

УДК 621.565.9.045

## Учет контактного сопротивления трубка-воротник ребра при расчете трубчато-пластинчатых теплообменников для систем холодоснабжения и кондиционирования

Е. В. КОЖЕВНИКОВА, канд. техн. наук А. Л. ЕМЕЛЬЯНОВ

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО

Институт холода и биотехнологий

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Т. А. ЛОПАТКИНА

trusovsa@gmail.com

ОАО «ИЭМЗ «Купол», 426033, г. Ижевск, ул. Песочная, 3

**Рассматриваются влияние термического сопротивления на результат исследования коэффициента теплоотдачи к воздушной среде и способ его учета, приведены расчетные соотношения и численные экспериментальные значения контактных сопротивлений при слабом и сплошном образовании конденсата в местах контакта ребер с трубками.**

**Ключевые слова:** теплообменник, теплоотдача, ребро, трубка, тепловое сопротивление, контакт.

### The accounting of contact resistance between tube surface and fin collar at calculation of fin-tube heat exchangers for cold supply and conditioning systems

E. V. KOZHEVNIKOVA, A. L. EMEL'YANOV

University ITMO

Institute of Refrigeration and Biotechnologies

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

T. A. LOPATKINA

trusovsa@gmail.com

Open joint-stock company «IEMZ «Kupol», Izhevsk

**Influence of thermal contact resistance on result of research of coefficient of a heat transfer to the air was considered. The way of the accounting of thermal contact resistance was considered. Equations and numerical experimental values of contact resistance are given at weak and continuous formation of condensate in places of contact between fins and tubes.**

**Keywords:** heat exchanger, heat transfer, fin, tube, thermal resistance, contact.

В холодильной технике, в системах кондиционирования и теплоснабжения широкое применение нашли трубчато-пластинчатые теплообменники. Промышленная технология их изготовления отработана достаточно хорошо. Только в России насчитывается более 30 производителей и поставщиков этого теплообменного оборудования различных типов и конструкций [1]. Анализ методов, приемов и программ, используемых при расчетах и проектировании разнообразного оборудования с применением этих теплообменников, рассмотрен

нами в статье [2]. Во всех случаях при расчетах используется полученная каким-либо способом экспериментальная информация о тепловых и аэродинамических характеристиках теплообменников. Наиболее корректным представляется использование при проектировании экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи, аэродинамическому и гидравлическому сопротивлению со стороны воздуха и жидкости. Многочисленные исследования в этом направлении были проведены российскими и зарубежными исследователями еще в 70–80-е гг. XX века [3, 4].

С 90-х годов прошлого века в России начали изготавливать трубчато-пластинчатые теплообменники на более высоком качественном уровне [1]. Используются медные трубки с калиброванным внутренним диаметром и суженным допуском на толщину стенки, применяются современные ламельные штампы и прессы для изготовления ребер. Точность изготовления трубок и ребер такова, что натяг в соединении воротников ребер с поверхностью трубок стабилен и составляет от 10 до 120 мкм. К таким теплообменникам не применимы данные об их характеристиках, полученные ранее, в том числе и российскими исследователями [3, 4].

В работах [5, 6] экспериментально были получены данные о тепловых и аэродинамических характеристиках современных теплообменников. Коэффициент теплоотдачи между жидкой средой и воздухом рассчитывался в этих работах через эффективный коэффициент теплопередачи между текущей в трубке жидкостью и воздухом. При его расчете учитывалось контактное сопротивление трубка-воротник ребра (рис. 1).

Для выявления влияния контактного сопротивления на передачу теплоты на стороне воздуха было введено понятие коэффициента сопротивления контакта  $C_k$  [3]. Он показывает, какая часть полного перепада температур между воздухом и наружной поверхностью трубок используется для переноса тепла от воздуха к основанию пластин. Соответственно, перепад температур на кон-

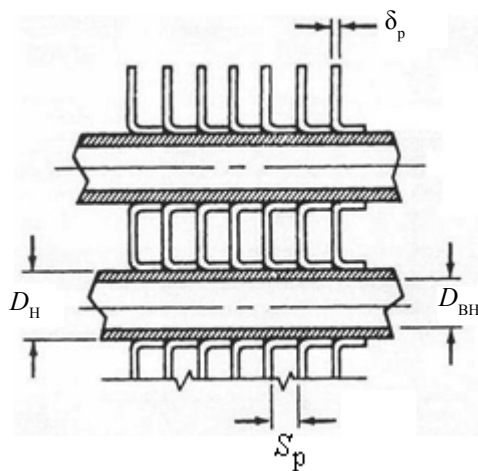


Рис. 1. Схема контакта теплообменной поверхности трубчато-пластинчатого теплообменника с трубкой

