

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-2-138-150>

УДК 621.7

## Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик оребрённых плоских труб аппарата воздушного охлаждения масла

С. В. Тиунов<sup>1)</sup>, А. Н. Скрыпник<sup>2)</sup>, Г. С. Маршалова<sup>3)</sup>, В. М. Гуреев<sup>2)</sup>,  
И. А. Попов<sup>2)</sup>, Р. Г. Кадыров<sup>2,4)</sup>, А. Д. Чорный<sup>5)</sup>, Ю. В. Жукова<sup>5)</sup>

<sup>1)</sup> ООО фирма «Термокам» (Камские Поляны, Российская Федерация),

<sup>2)</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет  
имени А. Н. Туполева – КАИ (Казань, Российская Федерация),

<sup>3)</sup> Белорусский государственный технологический университет (Минск,  
Республика Беларусь),

<sup>4)</sup> АО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных  
и роторных компрессоров имени В. Б. Шнеппа» (Казань, Российская Федерация),

<sup>5)</sup> Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси (Минск,  
Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2020  
Belarusian National Technical University, 2020

**Реферат.** Аппараты воздушного охлаждения представляют собой класс теплообменных агрегатов, широко применяемых на практике. Однако они обладают рядом недостатков, обусловленных малым значением коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха и большим сопротивлением оребрённых трубных пучков. Это приводит к большим габаритам и металлоемкости самого устройства, к необходимости развивать высокую мощность привода вентилятора, что снижает энергетическую эффективность. Цель исследований – определение оптимальных геометрических размеров оребрённых плоских теплообменных труб, получаемых методами экструзии и деформирующего резания, обеспечивающих снижение массогабаритных характеристик теплообменной секции аппаратов воздушного охлаждения. На основании проведенных экспериментов с семью различными образцами теплообменных секций, отличающихся шагом и высотой ребер, шириной секции трубы, высотой плоской трубы и количеством внутренних каналов, установлена эффективность каждой секции по таким показателям, как: тепловая мощность, тепловая эффективность, удельное термическое сопротивление теплопередаче, критерии М. В. Кирпичева и В. М. Антуфьева. Полученные экспериментальные данные и анализ пассивного метода воздействия на пристенную область теплопередающей поверхности за счет оребрения методом деформирующего резания показывают, что максимальное значение критериев эффективности наблюдается у образца № 5 с наибольшей высотой (0,008 м) и минимальным шагом ребер (0,0025 м) в исследованном диапазоне. Таким образом, при сохранении геометрических размеров аппарата воздушного охлаждения масла за счет использования улучшенной секции теплообменного аппарата (образец № 5) возможно увеличение количества отводимой теплоты или уменьшение

---

### Адрес для переписки

Чорный Андрей Дмитриевич  
Институт тепло- и массообмена  
имени А. В. Лыкова НАН Беларуси  
ул. П. Бровки, 15,  
220072, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 284-23-87  
[anchor@hmti.ac.by](mailto:anchor@hmti.ac.by)

### Address for correspondence

Chorny Andrey D.  
A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute  
of the National Academy of Sciences of Belarus  
15, P. Brovki str.,  
220072, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 284-23-87  
[anchor@hmti.ac.by](mailto:anchor@hmti.ac.by)

---

массогабаритных характеристик при сохранении тепловой мощности и, как следствие, снижение затрат мощности на прокачку и повышение теплогидравлической эффективности аппарата в целом.

**Ключевые слова:** аппарат воздушного охлаждения, оребрение, теплопередача, методы экструзии и деформирующего резания, тепловая мощность, тепловая эффективность, удельное термическое сопротивление теплопередаче, критерий энергетической эффективности

**Для цитирования:** Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик оребренных плоских труб аппарата воздушного охлаждения масла / С. В. Тиунов [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 2. С. 138–150. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-2-138-150>

## Experimental Investigation of Thermal and Hydraulic Characteristics of Finned Flat Tubes of the Oil Air Cooling Device

