагреваемой трубы. В данном исследовании планируется использовать полученные результаты для проведения сравнение интенсивности теплоотдачи от воздуха к поверхности трубы с различным оребрением.

Материалы и методы (Materials and methods)

Исследования в данной статье были проведены для теплообменного аппарата, установленного на предприятии «ПАЛП Инвест» (рис. 1.) с целью оптимизации работы.



Рис. 1. Теплообменный аппарат, установленный на предприятии «ПАЛП Инвест» *Fig. 1. Heat exchanger installed at the «PULP Invest» enterprise*

*Источник: составлено автором. *Source: compiled by the author

При проведении численных расчетов сперва был рассчитан коэффициент теплоотдачи α_p [Вт/м²·К] при обтекании цилиндрической трубы по методике А.А. Жукаускаса [20] в качестве сравнительного эталона. Полученные им зависимости широко применяются в практических расчетах:

$$5 < Re < 10^3 \quad Nu_{ж} = 0,5 Re_{ж}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (1)$$

$$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad Nu_{ж} = 0,25 Re_{ж}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (2)$$

$$2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6 \quad Nu_{ж} = 0,023 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (3)$$

Полученные в ходе расчета значения коэффициентов теплоотдачи α_p приведены в таблицах 2-5 в зависимости от задаваемой входной скорости потока W , м/с.

Для реализации численных расчетов в программном комплексе ANSYS Fluent была построена трехмерная модель трубы без оребрения и создана расчетная сетка с учетом особенностей течения, представленная на рис. 2. Количество элементов в расчетной сетке изменялось в диапазоне от 3744 до 2546817. При генерации расчетной сетки рассчитывались такие критерии, как ортогональность и асимметрия (skewness), по которым оценивается качество сетки. В конце каждого расчета, помимо коэффициента теплоотдачи, определялось безразмерное значение длины y^+ – соотношение между турбулентными и ламинарными воздействиями в ячейке. Если y^+ имеет большое значение, то ячейка принимается турбулентной, а если y^+ имеет маленькое значение, то ламинарной.

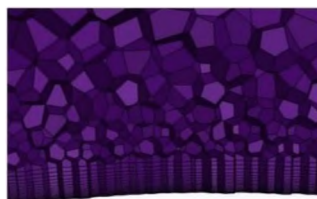


Рис. 2. Сеточная модель [составлено автором] *Fig. 2. Grid model [compiled by the author]*

*Источник: составлено автором. *Source: compiled by the author

При проведении расчетов рассматривались следующие модели турбулентности: *Spalart-Allmaras*, *k- ω* , *k- ω standard*, *k- ω SST*, *k- ω BSL*, *k- ϵ standard*, *k- ϵ RNG*, *k- ϵ Realizable* и *Transition k-kl- ω* . Также применялась модель *laminar*. Для упрощения задачи принималось, что температура на стенках трубы имеет постоянное значение $t_w = 20$ °С. На входе в воздуховод поступал газ с температурой 200 °С. Скорость потока изменялась от 1 до 30 м/с. На выходе из воздуховода задавалось атмосферное давление.

Результаты и обсуждение (Results and Discussions)

Результаты численных расчетов различных моделей турбулентности и *laminar* представлены в таблице 1. В ходе исследования установлено, что наиболее подходящей моделью турбулентности является *Spalart-Allmaras*.

Сравнение различных моделей турбулентности
Comparison of different turbulence models