такте трубка — воротник пластины составляет часть  $(1 - C_k)$  от этого перепада температур. То же относится и к распределению полного сопротивления теплопереносу от воздуха до наружной стенки трубы  $R_b$ ; его доля, равная  $C_k$ , формируется при переносе тепла воздухом к основанию пластин, остальное — на контакте трубка — воротник пластины. Термическое сопротивление контакта  $R_c$  и коэффициент сопротивления контакта  $C_k$  связаны однозначной зависимостью.

В работе [3] представлены сведения о коэффициенте сопротивления контакта  $C_k$  в зависимости от степени оребрения наружной поверхности теплообменника. Наибольшее значение  $C_k = 0,7-0,86$  соответствует степени оребрения  $\varphi = 10$ . Кроме совершенствования технологии изготовления, разработчики вносят изменения в конструкцию аппаратов, которые позволяют снижать термическое сопротивление на стороне обеих сред. На внутренней поверхности труб выполняют рифление различной геометрии, вставляют в трубы витые ленты или профили, а поверхность ребер выполняют волнистой, гофрированной, с жалюзи. Как следствие, вклад термического сопротивления контакта трубка—воротник ребра  $R_c$  в общее термическое сопротивление должен возрастать на фоне снижения термических сопротивлений на стороне воздуха и второй среды.

Подробный анализ данных зарубежных исследователей дан в работе [5]. При этом оценивались как абсолютные значения термической проводимости контакта  $h_c = 1/R_c$  для теплообменников с медными трубками и алюминиевыми ребрами, так и относительные значения сопротивления контакта в общем термическом сопротивлении теплообменника, а также аналитические зависимости для вычисления термической проводимости контакта. Следует отметить, что приводимые в литературе данные часто не соответствуют условиям эксплуатации теплообменников и отличаются у разных авторов примерно в 5 раз, а в некоторых случаях полученные значения были в 7-40 раз выше [5]. Исследователи указывают на зависимость проводимости контакта от геометрических факторов: величины натяга, отклонения формы контактирующих поверхностей от цилиндричности, шага и толщины ребер, диаметра трубок, наличия воротников у ребер. Только в работе [6] был получен вывод, что изу-

чение контактного сопротивления пластин необходимо проводить с учетом теплопередачи конвекцией с поверхности ребер и среды, в которой работают теплообменники. С 2003 г. появились исследования, в которых выявлена зависимость контактной проводимости от типа ребер (плоские, с жалюзи, с гофрами) и типа трубок (с гладкой или рифленной внутренней поверхностью) [5].

В связи с этим, учитывая важность учета рассматриваемого фактора на точность расчета коэффициента теплоотдачи для теплообменников, а соответственно и его обратного воздействия на результат проектирования теплообменного оборудования, был проведен анализ результатов прямых исследований трубчато-пластинчатых теплообменников, опубликованных в работах [7, 8].

Для расчета коэффициента теплопередачи  $k_n$  аппарата, оребренного с наружной и внутренней сторон, было использовано соотношение [3]

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n E_n} + R_{ct} \frac{F_n}{F_{ct}} + \frac{1}{\alpha_v E_{вн}} \cdot \frac{F_n}{F_{вн}}}, \quad (1)$$

где  $k_n$  — коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$\alpha_n$  — коэффициент теплоотдачи от воздуха, для режимов нагрева и сухого охлаждения  $\alpha_n = \alpha_v$ , для охлаждения с образованием конденсата  $\alpha_n = \alpha_v \xi$ , Вт/(м<sup>2</sup> · °С), здесь  $\xi$  — коэффициент влаговываждения;  $\alpha_v$  — коэффициент теплоотдачи от воздуха, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$\alpha_{вн}$  — коэффициент теплоотдачи от среды, текущей по трубам, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$R_{ct}$  — термическое сопротивление стенки трубы, (м<sup>2</sup> · °С)/Вт;

$F_n, F_{ct}, F_{вн}$  — наружная площадь теплообмена, площадь стенки теплообменной трубы, на которой возникает сопротивление  $R_{ct}$ , и внутренняя площадь теплообмена трубы;

$E_n, E_{вн}$  — коэффициенты эффективности наружной и внутренней поверхностей.