S. V. Tiunov<sup>1)</sup>, A. N. Skrypnik<sup>2)</sup>, G. S. Marshalova<sup>3)</sup>, V. M. Gureev<sup>2)</sup>,  
I. A. Popov<sup>2)</sup>, R. G. Kadyrov<sup>2,4)</sup>, A. D. Chorny<sup>5)</sup>, Y. V. Zhukova<sup>5)</sup>

<sup>1)</sup>LLC Firm “Termokam” (Kamskie Polyany, Russian Federation),

<sup>2)</sup>Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI (Kazan, Russian Federation),

<sup>3)</sup>Belarusian State Technological University (Minsk, Republic of Belarus),

<sup>4)</sup>JSC “Research and Design Institute of Centrifugal Pumps and Rotary Compressors named after V. B. Schnepf” (Kazan, Russian Federation),

<sup>5)</sup>A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** Air cooling devices are heat exchange units that are widely used in practice. However, they have a number of disadvantages due to the low value of the heat transfer coefficient from the air and the high resistance of finned tube bundles, which leads to large dimensions and the metal content of the device itself, to the need to develop a high power ventilator drive, but also to the need to demonstrate reduced energy efficiency. The objective of the present work is to determine optimal geometric sizes of finned flat heat exchange tubes manufactured by the techniques of extrusion and deforming cutting that reduce the weight and size characteristics of the heat exchange section of air cooling devices. The experimental studies of seven various samples of heat exchange sections, being different in fin pitch and height, tube section width, flat tube height and a number of inner channels, have determined the performance of each section with the use of the following criteria: thermal power, thermal efficiency, specific thermal heat transfer resistance, M. V. Kirpichev and V. M. Antuf’ev’s criteria. The obtained experimental data and the analysis of the passive method of enhancement in the near-wall area of the heat transfer surface finned by deforming cutting has shown that sample No 5 has maximum value of the performance criteria when the maximum height of a fin is 0.008 m and the minimum pitch of a fin is 0.0025 m over the investigated sample range. Thus, when the sizes of an oil air cooling device are maintained by using the amended heat transfer section of sample No 5, the amount of removed heat can be increased or the mass and dimensions of the device can be decreased while maintaining thermal power and, as a result, the power consumption for pumping can be decreased and the thermal-hydraulic performance of the device as a whole can be increased.

**Keywords:** air cooling device, finning, heat transfer, extrusion and deforming cutting techniques, thermal power, thermal performance, specific thermal heat transfer resistance, energy performance criterion

**For citation:** Tiunov S. V., Skrypnik A. N., Marshalova G. S., Gureev V. M., Popov I. A., Kadyrov R. G., Chorny A. D., Zhukova Y. V. (2020) Experimental Investigation of Thermal and Hydraulic Characteristics of Finned Flat Tubes of the Oil Air Cooling Device. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (2), 138–150. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-2-138-150> (in Russian)

## Введение

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) являются эффективными промышленными теплообменниками, широко распространенными в химической, нефтехимической [1], целлюлозно-бумажной промышленности, в металлургии [2, 3], энергетике [4, 5], в системах воздушного отопления, на компрессорных станциях для охлаждения энергоносителей и конденсации отработавшего пара, на тепловых электростанциях для охлаждения рециркуляционной воды в воздушно-конденсационных установках [6–8], для систем отопления зданий и сооружений [9], в качестве систем аварийного расхолаживания реакторов [10], а также в возобновляемой энергетике, в частности на геотермальных станциях [11]. В настоящее время, по данным [12], в странах Евразийского экономического союза эксплуатируется около 52000 АВО с установленной мощностью  $1,93 \cdot 10^6$  кВт.

Интенсификации эксплуатационных характеристик АВО посвящено большое количество научных публикаций, например [13]. В [14, 15] представлены результаты по оптимизации работы вентиляторов; в [16] – результаты по оптимизации конструкции ребер аппаратов; улучшению аэродинамических характеристик воздушного тракта посвящены [17, 18]; оценка эффективности использования жалюзийных устройств представлена в [19]. В [20] приведены результаты по внедрению двухступенчатого охлаждения, в [21] – по выбору оптимальной конструкции диффузора, в [22] – по критерию выбора и применению различных способов регулирования.