<i>W</i> , м/с	α , Вт/(м ² ·°С)	Погрешность	<i>Q</i> , Вт	y^+ (max)	Модель турбулентности
1	22,83	16,4	2,16	0,45	<i>k-ω</i>
10	85,99	11,58	8,14	2,26	
20	142,01	18,85	13,44	4,49	
30	200,4	26,65	18,97	6,4	
1	22,29	14,36	2,11	0,45	<i>Spalart-Allmaras</i>
10	75,2	-1,1	7,12	2,48	
20	115,3	0,02	10,91	4,25	
30	153,7	4,39	14,55	5,85	
1	22,57	15,42	2,14	–	<i>laminar</i>
10	71,5	-6,33	6,77	–	
20	103,5	-11,32	9,8	–	
30	130,7	-12,49	12,37	–	
1	26,89	29,01	2,55	0,49	<i>k-ϵ standard</i>
10	134,1	43,31	12,69	3,04	
20	215,9	46,63	20,44	5,11	
30	282,5	47,97	26,74	6,85	
1	27,75	31,20	2,63	0,49	<i>k-ϵ RNG</i>
10	128,9	40,996	12,2	3,01	
20	199,3	42,17	18,86	5,04	
30	253,8	42,08	24,02	6,74	
1	26,27	27,33	2,49	0,48	<i>k-ϵ Realizable</i>
10	123,02	38,2	11,64	2,93	
20	197,1	41,53	18,65	4,92	
30	258,2	43,08	24,44	6,59	
1	22,95	16,82	2,17	0,45	<i>k-ω Standard</i>
10	91,61	17,01	8,67	2,55	
20	156,1	26,18	14,78	4,57	
30	221,3	33,58	20,94	6,49	
1	22,75	16,10	2,15	0,45	<i>k-ω SST</i>
10	85,93	11,52	8,13	2,53	
20	141,9	18,79	13,43	4,49	
30	200,1	26,54	18,94	6,4	
1	23,11	17,41	2,19	0,45	<i>k-ω BSL</i>
10	99,33	23,46	9,4	2,6	
20	175,1	34,17	16,57	4,71	
30	247,6	40,62	23,43	6,65	
1	22,81	16,32	2,16	0,46	<i>Transition k-kl-ω</i>
10	99,45	23,55	9,41	2,58	
20	159,07	27,55	15,05	4,4	
30	240,1	39,87	23,43	3,80	

В ходе проведения исследования авторами было определено влияние качества сетки на коэффициент теплоотдачи. Качество сеточной модели определяет точность результатов и адекватность численного моделирования по различным количественным критериям, таким как ортогональность и асимметрия (skewness). Данные критерии в численном моделировании позволяют получить наилучшую сходимость решения.

Полученные результаты погрешностей измерения при входных скоростях газового потока 1, 10, 20, 30 м/с соответственно приведены в таблицах 2-5. По проведенным расчетам видно, что результаты существенным образом зависят от качества сетки, нежели от количества элементов. Например, при ортогональности более 0,5 погрешность между вычислениями коэффициента теплоотдачи численным и расчетным путями составляют в большинстве случаев менее 7 – 10 % при скоростях потока более 10 м/с.

Таблица 2
Table 2

Определение погрешности при входной скорости газа $W = 1$ м/с
Error determination at gas input rate $W = 1$ m/s

W , м/с	α_p , Вт/(м ² ·°С)	α_s , Вт/(м ² ·°С)	Погрешность	Q , Вт	y^+ (max)	Количество ячеек	Ортогональность	Skewness
1	19,09	27,02	29,34	2,6	5,74	3744	0,65	0,015 (0,35)
		23,82	19,84	2,3	1,84	27516	0,4	0,007(0,409)
		23,03	17,11	2,2	0,275	153000	0,51	0,012
		22,29	14,36	2,1	0,452	263072	0,47	0,011(0,484)
		22,8	16,28	2,2	0,209	309835	0,54	0,012 (0,45)
		23,16	17,58	2,2	1,54	609744	0,38	0,0107(0,517)
		22,89	16,59	2,2	0,083	850020	0,29	0,01 (0,478)
		22,29	14,37	2,1	0,45	1102521	0,44	0 (0,34)
		22,5	15,14	2,1	0,045	2546817	0,42	0,0145 (0,54)

Таблица 3
Table 3

Определение погрешности при входной скорости газа $W = 10$ м/с
Error determination at gas input speed $W = 10$ m/s

W , м/с	α_p , Вт/(м ² ·°С)	α_s , Вт/(м ² ·°С)	Погрешность	Q , Вт	y^+ (max)	Количество ячеек	Ортогональность	Skewness
10	76,03	81,38	6,6	7,7	30,46	3744	0,65	0,015 (0,35)
		93,45	18,64	8,84	9,54	27516	0,4	0,007(0,409)
		78,24	2,83	7,41	1,52	153000	0,51	0,012
		75,2	1,1	7,12	2,48	263072	0,47	0,011(0,484)
		77,6	2,02	7,34	1,16	309835	0,54	0,012 (0,45)
		79,15	3,94	7,49	1,42	609744	0,38	0,0107(0,517)
		80,95	6,08	7,66	0,45	850020	0,29	0,01 (0,478)
		76,15	0,16	7,21	2,5	1102521	0,44	0 (0,34)
		77,66	2,1	7,35	0,25	2546817	0,42	0,0145 (0,54)

Таблица 4
Table 4

Определение погрешности при входной скорости газа $W = 20$ м/с
Error determination at gas input speed $W = 20$ m/s

