

УДК 621.565

Анализ данных об интенсивности теплоотдачи в теплообменниках с пластинчатыми ребрами

Канд. техн. наук С. В. КОШЕЛЕВ¹, канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЮС

Калининградский государственный технический университет,
Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

¹E-mail: kaf_xktk@bgarf.ru

Выполненные из круглых труб и плоских сплошных ребер теплообменники (ТО) предпочтительны для работы в условиях образования инея, влаги или загрязнений на наружной поверхности. Они отличаются многообразием конструктивных и режимных параметров. Для проектирования, подбора и анализа характеристик подобных ТО необходимы достоверные данные об интенсивности теплоотдачи. При подготовке настоящей статьи сделан обзор существующих подходов к определению интенсивности наружной теплоотдачи, собраны доступные экспериментальные данные с указанием условий проведения опытов, рассмотрены часто цитируемые методики расчета показателей интенсивности теплоотдачи, выполнены расчеты чисел Нуссельта по разным методикам при исходных данных, приведенных в источниках с опытными данными. Чтобы объединить больше опытных данных, рассматривались процессы при сухом теплообмене. Из опытных данных по исследованию теплоотдачи при образовании конденсата или слоя инея выбирались лишь процессы с коэффициентом влаговыпадения не выше единицы. В связи с тем, что ни одна методика не показала хорошего совпадения расчетных данных с экспериментальными в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров ТО, выполнен регрессионный анализ опытных данных во всём их диапазоне. Приемлемые показатели точности аппроксимации обеспечивают пять уравнений регрессии с числом влияющих переменных от 3 до 7. Для каждого из них приводятся конкретные выражения и показатели степени. Отмечена необходимость дальнейшего совершенствования методик расчета и накопления опытных данных о теплоотдаче при разнообразных сочетаниях параметров ТО.

Ключевые слова: теплообменники, плоские ребра, наружная теплоотдача, сравнение методик расчета, обобщение опытных данных.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 04.10.2023, одобрена после рецензирования 12.01.2024, принята к печати 05.02.2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-13-20

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Кошелев С. В., Ейдеюс А. И. Анализ данных об интенсивности теплоотдачи в теплообменниках с пластинчатыми ребрами // Вестник Международной академии холода. 2024. № 1. С. 13–20. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-13-20

Heat transfer intensity of heat exchangers with plate fins

Ph. D. S. V. KOSHELEV¹, Ph. D. A. I. EIDEYUS

¹Kaliningrad State Technical University, Baltic State Academy of Fishing Fleet

¹E-mail: kaf_xktk@bgarf.ru

Plain fin-and-tube heat exchangers are preferred for operation in conditions of frost formation, moisture, or contamination on the outer surface. They are distinguished by a variety of design and operating parameters. For the design, selection, and analysis of the characteristics of such heat exchangers, reliable data on the intensity of heat transfer are required. During the preparing of this article, a review of existing approaches to determining the intensity of heat transfer in heat exchangers was made; available experimental data with the conditions for experiments were collected; frequently cited techniques for calculating heat transfer rates were analyzed; Nusselt numbers were calculated using various methods with the initial data given in the sources with the experimental data. In order to incorporate more experimental data, dry heat transfer processes were analyzed. From the experimental data on the study of heat transfer during the formation of condensate or a layer of frost, only processes with a moisture loss coefficient of not more than 1.0 were selected. Due to the fact that none of the techniques showed a good agreement between the calculated and experimental data in a wide range of design and operating parameters of heat exchangers, a regression analysis of the experimental data was performed in their entire range. Acceptable indicators of approximation accuracy are provided by five regression equations with the number of influencing variables from 3 to 7. For each of them, which has the form of a product of dimensionless quantities with their rate, specific expressions and exponents are given. The need for further improvement of methods for calculating and accumulating experimental data on heat transfer for various combinations of heat exchanger parameters is shown.

Keywords: heat exchangers, plain fins, external heat transfer, comparison of calculation methods, generalization of experimental data.

Article info:

Received 04/10/2023, approved after reviewing 12/01/2024, accepted 05/02/2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-13-20

Article in Russian

For citation:Koshelev S. V., Eideyus A. I. Heat transfer intensity of heat exchangers with plate fins. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No 1. p. 13–20. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-13-20**Введение**

Направленное на интенсификацию теплопередачи и снижение падения давления совершенствование поверхностных теплообменников (ТО) способствует экономии энергии, а также уменьшению их массогабаритных показателей и стоимости изготовления. Пластинчато-трубчатые ТО со сплошными плоскими ребрами различаются значениями наружного диаметра труб d_t , поперечного S_t и продольного S_l их шага в пучке, шага S_p и толщины δ_p ребер, числа рядов труб вдоль и поперек потока воздуха. Выбор рационального сочетания перечисленных параметров, а также типа расположения труб в пучке приходится делать при проектировании новых, подборе выпускаемых и анализе работы подобранных ТО в разных условиях эксплуатации. Публикации по оптимизации параметров ТО предполагают использование данных о теплоотдаче.

Для воздухоохладителей (ВО), работающих при отрицательных температурах, лучше подходят плоские сплошные ребра с повышенным шагом [1]. Образование инея на наружной их поверхности в меньшей степени ухудшает термодинамические характеристики по сравнению с ВО, имеющими иные ребра.