В [23] отмечается, что для расчета необходимой площади теплообменной поверхности АВО используется средняя для района температура воздуха, поэтому основную часть времени данные теплообменные аппараты функционируют с большим запасом площади, как упоминается в [24, 25]. Недостатки стандартной конструкции АВО – большие габариты поверхности охлаждения, что, в свою очередь, приводит к повышенной металлоемкости теплообменных секций и аппарата в целом; высокая потребляемая электрическая мощность привода вентилятора, вызванная большими потерями давления охлаждающего воздуха при его прокачке через многорядный пакет оребренных труб, характеризуемый дополнительно большим количеством труб в ряду. Данные недостатки обусловлены малыми значениями коэффициента теплопередачи и характерны для всех газожидкостных поверхностных теплообменников. Невысокая интенсивность теплопередачи предопределена низким значением коэффициента теплопроводности воздуха, используемого в качестве охлаждающего теплоносителя. Вследствие этого даже при принудительном движении воздуха коэффициент теплоотдачи в среднем не превышает  $50\text{--}150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , в то время как коэффициент теплоотдачи внутри труб по стороне охлаждаемого продукта находится в интервале  $600\text{--}4000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Таким образом, АВО свойственна пониженная энергетическая эффективность [24–27], для увеличе-

ния которой необходимо использовать различные методы и типы интенсификаторов теплообмена, в том числе развивать поверхности теплообмена посредством оребрения [25–29].

Цель работы – исследование гидродинамических характеристик и параметров теплообмена при течении теплоносителя в образцах теплообменной секции АВО и определение оптимальных геометрических размеров оребренных плоских теплообменных труб, обеспечивающих при фиксированных энергетических затратах приводной техники АВО прокачку масла необходимых параметров и снижение массогабаритных характеристик теплообменной секции. Плоские трубы были получены методом экструзии, а нанесенное на них оребрение – методом деформирующего резания.

### Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования проводились для ряда образцов теплообменной секции АВО, которая представляла собой пакет плоских труб из алюминиевого сплава, полученных методом экструзии. На внешних поверхностях труб механической обработкой была сформирована система ребер (метод деформирующего резания, который комбинирует подрезку и отгибку поверхностных слоев теплообменной поверхности [30, 31]).

Схема и внешний вид исследуемой теплообменной секции показаны на рис. 1. Геометрические параметры секций сведены в табл. 1. В исследовании варьировались высота и шаг ребер, толщина стенок канала в трубе, количество каналов в трубе и высота несущей трубы. Толщина ребер по высоте изменялась в диапазоне от 0,0002 до 0,0350 м (у основания), ширина разрезов ребер для всех труб  $S = 0,001$  м, а длина теплообменной секции  $L = 1,4$  м.