W , м/с	α_{p2} , Вт/(м ² ·°С)	α_2 , Вт/(м ² ·°С)	Погрешность	Q , Вт	y^+ (max)	Количество ячеек	Ортогональность	Skewness
20	115,248	122,2	5,69	11,57	55,77	3744	0,65	0,015 (0,35)
		147,03	21,62	13,92	16,71	27516	0,4	0,007(0,409)
		119,05	3,19	11,27	2,61	153000	0,51	0,012
		115,3	0,02	10,91	4,25	263072	0,47	0,011(0,484)
		120,1	4,003	11,36	1,96	309835	0,54	0,012 (0,45)
		125,1	7,84	11,84	1,42	609744	0,38	0,0107(0,517)
		132,03	12,71	12,50	0,77	850020	0,29	0,01 (0,478)
		116,6	1,15	11,03	4,27	1102521	0,44	0 (0,34)
		120,3	4,24	11,39	0,43	2546817	0,42	0,0145 (0,54)

Таблица 5
Table 5

Определение погрешности при входной скорости газа $W = 30$ м/с
Error determination at gas input speed $W = 30$ m/s

W , м/с	α_{p2} , Вт/(м ² ·°С)	α_2 , Вт/(м ² ·°С)	Погрешность	Q , Вт	y^+ (max)	Количество ячеек	Ортогональность	Skewness
30	146,99	157,84	6,87	14,94	79,53	3744	0,65	0,015 (0,35)
		188,41	21,98	17,83	22,68	27516	0,4	0,007(0,409)
		154,27	4,72	14,6	3,57	153000	0,51	0,012
		153,74	4,39	14,55	5,85	263072	0,47	0,011(0,484)
		156,6	6,13	14,82	2,68	309835	0,54	0,012 (0,45)
		166,38	11,65	15,75	1,95	609744	0,38	0,0107(0,517)
		171,51	14,3	16,23	1,07	850020	0,29	0,01 (0,478)
		154,8	5,04	14,65	5,8	1102521	0,44	0 (0,34)
		157,44	6,64	14,9	0,59	2546817	0,42	0,0145 (0,54)

Проведенные авторами исследования позволили в данной статье провести сравнение интенсивности теплоотдачи при различных числах Рейнольдса (Re) для нагреваемой трубы с оребрением. На рисунке 3 представлено различное оребрение труб. Количество ребер в расчетной области принималось равным 9 шт.

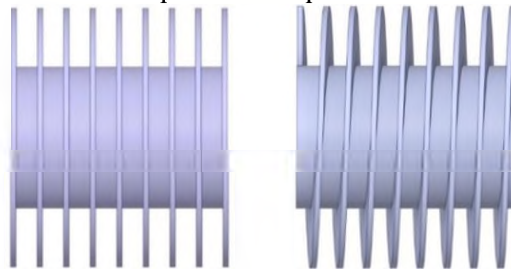


Рис. 3. Различные виды оребрения трубы: 1 – прямые; 2 – спиральные
Fig. 3. Various types of pipe fins: 1 – straight; 2 – spiral

*Источник: составлено автором. *Source: compiled by the author

При численном моделировании принималось, что температура воды составляет 14°C. Остальные параметры принимались и изменялись аналогично вышеизложенному описанию. С учетом полученных результатов исследований была создана расчетная область трубы с оребрением, представленная на рисунке 4.

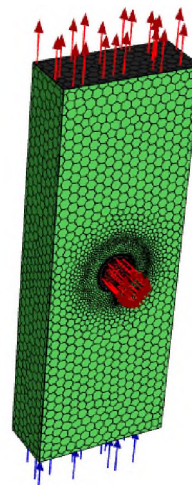


Рис. 4. Расчетная модель трубы с оребрением *Fig. 4. Calculation model of a finned pipe*
 *Источник: составлено автором. *Source: compiled by the author

На графике рис. 5 представлен результат сравнения различных видов оребрения трубы.