Исследованию наружной теплоотдачи ТО посвящено значительное количество работ. В них можно найти как экспериментальные данные, так и методики расчета показателей интенсивности теплоотдачи. Нередко приводится и анализ влияния отдельных факторов на интенсивность теплоотдачи. К сожалению, эти работы не систематизированы, опубликованы в разных источниках, а доступ к некоторым из них ограничен. До настоящего времени нет четких рекомендаций по выбору зависимости или методики для расчета коэффициента теплоотдачи (КТО) на наружной поверхности ВО даже при отсутствии массообмена на стороне воздуха. Значительно меньше исследований по теплоотдаче и падению давления при образовании инея на поверхности ВО. В практических расчетах КТО находят по зависимостям конвективной теплоотдачи с учетом изменения скорости воздуха в живом сечении ВО по мере роста толщины слоя инея [2, 3]. Поэтому надежные данные о сухой теплоотдаче необходимы при любых расчетах ВО.

Как опытные, так и расчетные данные об интенсивности теплоотдачи, полученные на основе выполненных разными авторами исследований, приводятся для сравнительно узкого диапазона изменения конструктивных и режимных параметров ТО. Краткие сведения о них со ссылками на источники приводятся ниже. Цель настоящей работы сводилась к выявлению зависимостей, подходящих для расчета числа Нуссельта (Nu) в достаточно широком диапазоне исходных данных.

Для достижения поставленной цели решались задачи:

- сбор экспериментальных данных об интенсивности теплоотдачи и условиях проведения опытов;
- составление компьютерной программы и расчет показателей интенсивности теплоотдачи (J , Nu , α_b) по 26 методикам при условиях проведения всех опытов;
- сравнительная оценка методик расчета и отсев методик, по которым расчетные Nu_i и опытные $Nu_{i, \text{оп}}$ значения числа Нуссельта существенно различаются;
- получение уравнений регрессии, которые сравнительно хорошо подходят для обобщения всех опытных данных.

Способы получения и представления опытных данных о теплоотдаче

Данные об интенсивности теплоотдачи получают на основе специально поставленных экспериментов. Экспериментальные установки (ЭУ) создаются для испытания ТО определенных размеров. Они оснащаются вентилятором с управляемым приводом для создания и поддержания во время эксперимента выбранной скорости воздуха в лобовом сечении w_d . Важно стабилизировать температуру кипения t_0 или температуру хладоносителя на входе ВО t_{s1} , при постоянном его расходе во время каждого эксперимента. В состав ЭУ входят управляемые нагреватели, охладители и увлажнители. Создание ЭУ и проведение опытов связаны с большими затратами средств и времени.

По итогам определенной серии опытов строят графики и получают эмпирические зависимости показателей интенсивности теплоотдачи от основных влияющих величин. При обобщении опытных данных коэффициент наружной теплоотдачи α_b Вт/(м²·К) обычно включают в состав безразмерных величин [4]: число Нуссельта $Nu = \alpha_b d_t / \lambda_b$, число Стэнтона $St = \alpha_b / (w_{ж} \rho \cdot c_p)$, фактор Колберна (Colburn) $J = St \cdot Pr^{2/3} = Nu / (Re \cdot Pr^{1/3})$. Из предыдущего вытекает равенство:

$$\alpha_b = Nu \cdot \lambda_b / d_t = J \cdot w_{ж} \rho \cdot c_p / Pr^{2/3}, \quad (1)$$

где λ_b , ρ , c_p — коэффициент теплопроводности, плотность и удельная теплоемкость воздуха, соответственно; $w_{ж}$ — скорость в живом сечении; Pr — число Прандтля.

В отечественной литературе [5, 6] принято находить зависимость числа Nu от числа Re и других факторов. При этом, в качестве характерного линейного размера принимается эквивалентный диаметр d_s :

$$d_s = [2(S_t - d_t)(S_p - \delta_p)] / (S_t - d_t + S_p - \delta_p). \quad (2)$$

Зарубежные специалисты данные о теплоотдаче ТО чаще всего представляют в виде зависимости фактора Колберна J от числа Рейнольдса Re_d или Re_b , линейным размером в которых служит диаметр труб d_t или гидравлический диаметр ребристого теплообменника

$d_h = 4L \cdot F_{ж} / F_n$, где $F_{ж}$ — площадь живого сечения; F_n — площадь наружной поверхности. В ряде случаев используется число Re_l , определяемое по продольному шагу труб S_l . Формулы (корреляции) для определения фактора J , применительно к аппаратам с круглыми трубами и плоскими ребрами, удалось найти в работах [7]–[22]. Итоговые данные о теплоотдаче получаются на основе соответствующих экспериментов, охватывающих ограниченный диапазон изменения конструктивных и режимных параметров ТО. Далеко не всегда их результаты можно применить к условиям расчета конкретного ВО. Применение же не вполне подходящих методик зачастую приводит к грубым ошибкам.

Упомянутые выше источники с экспериментально полученными значениями J , и/или Nu , охватывают ТО с разными параметрами. Все исследователи отмечают решающее влияние скорости воздуха $w_{ж}$ на интенсивность теплоотдачи, и представляют результаты в зависимости от числа Рейнольдса Re и других параметров. К сожалению, авторы отдельных публикаций не уточняют, какая именно величина служит характерным размером в числе Re . Некоторые авторы учитывают внешнюю степень оребрения $\beta = F_{ж} / F_T$, где F_T — площадь труб без ребер.

В результате поиска удалось найти значения фактора J и/или числа Nu с указанием конструктивных и режимных параметров ТО в 20 источниках, опубликованных в период с 1967 по 2015 гг. Эти источники содержат также краткую информацию об ЭУ, методике проведения опытов и обработки результатов измерения. К конструктивным параметрам ТО, наряду с показателями труб и ребер относятся: B — ширина (по длине прямых труб),

H — высота (поперек потока газа), L — длина по ходу газа (длина пластин), N_r — число рядов труб, n_r — общее число труб. В последние годы чаще используется шахматное расположение труб, при котором достигаются более высокие КТО.