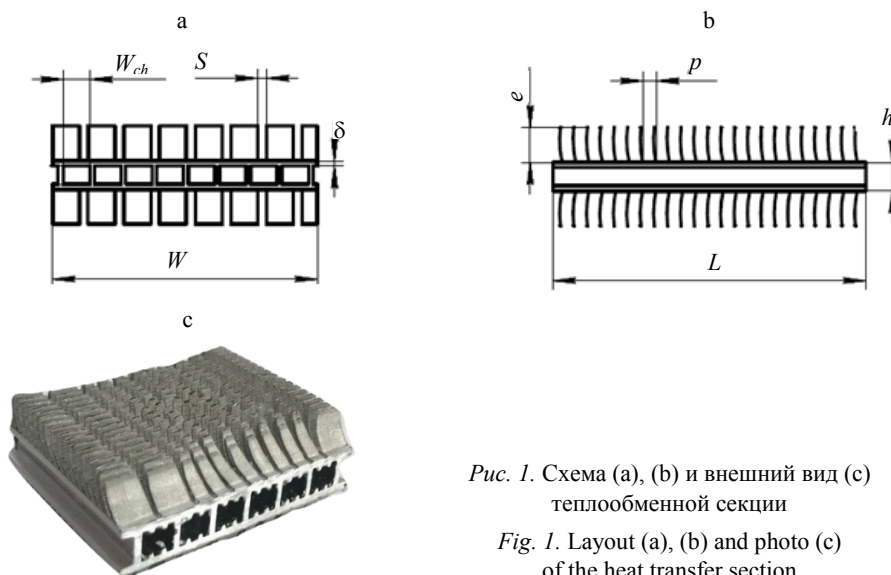


Рис. 1. Схема (а), (б) и внешний вид (с) теплообменной секции

Fig. 1. Layout (a), (b) and photo (c) of the heat transfer section

Таблица 1

Геометрические характеристики образцов теплообменной секции  
Geometric characteristics of heat transfer section samples

№ образца	Шаг ребер $p$ , м	Высота ребер $e$ , м	Толщина стенок канала трубы, м	Ширина секции трубы $W$ , м	Высота плоской трубы $h$ , м	Количество внутренних каналов, шт.	Ширина одного внутреннего канала $W_{ch}$ , мм
1	0,00200	0,0085	0,0012	0,0520	0,0080	6	6
2	0,00200	0,0065	0,0012	0,0520	0,0085	6	6
3	0,00250	0,0040	0,0012	0,0520	0,0085	6	6
4	0,00375	0,0055	0,0012	0,0520	0,0085	6	6
5	0,00250	0,0080	0,0012	0,0675	0,0083	8	6
6	0,00250	0,0080	0,0012	0,0675	0,0085	8	6
7	0,00375	0,0060	0,0012	0,0675	0,0092	8	6

Исследования теплогидравлических характеристик образцов теплообменной секции проводились с использованием экспериментального стенда (рис. 2а). На стенде находились: замкнутый масляный контур с последовательно расположенными нагревателем ЭН и масляным насосом Н (ПМФ1-4); ультразвуковой расходомер масла Рм (PortoFlow330); расширительный бак Б. Применялись датчики температуры – термометры сопротивления Pt100 и регистраторы РМТ-59 (Т1 и Т2), установленные до и после рабочего участка; датчики перепада давления на рабочем участке ДД1 (АИР20/М2-ДД). В качестве теплоносителя использовалось турбинное масло ТП-22С (ТУ 38.101821–83).

Образец теплообменной секции помещался в аэродинамическую трубу разомкнутого типа, включающую всасывающий центробежный вентилятор В (ВР132-30-8), датчик скорости воздуха Рв (термоанемометры ТТМ-2-04-01), датчики температуры Т3 и Т4, установленные до и после рабочего участка, датчики перепада давления на рабочем участке ДД2 (ОВЕН ПД200). Регулировка оборотов вентилятора была реализована с использованием устройства частотного регулирования ОВЕН ПЧВ 204-15К-В.

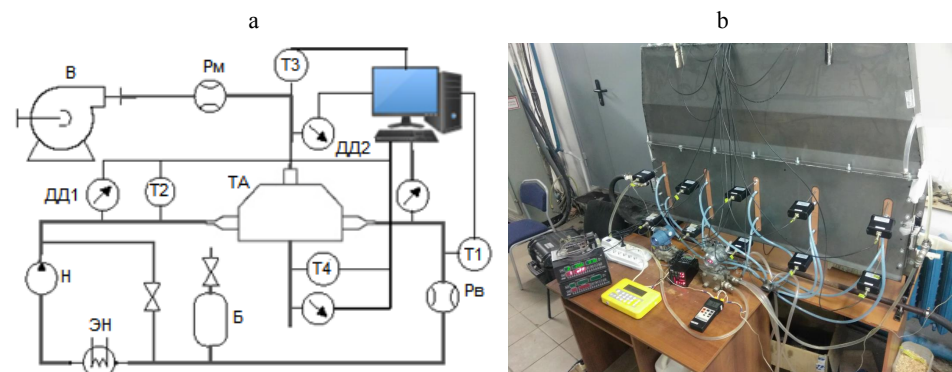


Рис. 2. Схема экспериментального стенда для исследования теплогидравлических характеристик теплообменных секций (а) и внешний вид рабочего участка (б)