В формуле (1) отсутствует в явном виде сопротивление контакта трубка—воротник пластины  $R_{кт}$ , оно учтено в эффективности оребренной поверхности  $E_n$ .

Выражение  $1/(\alpha_n E_n)$  представляет из себя полное сопротивление теплопереносу на стороне воздуха  $R_{в\Sigma}$ , отнесенное к наружной поверхности теплообмена

$$R_{в\Sigma} = \frac{1}{\alpha_n E_n}. \quad (2)$$

Коэффициент сопротивления контакта  $C_k$  и термическое сопротивление контакта трубка — воротник пластины  $R_{кт}$  отнесенное к наружной поверхности теплообмена в работе [4] были связаны выражением

$$C_k = 1 - \alpha_n E_n R_{кт} \quad (3)$$

Из формул (2) и (3) получаем:

$$\frac{R_{кт}}{R_{в\Sigma}} = 1 - C_k. \quad (4)$$

Таким образом, принятый в [7, 8] для воздухоохлаждателей коэффициент сопротивления контакта  $C_k = 0,98$  означает, что термическое сопротивление

контакта составляет 2% от общего сопротивления теплопереносу на стороне воздуха. Для калориферов  $C_k = 0,9$  и термическое сопротивление контакта составляет 10% от общего сопротивления теплопереносу на стороне воздуха.

Доля термического сопротивления контакта  $R_{кт} = 10\%$  согласуется с данными работ [9–11], в которых опубликованы результаты испытаний современных теплообменников. Конкретные данные о зависимости сопротивления контакта от шага пластин и температур воздуха и среды в трубках не найдены. Поэтому в [7, 8] использовались значения коэффициентов сопротивления контакта  $C_k = 0,9$  для калориферов и  $C_k = 0,98$  для воздухоохладителей. Эти значения были выбраны как самые большие из тех, которые приведены в [3, 4], причем  $C_k = 0,86$  округлили до 0,9. Поэтому они и согласуются с более поздними данными.

Анализ показывает, что при значениях  $C_k = 0,9$  и  $C_k = 0,98$  результаты опытов [7, 8] согласуются друг с другом. Коэффициент сопротивления контакта  $C_k = 0,9$  был использован при выводе формул для расчета коэффициентов теплоотдачи от воздуха в работе [7]. Затем теплообменники были испытаны в режиме сухого охлаждения [8] и сопоставлены значения коэффициентов теплоотдачи от воздуха, полученные двумя независимыми способами. С одной стороны коэффициенты теплоотдачи от воздуха были выведены из экспериментальных данных в предположении  $C_k = 0,98$ . С другой стороны, был выполнен поверочный расчет воздухоохладителей при параметрах воды и воздуха как в экспериментах и с использованием формулы для коэффициента теплоотдачи от воздуха, полученной по результатам испытаний в режиме нагрева [7]. Коэффициент сопротивления контакта в поверочном расчете был также  $C_k = 0,98$ .

Получено, что для режима сухого охлаждения средние квадратичные отклонения расчетных коэффициентов теплоотдачи воздуха от экспериментальных не превысили (3–4,2) %.

На рис. 2 показано сравнение опытных и расчетных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_B$  для воздухоохладителей,

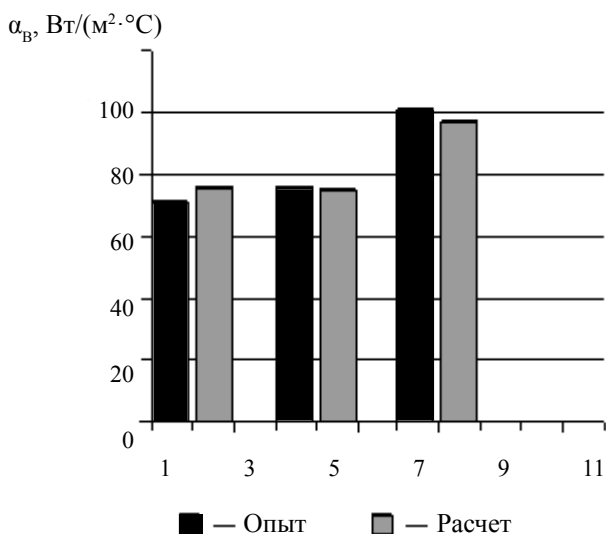


Рис. 2. Сравнение экспериментальных и расчетных коэффициентов теплоотдачи от воздуха

которые соответствуют принятому значению коэффициента сопротивления контакта  $C_k = 0,98$ .