Режим работы ТО определяют параметры: объемный V_v или массовый G_v расход нагреваемого или охлаждаемого воздуха; скорость воздуха в лобовом w_l или живом $w_{ж}$ сечении; температура t_v и давление P_v воздуха, от которых зависят теплофизические его показатели; относительная влажность ϕ_v или влагосодержание d_v , влияющие на энтальпию i_v , температуру точки росы t_p и возможность конденсации влаги на теплопередающей поверхности. В большинстве опытов исследовался нагрев воздуха или его охлаждение при низкой влажности. Тем не менее, статьи [11, 16, 23–25] посвящены исследованию теплоотдачи в условиях выпадения влаги на поверхности ТО.

Основные данные о конструктивных и режимных параметрах испытанных разными авторами ТО приводятся в табл. 1. Из нее видно, что в большинстве опытов рассматриваются ТО с трубами одного диаметра d_T , который составляет от 7,52 до 38 мм. Длина пластин L при отсутствии четких данных в первоисточниках определялась как $S_l N_r$. Шаг ребер S_p на всех трубах большинства ТО составил 1,21–15 мм. В статье [10] рассматривается ТО с неодинаковым числом ребер на трубах первого по ходу воздуха и последующих рядов. О большом разнообразии испытанных ТО свидетельствует внешняя степень оребрения β , которая составила от 2,51 до 22,97.

При описании опытных данных авторы редко указывают скорости воздуха w_l и/или $w_{ж}$. Их приходится находить с использованием графиков изменения факто-

Таблица 1

Параметры оребрения и диапазон режимных параметров ТО

Table 1

Finning parameters and the range of mode parameters for heat exchangers

Источ-ник	d_T , мм	L , мм	S_l , мм	S_p , мм	N_r , мм	Re_d	N_r	w_l , м/с	$w_{ж}$, м/с
4	10,21–17,17	44–89	25,4–38,1	22–44,5	3,18–3,28	2	1684–24739	1,322–11,699	2,62–21,83
8	9,92	88–138,7	25,4–40	22–34,67	2,2–4,2	4	1238–22440	0,076–3,365	0,189–5,9
26	10,55	64,95	25	21,65	2–3,2	3	623–15929	0,472–11,932	0,844–22,62
11	10,23	88	25,4	22	2,03–3,0	4	4020–5270	3,468–4,397	5,964–7,818
12	7,52	25,4–33,4	20,4–21	12,7–16,7	1,22–1,71	2	226–6802	0,248–7,104	0,455–13,73
13	7,59	25,4–38,1	21	12,7	1 104	2–3	270–7329	0,309–8,383	0,534–14,66
27	10,3	19,05–76,2	25,4	19,05	1,4–2,82	1–4	706–3780	0,564–3,0	1,04–5,569
17	7,9	50	19	25	6,15	2	260–528	0,285–0,578	0,5–1,014
7	9,525	39,1–78,2	25,4	19 558	1,21–2,117	2–4	1442–3525	1,327–3,251	2,264–5,534
18	12,7	64,95	31,8	27,5	1,75	4	2000–30315	1,372–20,8	2,502–37,92
15	8	27–216	26	27	7,5–15	1–8	450–900	0,522–1,044	0,764–1,528
23	10,23	44–132	25,4	22	3–3,2	2–6	572–5259	0,527–4,677	0,888–8,167
10	7,9	88–220	23	22	7,98–21,98	4–10	324–1108	0,362–1,244	0,558–1,905
19	18	68–238	42	34	3	2–7	2000–6000	0,899–2,698	1,686–5,059
24	16,68	66–264	38,1	33	3,13–3,17	2–8	1960–7810	1,009–4,019	1,866–7,434
28	25,4	300	60	50	2,82	6	3047	0,943	1 906
20	18,6	408	42	34	3,1	12	6062–12292	2,489–5,047	4,946–10,03
22	38	600	85	75	6,67	8	2000–12000	0,393–2,358	0,836–5,017
29	12,5	135	30	26	5,4	5	4800–7511	2,804–4,378	5,192–8,106
3	15	350	50	50	10	7	2931–4474	1,641–2,351	2,468–3,533

ра J или числа Nu в зависимости от числа Re_d или Re_h . Для единообразия в подготовленной программе расчета на первое место поставлено число Re_d . Если известно число Re_h , то $Re_d = Re_h d_r / d_h$. Отношение скоростей $w_{ж} / w_{л} = F_{л} / F_{ж}$. К сожалению, параметры для определения теплофизических свойств воздуха приводятся далеко не всегда.

Методики расчета интенсивности теплоотдачи

Конкретные формулы (корреляции) для расчета фактора Колберна J или числа Нуссельта Nu , предложенные разными авторами и полученные путем обобщения конкретного массива экспериментальных данных, обычно различаются перечнем учитываемых величин и диапазоном их изменения, видом формулы и значениями параметров уравнения. Методикам мы присвоили порядковые номера, указывая фамилию автора (или первого из нескольких), год публикации и номер источника, из которого взята методика. Для краткости приведем сжатое описание лишь 12 методик расчета, по которым отношения средних значений числа $Nu_{ср}$ к среднему значению $Nu_{э,ср}$, полученных по опытным данным рассматриваемого массива, не выходят за пределы 0,79–1,1.

M1. Rich (1973) в своей работе провел испытания четырехрядного ТО с шахматным расположением труб при разных значениях шага ребер $S_p = 1,27–8,47$ мм в условиях сухого теплообмена [7]. Остальные размеры: $d_r = 13,3$ мм, $S_t = 31,75$ мм, $S_l = 27,45$ мм. Получена следующая формула для J -фактора:

$$J = 0,195 \cdot Re_l^{-0,35}. \quad (3)$$

Здесь характерным размером в числе Re_l является продольный шаг S_l .