Fig. 2. Schematic representation of the test bench for studying thermal-hydraulic parameters of heat transfer sections (a) and appearance of the working section (b)

Рабочий участок аэродинамической трубы (рис. 2b) представляет собой теплоизолированный плоский короб с установленным внутри него образцом теплообменной секции. Конструкция короба дает возможность обеспечить равномерный массовый расход воздуха по всей длине орребренной части образца секции. Оборудование рабочего участка позволяет реализовать перекрестный ток теплоносителей – масла в каналах теплообменной секции и воздуха (при поперечном обтекании вдоль ребер). На рабочем участке было реализовано многоточечное измерение (рис. 2b) температуры потока воздуха, скорости течения и давления до и после образца теплообменной секции.

По результатам измерений определялись средние температуры потока воздуха  $\bar{t}_в$  и потока масла  $\bar{t}_м$  до и после рабочего участка, по которым вычислялись перепады температур на секции по обоим теплоносителям  $\Delta t_в$  и  $\Delta t_м$ ; давление обоих теплоносителей до рабочего участка и перепады давления обоих теплоносителей на рабочем участке  $\Delta p_в$ ,  $\Delta p_м$ ; расходы масла и воздуха  $G_в$ ,  $G_м$ ; тепловая мощность теплообменной секции  $Q$ .

Расход воздуха  $G_в$ , кг/с, находили по осредненной скорости потока воздуха  $\bar{v}$  в канале рабочего участка до теплообменной секции по показателям термоанемометров в пяти сечениях по длине теплообменной секции

$$G_в = \rho_в \bar{v} F, \quad (1)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения канала рабочего участка (теплоноситель – воздух), м<sup>2</sup>;  $\rho_в$  – плотность воздуха, рассчитывается в сечении измерения скоростей по измеренным в эксперименте средним значениям давления и температуры потока воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Тепловую мощность секции теплообменного аппарата при заданных геометрических и режимных параметрах находили по зависимости

$$Q = G c_p \Delta t, \quad (2)$$

где  $c_p$  – теплоемкость теплоносителя, определяется по средней температуре потока до и после рабочего участка, кДж/(кг·°C);  $G$  – расход теплоносителя, кг/с;  $\Delta t$  – температурный напор, °C.

Тепловую мощность находили по параметрам воздушного и масляного теплоносителей. Расхождение вычисленных значений, определяемое тепловыми потерями на рабочем участке, не превышало 5 %. Для дальнейшего сравнения тепловой эффективности, рассчитанной по трактам масла и воздуха, было взято минимальное значение тепловой мощности обоих теплоносителей.

Удельное термическое сопротивление теплопередаче через плоскую стенку теплообменной секции без учета развития поверхности через орребрение вычисляли по формуле

$$R = 1/k,$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи,

$$k = Q / (F \overline{\Delta t}), \quad (3)$$

$F = 2(W + h)L$  – площадь теплообмена по внешней поверхности без учета оребрения, м<sup>2</sup>;  $\overline{\Delta t}$  – среднелогарифмический температурный напор в секции теплообменной трубы при поперечном обтекании.

Эффективность теплообменной секции оценивалась на основе: тепловой мощности  $Q$ , тепловой эффективности  $\epsilon$ , удельного термического сопротивления теплопередаче труб  $R$ , критериев энергетической эффективности:

М. В. Кирпичева

$$E = \frac{Q}{N}; \quad (4)$$

В. М. Антуфьева

$$E' = \frac{\alpha}{N_0} = \frac{Q}{(\sum N) \overline{\Delta t}} = \frac{\kappa}{N_{air} + N_{oil}}, \quad (5)$$

где  $N_0 = N / F$  – удельная мощность на прокачку теплоносителя;  $N_{air}$ ,  $N_{oil}$  – мощность на прокачку воздуха и масла соответственно, вычисляемая по формуле

$$N_i = G_i \Delta p_i / (\rho_i \eta_i); \quad (6)$$

$\eta_i$  – КПД насоса или вентилятора.