В работе [3] дана формула, связывающая коэффициент сопротивления контакта  $C_k$  и термическое сопротивление контакта трубка — воротник пластины  $R_{кт}$ :

$$C_k = \frac{1}{1 + \alpha_n E_{ид} R_{кт}}, \quad (5)$$

где  $E_{ид}$  — эффективность оребренной поверхности при отсутствии контактного сопротивления

$$E_{ид} = \frac{F_p}{F_n} E_p + \frac{F_{мп}}{F_n} = E_p + \frac{(1 - E_p)(1 - \delta_p / S_p)}{\phi}, \quad (6)$$

здесь  $F_p, F_{мп}$  — площади ребер и межреберных участков трубок, приходящиеся на 1 м длины трубки;  $F_{мп}$  — площадь воротников пластин;  $F_n$  — наружная площадь теплообмена, приходящаяся на 1 м длины трубки;  $F_n = F_p + F_{мп}$ ;  $E_p$  — коэффициент эффективности ребра;  $\delta_p$  — толщина пластины;  $S_p$  — шаг пластин,  $\phi$  — степень оребрения (отношение наружной поверхности теплообмена к наружной поверхности трубки длиной 1 м),  $\phi = F_n / \pi d_n$ ;  $d_n$  — наружный диаметр трубки.

Если пластины теплообменника с воротниками, то  $d_n$  соответствует наружному диаметру воротников.

Поскольку коэффициент теплоотдачи от воздуха относят ко всей наружной поверхности теплообмена, то логично будет отнести сопротивление контакта не только к ребрам, но и к их воротникам. Тогда эффективность оребренной поверхности  $E_n$  с учетом контактного сопротивления примет вид, в котором формулы (3) и (5) становятся равнозначными.

$$E_n = C_k \left( \frac{F_p}{F_n} E_p + \frac{F_{мп}}{F_n} \right) = C_k E_{ид}. \quad (7)$$

Из формул (5) и (6) термическое сопротивление контакта, отнесенное к наружной поверхности  $F_n$ , находится следующим образом:

$$R_{кт} = \frac{1 - C_k}{\alpha_n C_k \left( E_p + \frac{(1 - E_p)(1 - \delta_p / S_p)}{\phi} \right)} \quad (8)$$

В табл. 1–3 приведены значения термического сопротивления контакта  $R_{кт}$ , отнесенные к наружной поверхности теплообмена  $F_{оп}$  и к наружной поверхности трубок —  $R_{кт.тр}$

$$R_{кт.тр} = R_{кт} \phi. \quad (9)$$

Для опыта № 4 (сухой контакт) сопротивление контакта  $R_{кт}$  в общем термическом сопротивлении по стороне воздуха составляет 10%, в полном (с учетом сопротивления от воды и от стенки трубки) термическом сопротивлении — 7,8%.

Таким образом, результаты экспериментов подтвердили поправочный характер влияния контактного сопротивления ребро — трубка и справедливость принятого способа его учета с помощью параметра  $C$  и его значений для сухого контакта и при образовании конденсата.

Таблица 1

## Испытания при слабом образовании конденсата

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	Коэффициент оребрения, $\beta$	$R_{кр} \times 10^{-5}, (m^2 \cdot ^\circ C)/Вт$	$R_{кр тр} \times 10^{-5}, (m^2 \cdot ^\circ C)/Вт$
			Приведенный к наружной поверхности теплообмена	Приведенный к наружной поверхности трубки
1	5	29	64	2,4
2	5-1	29	40	1,5
3	6	16	48	3,2
4	8	29	230 (сухой контакт)	8,6
5	8-1	29	37	1,4
6	9	16	38	2,5
7	22	20	29	1,5
8	23	15	25	1,8
9	23-1	15	21	1,5

Таблица 2

## Испытания при образовании конденсата на части поверхности

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	Коэффициент оребрения, $\beta$	$R_{кр} \times 10^{-5}, (m^2 \cdot ^\circ C)/Вт$	$R_{кр тр} \times 10^{-5}, (m^2 \cdot ^\circ C)/Вт$
			Приведенный к наружной поверхности теплообмена	Приведенный к наружной поверхности трубки
1	5	29	27	1,0
2	13	29	35	1,3
3	14	16	39	2,6
4	16	29	33	1,2
5	17	16	38	2,5
6	23	15	46	3,2
7	23-1	15	35	2,5
8	24	10	28	3,1
9	28	15	25	1,8
10	30	15	26	1,9
11	31	10	26	2,9
12	32	15	27	1,9
13	33	10	26	2,8