M2. Gray и Webb (1986) [12] представили корреляцию J -фактора на основе результатов испытания 16-ти четырехрядных ТО при сухом теплообмене:

$$J = 0,14 Re_d^{-0,328} (S_l / S_t)^{-0,502} (S_p / d_r)^{0,312}. \quad (4)$$

Диапазон варьируемых переменных: $d_r = 9,9–19,8$ мм, $S_t = 20,3–50,8$ мм, $S_l = 17,5–46,0$ мм, $S_p = 1,1–8,47$ мм.

M3. Kaunasayan (1994) исследовал теплоотдачу в десяти четырехрядных ТО [8]. Диапазон параметров: $d_r = 9,52–16,3$ мм, $S_t = 25,4–40$ мм, $S_l = 22–34,67$ мм, $S_p = 2,203–4,202$ мм, $\beta = 11,28–23,53$ мм, число $Re_d = 100–30000$. Исследовался сухой теплообмен при нагреве горячей водой воздуха с начальной температуры 7–19,3 °С. Корреляция представлена в виде:

$$J = 0,15 Re_h^{-0,28} \beta^{-0,362}. \quad (5)$$

M4. Wang C. и др. (1996), [9] испытали 15 образцов ТО с параметрами: $d_r = 10,23$ мм, $S_t = 25,4$ мм, $S_l = 22$ мм, $S_p = 1,77–3,21$ мм, $\delta_p = 0,13–0,2$ мм, $N_r = 2–6$. Путем множественной регрессии получена формула:

$$J = 0,394 Re_d^{-0,392} (\delta_p / S_l)^{-0,0449} \cdot (S_p / d_r)^{-0,212} N_r^{-0,0897}. \quad (6)$$

M6. Wang C. и др. (1997), [11] испытали девять ВО при конденсации влаги на всей наружной поверхности. Конструктивные данные: $d_r = 10,23$ мм, $S_t = 25,4$ мм, $S_l = 22$ мм, $\delta_p = 0,13$ мм, $S_p = 1,82–3,2$ мм, $N_r = 2–6$. В трубы подавалась вода с температурой $t_{w1} = 7$ °С при скоро-

сти $w_w = 1,5–1,7$ м/с. Рабочие параметры на стороне воздуха: $t_{b1} = 27$ °С; $\phi = 0,5–0,9$; $w_{л} = 0,3–4,5$ м/с; $Re_d = 300–5500$. Получены корреляции факторов теплоотдачи в четырехрядном ВО J_4 и ВО с другими числами рядов J_N

$$J_4 = 0,29773 Re_d^{-0,364} \beta^{-0,168}; \quad (7)$$

$$J_N = 0,4 Re_d^{(-0,468+0,04076 N_r)} \beta^{0,159} N_r^{-1,261}. \quad (8)$$

M8. Kim N. и др. (1999), [13] обобщили опубликованные в девяти источниках по теплоотдаче в 47-и ТО с шахматным расположением труб. Исходные данные охватывают диапазон $d_r = 7,3–19,3$ мм, $S_t = 21–50,8$ мм, $S_l = 12,7–44,4$ мм, $\delta_p = 0,11–0,406$ мм, $S_p = 0,99–8,5$ мм, $N_r = 1–8$. Получена корреляция фактора J_3 для ТО с числом рядов труб $N_r \geq 3$:

$$J_3 = 0,163 Re_d^{-0,369} (S_l / S_t)^{0,106} (S_p / d_r)^{0,0138} (S_t / d_r)^{0,13}. \quad (9)$$

При числе рядов N_r , равном 1 или 2, используется формула:

$$J_{1,2} = J_3 \cdot 1,043 [Re_d^{-0,14} (S_l / S_t)^{-0,564} (S_p / d_r)^{-0,123} (S_t / d_r)^{1,17}]^{(3-N_r)}. \quad (10)$$

Формула (9) справедлива при $Re_d = 505–24707$, а формула (10) — при $Re_d = 591–14430$.

M10. Wang C. и др. (2000), [16] провели дополнительные испытания ВО в условиях конденсации влаги. Обобщены результаты испытаний 31-го ВО с размерами $d_r = 7,53–10,34$ мм, $S_t = 21–25,4$ мм, $S_l = 12,4–22$ мм, $\delta_p = 0,15–0,13$ мм, $S_p = 1,19–3,2$ мм, $N_r = 1–6$. Корреляция J -фактора для чисел $Re_d = 300–5000$ представлена в виде:

$$J = 19,36 Re_d^{a_1} N_r^{-1,291} (S_p / d_r)^{1,352} (S_l / S_t)^{0,6795} \quad (11)$$

где $a_1 = 0,3745–1,554 (S_p / d_r)^{0,24} (S_l / S_t)^{0,12} N_r^{-1,9}$.

M14. Xie G. и др. (2009), [19]. Ориентируясь на промышленные ТО больших размеров, авторы составили 3D-модель ТО с шахматным пучком труб. Численный анализ позволил им проследить влияние конструктивных параметров на теплоотдачу при сухом теплообмене. Путем регрессионного анализа результатов моделирования они получили корреляцию:

$$Nu = 1,556 Re_d^{0,3414} (N_r S_p / d_r)^{-0,165} (S_l / S_t)^{0,0558} \quad (12)$$

Диапазон ее применения: $w_{л} = 0,67–4$ м/с, $Re_d = 1000–6000$, $d_r = 16–20$ мм, $S_p = 2–4$ мм, $S_t = 38–46$ мм, $S_l = 32–36$ мм.