### Результаты исследований

Результаты экспериментального исследования для каждого изученного типа теплообменной секции были представлены в виде зависимостей тепловой мощности от режимных параметров (числа Рейнольдса). На рис. 3 приведены результаты для образцов № 2, 5.

Анализ эффективности образцов теплообменной секции в зависимости от геометрических параметров оребрения проводился при фиксированных расходах обоих теплоносителей – масла и воздуха. Расходы оценивались из условий эксплуатации АВО:  $G_{oil} = 0,31 \pm 0,10$  кг/с и  $G_{air} = 0,36 \pm 0,10$  кг/с. Поскольку геометрические параметры труб варьировались в процессе исследования, это приводило к изменению скоростей теплоносителей (чисел Рейнольдса) и соответственно коэффициентов теплоотдачи и во внутренней части теплообменной секции, и в наружной. Необходимо отметить, что при исследуемых параметрах оребрения теплообменной секции (табл. 1) коэффициенты эффективности оребрения изменяются от 0,83 при высоте ребра 0,0085 м до 0,95 при высоте ребра 0,0040 м.

Результаты по тепловой мощности, тепловой эффективности и общему термическому сопротивлению теплопередаче изучаемой секции оребренной трубы представлены в табл. 2.

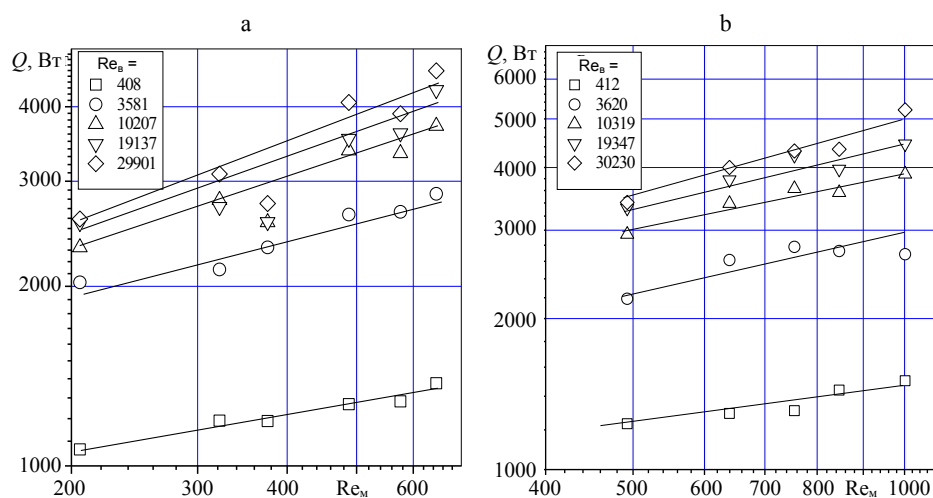


Рис. 3. Тепловая мощность исследованных образцов теплообменной секции в зависимости от режимных параметров для образцов: а – № 5; б – № 2

Fig. 3. Thermal power of test samples of the heat transfer section vs. regimes for sample: a – No 5; b – No 2

Таблица 2

Теплогидравлические характеристики теплообменных секций  
Thermal-hydraulic performance of heat transfer sections

№ образца	Тепловая мощность секции оребренной трубы, Вт	Тепловая эффективность секции оребренной трубы	Общее термическое сопротивление теплопередаче, $m^2 \cdot K / W$	Удельная масса секции оребренной трубы, кг/м	Коэффициент компактности, $m^2 / m^3$
1	4302	0,278	$1,36 \cdot 10^{-3}$	0,802	13156
2	4267	0,272	$1,35 \cdot 10^{-3}$	0,802	11720
3	3821	0,243	$1,33 \cdot 10^{-3}$	0,802	7580
4	2905	0,188	$1,64 \cdot 10^{-3}$	0,802	5888
5	4457	0,312	$1,63 \cdot 10^{-3}$	1,025	7885
6	2738	0,177	$2,04 \cdot 10^{-3}$	1,025	7821
7	3700	0,240	$1,86 \cdot 10^{-3}$	1,025	4566