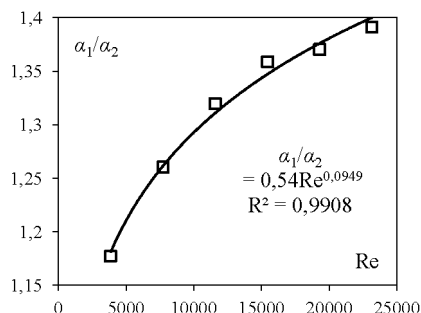


Рис.5. Сравнение интенсивности теплоотдачи *Fig. 5. Comparison of heat transfer intensity α_1/α_2 at different Reynolds numbers (Re)*

*Источник: составлено автором. *Source: compiled by the author

Из рисунка 5 следует, что интегральный коэффициент теплоотдачи от поверхности оребренных труб может быть увеличен до 40% при замене прямых ребер на спиральные. Причем выявлена зависимость:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = 0,54 Re^{0,095} \quad (4)$$

Заключение (Conclusion)

В настоящее время решению задач с внешним обтеканием тел с помощью численного моделирования в программных комплексах уделяется большое внимание, что подтверждается вышеизложенным литературным обзором. При проведении численных исследований подобных задач важно учитывать особенности гидро- и газодинамики, а также процессов теплообмена.

В статье были исследованы существующие модели турбулентности, сравнение которых позволило установить, что наиболее подходящей для решения задачи внешнего обтекания нагреваемой трубы является модель *Spalart-Allmaras*. Исследования влияния характеристик сеточной модели показали, что результаты существенно зависят от качества сетки, а не от количества элементов.

Таким образом, полученные данные позволили провести численное сравнение труб с различным оребрением. Установлено, что трубы со спиральным оребрением дают

увеличение интенсивности теплоотдачи до 40% по сравнению с прямым оребрением.

Литература

1. Taler D. Determining velocity and friction factor for turbulent flow in smooth tubes // *International Journal of Thermal Sciences*. 2016. Vol. 105. pp. 109–122.
2. Taler D. Mathematical modeling and experimental study of heat transfer in a low-duty air-cooled heat exchanger // *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 159. pp. 232–243.
3. Taler D., Taler J. Prediction of heat transfer correlations in a low-loaded plate-fin-and-tube heat exchanger based on flow-thermal tests // *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 148. pp. 641–649.
4. Sadeghianjahromi A., Wang C.C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—A review on different mechanisms // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021. Vol. 137. pp. 110470.
5. Bhuiyan A.A., Islam A.K.M.S. Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol. 101. pp. 38–59.
6. Xie G., Wang Q., Sunden B. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows // *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29. N1. pp. 1–16.
7. González A.M., Vaz Jr M., Zdanski P.S.B. A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers // *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 148. pp. 363–370.
8. Kaminski S., Groß U. Luftseitiger Wärmeübergang und Druckverlust in Lamellenrohr-Wärmeübertragern // *KI. Luft-und Kältetechnik*. 2000. Vol. 36. N1. pp. 13–18.
9. Chang L.M., Wang L.B., Song K.W., et al. Numerical study of the relationship between heat transfer enhancement and absolute vorticity flux along main flow direction in a channel formed by a flat tube bank fin with vortex generators // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. Vol. 52. N7-8. pp. 1794–1801.
10. Du X., Feng L., Li L., et al. Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex generators // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 75. pp. 368–380.
11. Carpio J., Valencia A. Heat transfer enhancement through longitudinal vortex generators in compact heat exchangers with flat tubes // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 120. pp. 105035.
12. Tepe A.Ü. Heat transfer enhancement of fin-tube heat exchangers using punched triangular ramp vortex generator on the fin surface // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 174. pp. 121326.
13. Dhanawade K.H., Sunnapwar V.K., Dhanawade H.S. Optimization of design parameters for lateral circular perforated fin arrays under forced convection // *Heat Transfer—Asian Research*. 2016. Vol. 45. N1. pp. 30–45.
14. Webb R.L. Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers // *Heat Transfer Engineering*. – 1980. Vol. 1. N3. pp. 33–49.
15. Zaidan M.H., Alkumait A.A.R., Ibrahim T.K. Assessment of heat transfer and fluid flow characteristics within finned flat tube // *Case studies in thermal engineering*. 2018. N12. pp. 557–562.
16. Xue Y., Ge Z., Du X., et al. On the heat transfer enhancement of plate fin heat exchanger // *Energies*. 2018. Vol. 11. N6. pp. 1398.
17. Sertkaya A.A., Sarı S. Experimental investigation of heat transfer depending on inclination angle of unfinned, axial finned and radial finned heat exchangers // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 165. pp. 120704.
18. Сухоцкий А.Б., Данильчик Е.С. Конвективная теплоотдача однорядных пучков из труб с накатными алюминиевыми ребрами различной высоты при малых числах Рейнольдса // *Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ*. 2021. Т. 64. №. 4. С. 336–348.
19. Гусаков А. А., Греков М. А., Сероштанов В. В. Аэродинамика и теплообмен на поверхности одиночного кольцевого ребра // *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Физико-математические науки*. 2018. Т. 11. №. 2. С. 151–164.
20. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

Авторы публикации

Бадретдинова Гузель Рамилевна – ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники», Казанский государственный энергетический университет.