M16. Wang L. и др. (2013) в работе [20] обобщили результаты испытаний пяти ТО с параметрами: $d_r = 7,9$ мм, $S_t = 42$ мм, $S_l = 34$ мм, $\delta_p = 0,3$ мм, $S_p = 3,1$ мм, шахматный пучок. При $N_r = 12$ и $Re_d = 4000–10000$ предложена корреляция:

$$Nu = 0,08 Re_d^{-0,71}. \quad (13)$$

MМ. Shmidt Th. (1963), [22]:

$$Nu = 0,45 Re_l^{0,625} Pr^{1/3} (F_{л} / F_{г})^{-0,375}. \quad (14)$$

В число Re_l входит характерная длина $l = d_r F_{л} / F_{г}$.

HE. Stasiulevicius (1988) и HEDH (1987), [22]:

$$Nu = C \cdot Re_d^{c_1} \cdot Pr^{1/3} (S_l / S_t)^{0,2} (u / d_r)^{0,18} (h / d_r)^{-0,14} \quad (15)$$

где $u = S_p - \delta_p$; $C = 0,19$, $C_1 = 0,65$ при $Re = 100 - 20000$; $C = 0,05$, $C_1 = 0,80$ при $Re = 20000 - 200000$.

WA. WDI Waermeatlas (1994), [22]:

$$Nu = C \cdot Re_d^{0,6} Pr^{1/3} \beta^{-0,15} \quad (16)$$

где $C = 0,33$ при $N_r = 2$; $C = 0,36$ при $N_r = 3$; $C = 0,38$ при $N_r > 3$.

По остальным методикам дадим лишь ссылки на источники. VA. Vampola J. 1966, [22]; Гоголин А. А. 1969, [5]; MI. Mircovic, 1974, [22]; Иоффе Д. М. 1976, [30]; EG. ESCOA, 1979, [22]; FD. FDBR, 1980, [22]; M5. Karartas и др. 1996, [10]; M7. Wang C. и Chang, 1998, [12]; M9. Wang C. и др. 2000, [14]; M11. Lee T. и др. 2002, [17]; M12. Mc Quiston и др. 2005 [18]; M13. Kim Y. и Kim Y. 2005, [15]; M15. Barbosa J. и др. 2009, [10]; M17. Naji Z. и Ibrahim, 2015, [21].

В книге F. Frass (2015) [22], применительно к промышленным ТО с круглыми трубами и шахматным их расположением, приводится ряд методик, хотя подробные данные о диапазоне их применения указаны не всегда. Нами выбраны лишь методики, которые подходят для ТО со сплошными плоскими ребрами. Автор книги [22] произвел оценку влияния отдельных параметров ТО на изменение чисел Nu , полученных по разным методикам, применительно к опорному варианту с исходными данными: $d_r = 38$ мм, $S_i = 85$ мм, $S_t = 75$ мм, $S_p = 6,67$ мм, $\delta_p = 1$ мм.

Расчет чисел Нуссельта по разным методикам

Расчет показателей интенсивности теплоотдачи по собранным методикам проводился с использованием конструктивных и режимных параметров ТО, приведенных в источниках с описанием экспериментальных данных. Это сделано с целью определения степени пригодности применения методик в широком диапазоне исходных данных, а также для удобства последующего обобщения результатов испытаний, полученных разными исследователями. Для снижения трудоемкости расчетов составлена компьютерная программа на основе MS Excel и Макроса с использованием MS Visual Basic.

Расчетные значения чисел Nu , приводятся в отдельных столбцах 355 строк электронной таблицы (ЭТ). При одинаковых исходных данных в каждой строке можно ожидать приблизительно равные значения чисел Nu , и $Nu_{3,i}$. В действительности они расходятся довольно существенно. Даже средние по каждому столбцу значения чисел Nu_{cp} составляют от 9,71 до 313,6. Вполне логично исключить из дальнейшего рассмотрения методики, по которым получаются явно заниженные или чрезмерно завышенные значения Nu_{cp} . Для дальнейшего рассмотрения отобраны лишь описанные выше методики. Можно полагать, что лишь они в какой-то мере подходят для всего широкого диапазона исходных данных. Это вовсе не говорит о недостатках других методик. Каждая из них подготовлена по исходным данным своего диапазона.

Для сравнительной оценки методик расчёта целесообразно использовать также текущие отношения $Nu_i/Nu_{3,i}$, которые при каждом сочетании исходных данных должны стремиться к единице. Графики изменения рассматриваемых отношений указывают на значительный раз-

брос их значений, который во многом зависит от конкретной методики расчета. По графикам определялся размах рассматриваемых отношений в виде разности наибольшего и наименьшего значений. Основные показатели статистической оценки расчетных значений числа Nu приводятся в табл. 2. Верхняя ее часть включает лишь методики, по которым средние значения текущих отношений $(Nu_i/Nu_{3,i})_{cp}$ входят в диапазон 0,9–1,1. В строке M10&WA приводятся данные, полученные нами путём осреднения результатов расчета по методикам M10 и WA. Нижняя часть таблицы обсуждается далее. Последняя ее строка содержит оценки опытных значений $Nu_{3,i}$, которые имеют СКО выше, чем по всем приведенным методикам.