Результаты по тепловой мощности исследованных образцов теплообменной секции, геометрические параметры которых представлены в табл. 1, показывают, что максимальное значение получено для образца № 5 с максимальной высотой ребер 0,0080 м и минимальным их шагом 0,0025 м в исследованном диапазоне режимных параметров. Данный образец имеет достаточно большую площадь теплообмена из-за своей большой ширины. Однако образец № 1, обладая подобными размерами ребер и несмотря на меньшую по сравнению с образцом № 5 ширину (площадь теплообмена), обеспечивает передачу практически той же тепловой мощности. Это связано с тем, что при фиксированном в экспериментах расходе одного теплоносителя (масла) площадь проходного сечения образца № 1 меньше, чем у образца № 5, и, таким образом, скорость течения масла в образце № 1 выше. В итоге это привело к снижению термического сопротивления теплопередаче из-за роста коэффициента теплоотдачи для образца № 1 по



сравнению с образцом № 5. Итак, теплообменная секция с данными геометрическими параметрами может снизить массогабаритные характеристики блока АВО масла при заданных параметрах функционирования масляного насоса и вентиляторной установки. Полученный результат подтверждается анализом тепловой эффективности образцов (табл. 2).

Дальнейшая оценка эффективных коэффициентов теплопередачи, учитывающая увеличение площади теплопередающей поверхности и эффективность оребрения, показывает, что наименьшее термическое сопротивление имеют образцы № 1–3 (шаг ребер 0,0020–0,0025 м при изменении высоты ребер практически в два раза – от 0,0040 до 0,0085 м), что формирует меньшее проходное сечение каналов по маслу, приводящее, в свою очередь, к повышению скорости течения масла при его фиксированном расходе. Как следствие, наблюдается рост коэффициентов теплоотдачи со стороны масла и коэффициента теплопередачи в целом.

Таким образом, максимальную передаваемую тепловую мощность демонстрирует образец № 5 за счет как достаточно высоких значений коэффициентов теплопередачи, так и значительной площади теплообмена.

Однако при прогнозировании характеристик теплообменных аппаратов важно оценить не только снимаемую ими тепловую мощность, но и затраты энергии на прокачку теплоносителя. Как правило, обеспечение высоких тепловых характеристик может быть достигнуто за счет увеличения потерь давления и, как следствие, повышения энергии, затрачиваемой на прокачку теплоносителя. Результаты сравнения рассмотренных образцов (табл. 1) теплообменной секции по критериям энергетической эффективности М. В. Кирпичева  $E$  представлены на рис. 4.

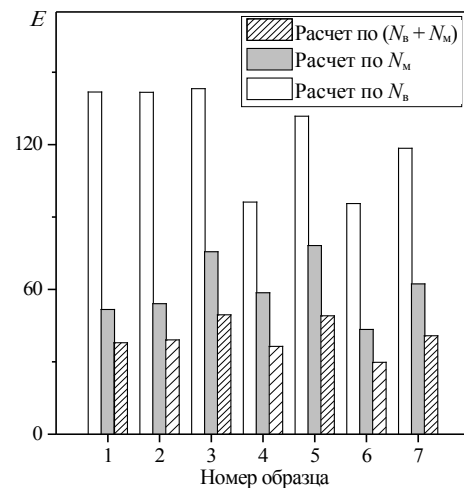


Рис. 4. Критерий энергетической эффективности М. В. Кирпичева  $E$  исследованных образцов теплообменной секции

Fig. 4. M. V. Kirpichev's energy performance criterion  $E$  of heat transfer section samples under study

Наибольшие значения критерия М. В. Кирпичева соответствуют оптимальным геометрическим размерам теплообменной секции, поскольку обеспечивают передачу тепловой энергии при минимуме энергетических затрат на прокачку теплоносителя. Таким образом, несмотря на высокие потери давления, наилучшие показатели по тепловой эффективности по тракту воздуха ( $N_{air}$ ) имеют образцы теплообменной секции № 1–3. Однако за счет меньшей площади проходного сечения и соответственно увеличения скорости течения масла в теплообменной секции данные образцы

имеют более низкие показатели критерия эффективности М. В. Кирпичева  $E$  по мощности на прокачку теплоносителя по масляному тракту ( $N_{oil}$ ). Максимальный суммарный критерий эффективности при заданных режимах эксплуатации у образца № 5 ( $E = 49,5$ ).