Таблица 3

## Испытания при образовании конденсата на всей поверхности

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	Коэффициент оребрения, $\beta$	$R_{кр} \times 10^{-5}, (m^2 \cdot ^\circ C)/Вт$	$R_{кр тр} \times 10^{-5}, (m^2 \cdot ^\circ C)/Вт$
			Приведенный к наружной поверхности теплообмена	Приведенный к наружной поверхности трубки
1	5	29	74	2,8
2	5-1	29	43	1,6
3	8	29	52	2,0
4	14	16	54	3,6
5	16	29	45	1,7
6	17	16	55	3,7
7	26	15	24	1,7
8	27	10	23	2,6
9	30	15	32	2,3
10	32	15	32	2,3
11	33	10	34	3,8

### Список литературы

1. Емельянов А. Л., Кожевникова Е. В., Лопаткина Т. А. Трубчато-пластинчатые теплообменники (производители и основные характеристики). // Вестник Международной академии холода. 2011. № 2.
2. Емельянов А. Л., Кожевникова Е. В., Лопаткина Т. А. Обзор методов оптимизации трубчато-пластинчатых теплообменников (обзор состояния и проблемы). // Холодильная техника. 2010. № 5.
3. Теплообменные аппараты холодильных установок/Под общ. ред. Г. Н. Даниловой. — Л.: Машиностроение, 1986.
4. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин/под ред. А. В. Быкова. — М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1984.
5. Емельянов А. Л., Лопаткина Т. А. Сопротивление контакта трубка-воротник ребра в современных трубчато-пластинчатых теплообменниках. Материалы 5-ой Международной научно-технической конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в 21 веке», 22–24 ноября 2011 г. Санкт-Петербург.
6. McGill R. O., Clausing A. M. Influence of Macroscopic Heat Flow Constrictions on the Performance of Fin/Tube Heat Exchangers./Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois, 1994.
7. Емельянов А. Л., Кожевникова Е. В. Исследование коэффициента теплоотдачи в воздушных трубчато-пластинчатых теплообменниках. // Холодильная техника. 2011 г. № 7.
8. Кожевникова Е. В., Лопаткина Т. А. Экспериментальное исследование эффективности методов расчета трубчато-пластинчатых воздухоохладителей при различных режимах образования конденсата. // Электронный научный журнал «Холодильная техника и кондиционирование». 2011. № 1. URL. <http://refrigeration.open-mechanics.com/articles/291.pdf>
9. Critoph R. E., Holland M. K., Turner L. Contact Resistance in Air-Cooled Plate Fin-Tube Air-conditioning Condensers. // International Journal of Refrigeration. 1996. Vol. 19. № 6.
10. Kim C. N., Jeong J., Youn B., Kil S. H. An Experimental-Numerical Evaluation of Thermal Contact Conductance in Fin-Tube Heat Exchangers. // JSME International Journal, Series B, 2003. Vol. 46. No. 2.
11. Емельянов А. Л., Кожевникова Е. В., Клюев С. И., Лопаткина Т. А. Проектирование теплообменников транспортных кондиционеров. // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1.

## eLIBRARY.RU

### ИМПАКТ-ФАКТОР РИНЦ –

#### численный показатель важности научного журнала

Импакт-фактор рассчитывается на основе данных по цитированию журнала в РИНЦ за предыдущие два года (или пять лет) и отражает среднее число цитирований одной статьи в журнале.

Импакт-фактор отражает востребованность в мировом научном сообществе публикуемого в журнале материала.

#### Рекомендации для авторов журнала «Вестник МАХ»

Для повышения библиометрических показателей, публикационной активности авторов и журнала в рейтинговой таблице РИНЦ, для увеличения импакт-фактора издания необходимо:

✓ обращать внимание на приоритетные направления и востребованные ведущими отраслями материалы, научно-технические разработки в данных областях;

✓ ссылаться в размещаемой в Вестнике МАХ статье на работы, опубликованные ранее в Вестнике МАХ, как самого автора, так и коллег. Это повысит индекс самоцитирования журнала и импакт-фактор журнала в целом;

✓ размещать научные материалы в сторонних журналах с высоким импакт-фактором, ссылаясь на работы, соответствующие тематике и опубликованные ранее в Вестнике МАХ, как самим автором, так и другими авторами.

**Вестник МАХ включен в предварительный список 1500 наиболее рейтинговых изданий, который составлен по итогам проведенного анализа НЭБ.**