Как видим, отношения $Nu_{cp}/Nu_{3,i}$ попадают в диапазон 0,9–1,1 лишь по методикам M8, M10, WA и M10&WA. Отметим, что средние значения чисел Nu_{cp} , полностью зависят от сочетания исходных данных. Они не относятся к целевым показателям. Наиболее близкие к единице значения $(Nu_i/Nu_{3,i})_{cp}$ получаются по методикам M10, M14, WA и M10&WA. По гистограммам распределения отношений $Nu_i/Nu_{3,i}$ в табл. 2 показано, сколько точек из 355 входит в сравнительно узкие интервалы. Наибольшее их число входит по M10&WA. Последние четыре методики можно считать более подходящими.

Неполное совпадение результатов расчета с опытными данными может быть обусловлено как недостатками методики расчета, так и несогласованностью опытных данных, полученных разными авторами на разных ЭУ при испытаниях ТО с несовпадающими параметрами. Из сказанного следует необходимость дальнейшего усовершенствования методик расчета, а также уточнения и накопления опытных данных об интенсивности теплоотдачи в ТО.

Регрессионный анализ опытных данных о теплоотдаче

Как видим, ни одна методика не обеспечивает хорошего совпадения расчетных и опытных данных о теплоотдаче в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров ТО. Компьютерные программы позволяют найти искомые параметры уравнения регрессии и получить некоторые оценки, характеризующие степень совпадения результатов расчета с известными данными. Вид уравнения регрессии, однако, должен выбрать пользователь программы.

В нашем случае выбрана степенная функция. Параметры уравнения определялись с использованием функции ЛИНЕЙН, встроенной в MS Excel. К известным величинам относились разные сочетания конструктивных и режимных параметров ТО. Число представленных в безразмерном виде входных величин составляло от 3 до 7. Искомой величиной во всех вариантах оставалось число Nu_i . По каждому варианту наряду с показателями степени уравнения регрессии получены значения коэффициента детерминации $R^2 = r^2$, стандартной ошибки искомой величины se_y и ряд параметров регрессионной статистики. Для дальнейшего рассмотрения отобрано пять уравнений, которые для обрабатываемого массива при разном числе переменных обеспечивают $r^2 > 0,854$ и $se_y < 0,115$.

Таблица 2

Оценка значений Nu, полученных по 8 методикам и 5 уравнениям

Table 2

The values of Nu obtained by eight techniques and five equations

	Абсолютные значения			Относительные значения			Число точек в интервалах		
	Nu _{ср}	СКО	Nu _{ср} /Nu _{3, ср}	(Nu _i /Nu _{3, i}) _{ср}	СКО	размах	0,9–1,1	0,8–1,2	0,7–1,3
Методики									
M4	25,741	18,377	0,858	0,914	0,32	1,513	87	131	203
M8	27,263	13,554	0,909	1,095	0,419	1,944	125	169	210
M10	28,773	19,990	0,959	0,984	0,300	1,867	134	200	262
M14	24,235	10,239	0,808	0,963	0,289	1,675	135	199	246
MM	23,626	14,327	0,787	0,904	0,337	1,81	100	155	201
HE	25,806	16,658	0,860	0,945	0,303	1,777	133	187	242
WA	28,605	17,568	0,953	1,060	0,327	2,017	112	186	246
M10&WA	28,688	18,450	0,956	1,022	0,27	1,86	153	223	279
Уравнения									
17	28,833	17,052	0,961	1,0282	0,2375	1,608	164	261	306
18	28,811	17,183	0,960	1,0314	0,2472	1,624	157	245	312
19	28,755	16,845	0,958	1,0319	0,2504	1,71	164	239	303
20	28,690	16,609	0,956	1,0328	0,2524	1,845	172	245	293
21	28,699	16,682	0,956	1,0330	0,2525	1,735	167	246	293
Опыты	30,006	21,164	—	—	—	—	—	—	—

$$Nu = 10^{a_0} Re_d^{a_1} (L/d_h)^{a_2} (S_t/S_l)^{a_3} \times (S_p/d_h)^{a_4} (h'/d_T)^{a_5} (F_H/F_T)^{a_6} N_r^{a_7}; \tag{17}$$

$$Nu = 10^{a_0} Re_d^{a_1} (S_t/S_l)^{a_2} (L/d_3)^{a_3} \times (F_H/F_T)^{a_4} N_r^{a_5} (S_p/d_3)^{a_6}; \tag{18}$$

$$Nu = 10^{a_0} Re_d^{a_1} (S_t/S_l)^{a_2} \times (L/d_3)^{a_3} (F_H/F_T)^{a_4} N_r^{a_5}; \tag{19}$$

$$Nu = 10^{a_0} Re_d^{a_1} (S_t/S_l)^{a_2} N_r^{a_3} (S_p/d_T)^{a_4}; \tag{20}$$

$$Nu = 10^{a_0} Re_d^{a_1} (S_t/S_l)^{a_2} (N_r S_p/d_T)^{a_3}. \tag{21}$$

Коэффициенты (показатели степени) для выбранных уравнений приведены в табл. 3. Характерно, что показатель степени для числа Re_d по всем уравнениям примерно одинаков: a₁ = 0,5042–0,5215. С использованием полученных для каждого уравнения показателей степени при выбранных сочетаниях входных величин проводился расчет значений числа Nu для массива из 355 строк.