Калимуллин Ильдар Рамилевич – к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Энергобезопасность», Казанский (Приволжский) федеральный университет.

Зинуров Вадим Эдуардович – ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники», Казанский государственный энергетический университет.

Дмитриев Андрей Владимирович – д-р. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Теоретические основы теплотехники», Казанский государственный энергетический университет.

References

1. Taler D. Determining velocity and friction factor for turbulent flow in smooth tubes. *International Journal of Thermal Sciences*. 2016;105:109-122. doi <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.02.011>
2. Taler D. Mathematical modeling and experimental study of heat transfer in a low-duty air-cooled heat exchanger. *Energy Conversion and Management*. 2018;159:232-243. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.01.018>
3. Taler D, Taler J. Prediction of heat transfer correlations in a low-loaded plate-fin-and-tube heat exchanger based on flow-thermal tests. *Applied Thermal Engineering*. 2019;148:641-649. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.060>
4. Sadeghianjahromi A, Wang CC. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—A review on different mechanisms. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021;137:110470. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110470>
5. Bhuiyan AA, Islam AKMS. Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016;101:38-59. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.022>
6. Xie G, Wang Q, Sunden B. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows. *Applied Thermal Engineering*. 2009; 29(1):1-16. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.01.014>
7. González AM, Vaz Jr M, Zdanski PSB. A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2019;148:363-370. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068>
8. Kaminski S, Groß U. Luftseitiger Wärmeübergang und Druckverlust in Lamellenrohr-Wärmeübertragern. *KI. Luft-und Kältetechnik*. 2000;36(1):13-18.
9. Chang LM, Wang LB, Song KW, et al. Numerical study of the relationship between heat transfer enhancement and absolute vorticity flux along main flow direction in a channel formed by a flat tube bank fin with vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009;52(7-8):1794-1801. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.09.029>
10. Du X, Feng L, Li L, et al. Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014;75:368-380. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.081>
11. Carpio J, Valencia A. Heat transfer enhancement through longitudinal vortex generators in compact heat exchangers with flat tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2021;120:105035. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105035>
12. Tepe AÜ. Heat transfer enhancement of fin-tube heat exchangers using punched triangular ramp vortex generator on the fin surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021;174: 121326. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121326>
13. Dhanawade KH, Sunnapwar VK, Dhanawade HS. Optimization of design parameters for lateral circular perforated fin arrays under forced convection. *Heat Transfer—Asian Research*. 2016;45(1):30-45. <https://doi.org/10.1002/hjt.21150>
14. Webb R.L. Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*. 1980;1(3):33-49. <https://doi.org/10.1080/01457638008939561>
15. Zaidan MH, Alkumait AAR, Ibrahim TK. Assessment of heat transfer and fluid flow characteristics within finned flat tube. *Case studies in thermal engineering*. 2018;12:557-562.

<https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.07.006>

16. Xue Y, Ge Z, Du X, et al. On the heat transfer enhancement of plate fin heat exchanger. *Energies*. 2018;11(6):1398. <https://doi.org/10.3390/en11061398>

17. Sertkaya AA, Sari S. Experimental investigation of heat transfer depending on inclination angle of unfinned, axial finned and radial finned heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021;165:120704. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120704>

18. Sukhotski AB, Danil'chik ES. Convective Heat Exchange of Single-Row Bundles from Tubes with Rolled Aluminum Fins of Various Height at a Low Values of the Reynolds Number. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 2021;64(4):336-348. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-336-348>

19. Gusakov AA, Grekov MA, Seroshtanov VV. Aerodynamics and heat transfer over the surface of a single circular fin. *St. Petersburg Polytechnical State University Journal. Physics and Mathematics*. 2018;11(2):151-164. doi: 10.18721/JPM.11214

20. Zhukauskas A.A. Konvektivnyi perenos v teploobmennikakh. M.: Nauka, 1982. 472 s.

Authors of the publication

Guzel R. Badretdinova – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Ildar. R. Kalimullin – Kazan Federal University, Kazan, Russia.

Vadim E. Zinurov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Andrey V. Dmitriev – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Шифр научной специальности:

2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Получено **09.03.2023г.**

Отредактировано **23.03.2023г.**

Принято **30.03.2023г.**