Основные данные о степени совпадения результатов расчета по пяти уравнениям с опытными данными приводятся в нижней части табл. 2. Из нее видно, что средние значения числа Nu по всем уравнениям несколько

меньше Nu_{3, ср} = 30,0055, а отношение Nu_{ср}/Nu_{3, ср} = 0,956–0,961, т. е. отклонения не превышают 5 %. Средние значения отношений (Nu_i/Nu_{3, i})_{ср} немного больше единицы по всем 5 уравнениям. По сравнению с показателями осредненной методики M10&WA, уравнения регрессии дают меньший размах предельных значений отношения Nu_i/Nu_{3, i}, а число точек, входящих в три интервала, заметно больше. Учитывающее наибольшее число влияющих факторов уравнение (17) обеспечивает более близкие к 1,0 отношения Nu_{ср}/Nu_{3, ср} и (Nu_i/Nu_{3, i})_{ср}, меньший размах, но лишь в интервал 0,8–1,2 по нему попадает наибольшее число точек. В интервалы 0,9–1,1 и 0,7–1,3 попадает наибольшее число точек по уравнениям (20) и (18), соответственно. Отдать предпочтение одному из уравнений регрессии затруднительно. Зато можно заключить, что по полученным уравнениям регрессии достигается более высокая степень совпадения результатов расчета с опытными данными, чем по доступным методикам расчета.

Заметим, что уравнения (17)–(21) со своими коэффициентами получены по исходным данным, диапазон которых приведен в табл. 1. При расчетах следует согласовать между собой размерные величины. Числа Re_d

Таблица 3

Коэффициенты уравнений регрессии

Table 3

Coefficients of regression equations

№	a ₀	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅	a ₆	a ₇
17	-1,83907	0,504225	-4,263941	-2,393626	3,70924	-4,1400	4,8646	4,1331
18	-0,39411	0,518411	0,4732376	0,457488	-0,17504	-0,55087	0,4269	—
19	-0,30066	0,512101	0,4820476	0,510815	-0,34908	-0,60812	—	—
20	-0,37643	0,512155	0,2957825	-0,100978	-0,14067	—	—	—
21	-0,3894	0,521481	0,3305680	-0,122413	—	—	—	—

можно задавать и произвольно, но надо учитывать их зависимость от конструктивных и режимных параметров ТО. Сказанное означает, что практическому использованию формул (17)–(21) должно предшествовать тщательное определение основных параметров ТО. Трудоемкость инженерного расчета чисел Nu зависит от вида уравнения регрессии и количества рассматриваемых вариантов.

Заключение

Суть настоящей работы сводилась к сбору, анализу и обобщению экспериментальных и расчетных данных о теплоотдаче на стороне воздуха в пластинчато-трубчатых ТО. Исходные данные получены из источников, опубликованных в зарубежных и отечественных изданиях. Опытные данные о значениях фактора Колберна J_3 , числа Нуссельта Nu или коэффициента теплоотдачи α , собраны из 20 источников, содержащих достаточно полную информацию о методике и условиях определения любого из упомянутых показателей.

Рассмотрено 26 методик расчета показателей интенсивности теплоотдачи J , Nu , α . Расчет числа Nu проводился по всем методикам во всем широком диапазоне исходных данных. Отношения средних значений $Nu_{cp}/Nu_{3, cp}$ оказались в пределах 0,79–1,1 лишь по 12 методикам. Средние значения отношений $(Nu_i/Nu_{3, i})_{cp}$ попали в диапазон 0,9–1,1 по 8 методикам. С учетом приведенных в табл. 2 показателей, более подходящими для широкого диапазона исходных данных можно признать методики M10, M14, WA и M10&WA.

Для улучшения степени совпадения чисел Nu и Nu_3 выполнен регрессионный анализ опытных данных. В качестве уравнений регрессии выбраны степенные зависимости, содержащие от трех до семи безразмерных переменных. К лучшим отнесены уравнения с коэффициентом детерминации $r^2 > 0,854$ и стандартной ошибкой $se_y < 0,115$. Искомые коэффициенты пяти уравнений регрессии приводятся в табл. 3. О степени совпадения результатов расчета по уравнениям регрессии с опытными данными можно судить по таблице 2. Уравнения (17)–(21) подходят для расчета чисел Nu в ТО с конструктивными и режимными параметрами, не выходящими за пределы, указанные в табл. 1.

Приходится констатировать, что для повышения точности расчетов требуются дополнительные усилия, направленные на совершенствование методик расчета и накопление экспериментальных данных об интенсивности теплоотдачи при более разнообразных сочетаниях конструктивных и режимных параметров ТО. Отсутствие достоверных данных о теплоотдаче сдерживает моделирование процессов образования инея и оптимизацию режимов работы ВО.

Литература/References

- Huang J.-M., et al. The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types. *Applied Thermal Engineering*. 2008. No 28 P. 728–737.
- Aljuwayhel N. F. Numerical and Experimental Study of the Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Industrial Evaporator Coils. University of Wisconsin-Madison. 288 p. 2006.
- Королев И. А. Исследование камерного воздухоохлаждителя с учетом динамики образования инея на теплообменной поверхности аппарата. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. Москва. 2020. 233 с. [Korolev I. A. Investigation of a chamber air cooler taking into account the dynamics of frost formation on the heat exchange surface of the apparatus. Dissertation for the degree of Ph. D. in Technology. Moscow 2020. 233 p. (in Russian)]
- Kays W. M., London A. L. Compact Heat Exchangers. 2nd ed. McGraw-Hill. San Francisco, 1964. 216 p.
- Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин. Под ред. А. А. Гоголина. М.: Легкая и пищевая пром-ть. 1982. 224 с. [Intensification of heat transfer in the evaporators of refrigeration machines. Ed. A. A. Gogolin. Moscow, Light and food industry. 1982. (in Russian)]
- Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова и др. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с. [Heat exchangers of refrigeration units / G. N. Danilova and others. L.: Mashinostroenie, 1986. 303 p. (in Russian)]
- Taylor C. Measurement of finned-tube heat exchanger performance. A thesis presented to the academic faculty. Georgia Institute of Technology December 2004. 124 p.
- Kayansayan N. Heat transfer characterization of plate fin-tube heat exchangers. *Rev. Int. Froid*. 1994. Vol. 17. No. 1. P. 49–57.
- Wang C.-C. et al. Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. *Int. J. Refrig*. 1996. Vol. 19, No. 4, P. 223–230.
- J. R. Barbosa et al. A study of the air-side heat transfer and pressure drop characteristics of tube-fin 'no-frost' evaporators. *Applied Energy*. 2009. № 86. P. 1484–1491.
- Wang C.-C. et al. Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *Journal of Heat Transfer*. 1997. Vol. 11. P. 109–117.
- Wang C.-C., Chang C.-T. Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1998. No 41. P. 3109–3120.
- Kim N. H. et al. Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements. *Journal of Heat Transfer*. 1999. Vol. 121. P. 662–667.
- Wang C.-C. et al. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2000. № 43 P. 2693–2700.
- Kim Y., Kim Y. Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *Int. J. Refrigeration*. 2005. no 28. P. 851–858.
- Wang C.-C. et al. An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2000. № 43. P. 1869–1872.
- Lee T. H., Lee J. S., et al. Comparison of air-side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2002. P. 611.
- McQuiston, Faye C. Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design / Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker, Jeffrey D. Spitler. 6th ed. 623 p.
- Xie G. et al. 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. No 29. P. 1–16.
- Wang L. B., Zeng M. et al. Air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with various fin

- types. *WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering*. 2013. Vol. 63. P. 1755–8336.
21. Naji Z. H., Ibrahim K. Molding and testing of frost growth on low temperature display case evaporator. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2015. Vol. 4. Issue 7.
 22. Frass F. Principles of Finned-Tube Heat Exchanger Design for Enhanced Heat Transfer — 2nd ed. Institute for Thermodynamics and Energy Conversion, Vienna University of Technology, Vienna, Austria. 152 p.
 23. Pirompugd W. et al. Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2007. No 50. P. 552–565.
 24. Liu Y.-C. et al. Airside performance of fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions — Data with larger diameter // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2010. № 53. P. 1603–1608.
 25. Емельянов А. Л., Кожевникова Е. В. Методика расчета теплообмена при движении воздуха в поверхностных воздухоохладителях // Вестник Международной академии холода. 2014. № 5. [Emelyanov A. L., Kozhevnikova E. V. Method for calculating heat transfer during air movement in surface air coolers. *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*. 2014. No. 5. (in Russian)]
 26. Kang H. J. et al. Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of four types. *J. of Thermal Science*. 1994. Vol. 3. No 1. P. 34–42.
 27. Yan W.-M., Sheen P.-J. Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2000. No 43. P. 1651–1659.
 28. VDI Heat Atlas, part M. Berlin, 2010. P. 1273–1277.
 29. Явнель Б. К. Исследование влияния инея на теплопередачу в воздухоохладителях. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. Москва. 1969. 118 с. [Yavnel B. K. Study of the effect of frost on heat transfer in air coolers. Dissertation for the degree of Ph. D. in Technology. Moscow. 1969. 118 p. (in Russian)]
 30. Иоффе Д. М. Тепловой расчет и вопросы оптимизации воздушных конденсаторов. Совершенствование малых холодильных машин. М.: ВНИХИ, 1976. С. 49–54. [Ioffe D. M. Thermal calculation and optimization issues of air condensers. Improvement of small refrigeration machines. M.: VNIHI, 1976. P. 49–54. (in Russian)]

Сведения об авторах

Кошелев Сергей Валерьевич

К. т. н., заведующий лабораторно-исследовательским центром холодильных систем кафедры судовых энергетических установок, КГТУ, Балтийская государственная академия рыбопромышленного флота, 236029, г. Калининград, ул. Молодежная, 6, koshelev.sv@bgarf.ru

Ейдеюс Альгирдас Иозапович

К. т. н., доцент, КГТУ, Балтийская государственная академия рыбопромышленного флота, 236029, Калининград, ул. Молодежная, 6, eydeyus@mail.ru

Information about authors

Koshelev Sergey V.

Ph. D., Head of laboratory and research center of refrigeration systems of the Department of refrigeration, cryogenic engineering and air conditioning of KSTU Baltic Fishing Fleet State Academy, 236035, Russia, Kaliningrad, Molodezhnaya, 6, xtkk@bga.gazinter.net

Eideyus Algirdas I.

Ph. D., Associate Professor, KSTU Baltic Fishing Fleet State Academy, 236035, Russia, Kaliningrad, Molodezhnaya, 6, eydeyus@mail.ru



Статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution-NonCommercial»



8th IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain

ICCC 2024
TOKYO - JAPAN
JUNE 9-11

8th IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain

Scheduled to take place on **June 9-11, 2024, at Waseda University in Tokyo (Japan)**, the 8th IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain (ICCC 2024) will provide a unique opportunity for experts to exchange on important topical

subjects such as decarbonising the grid, sustainable food and cold chains, reducing energy use, and utilising heat recovery, among others, as part of the solution to the challenges facing the industry.

Contributions are welcome on topics including:

Cold chain

- ✓ Process and equipment design.
- ✓ Storage, transportation and logistics.
- ✓ Modelling and predictive tools.
- ✓ Food quality and food safety.
- ✓ Food science and food engineering.
- ✓ Innovations in retail refrigeration.
- ✓ Cold chain in developing countries.

Sustainability

- ✓ Low GWP Refrigerants.
- ✓ Innovative technologies for carbon neutrality.
- ✓ Life cycle analysis on food supply chain.
- ✓ Advancements in commercial refrigeration.
- ✓ Application of renewable energies.

Organisers: Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers (JSRAE)
<https://iifir.org/en/events/>