Анализ полученных результатов по критерию энергетической эффективности В. М. Антуфьева  $E'$  подтверждает ранее сделанные выводы о том, что максимальной теплогидравлической эффективностью обладает образец теплообменной секции № 5, для которого  $E' = 1,02$ . Необходимо отметить, что для других образцов  $E'$  изменяется в пределах 0,77–0,92.

Таким образом, при сохранении геометрических размеров АВО масла за счет использования теплообменной секции с повышенной тепловой эффективностью (образец № 5) возможно увеличение количества отводимой теплоты или уменьшение массогабаритных характеристик при сохранении тепловой мощности, что приводит к дополнительному уменьшению затрат энергии на прокачку теплоносителя и к повышению теплогидравлической эффективности аппарата в целом.

Необходимо отметить, что для уменьшения потерь давления со стороны потока воздуха торцы плоских труб следует изготавливать закругленными. В [28] показано, что возрастает теплогидравлическая эффективность такой конструкции оребренных овальных (плоских) труб с ребрами, установленными по широким сторонам трубы, по сравнению с круглыми и овальными трубами с различной компоновкой ребер.

## ВЫВОДЫ

1. Представлены экспериментальные результаты апробации пассивного метода воздействия на пристенную область теплопередающей поверхности для повышения энергетической эффективности воздухоохлаждаемых теплообменников. Развитие теплопередающей поверхности производилось за счет формирования оребрения ресурсоэффективным (безотходным) методом деформирующего резания. На основе различных критериев эффективности произведен и обоснован выбор оптимальных геометрических параметров образцов теплообменной секции аппарата воздушного охлаждения, обеспечивающих благодаря своим геометрическим характеристикам теплообменной поверхности (оребрения) при фиксированных энергетических затратах приводной техники аппарата воздушного охлаждения масла наилучшие показатели.

2. Полученные экспериментальные значения тепловых потоков и потерь давления будут использоваться для верификации результатов численного моделирования в широком диапазоне определяющих параметров с целью получения локальных характеристик теплообменной поверхности, а также для проведения работ по оптимизации аппарата воздушного охлаждения масла производства ООО фирма «Термокам» для проектируемых установок компримирования воздуха или газа.

3. Работа выполнена в лаборатории МФТП КНИТУ-КАИ при поддержке РФФИ по проекту 19-58-04006-бел-мол-а, БРФФИ по проектам Т19РМ-076 и Ф18Р-038, а также по договору МФТП-3 с ООО фирма «Термокам».

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шмеркович, В. М. Применение АВО при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов / В. М. Шмеркович. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1971. 112 с.

2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / А. Н. Бессонный [и др.]; под ред. А. Н. Бессонного, В. Б. Кунтыша. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
3. Сидягин, А. А. Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения / А. А. Сидягин, В. М. Косырев. Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т имени Р. Е. Алексеева, 2009. 150 с.
4. Воздушные конденсаторы для паротурбинных установок малой и средней мощности / О. О. Мильман [и др.] // Теплоэнергетика. 1998. № 1. С. 35–39.
5. Королев, И. И. О комбинированных системах охлаждения ТЭЦ / И. И. Королев, Е. В. Геннова, С. Е. Бенклян // Теплоэнергетика. 1996. № 11. С. 49–55.
6. Мильман, О. О. Воздушно-конденсационные установки / О. О. Мильман, В. А. Федоров. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 208 с.
7. Combined Air-Cooled Condenser Layout with in Line Configured Finned Tube Bundles to Improve Cooling Performance / Yanqiang Kong [et al.] // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 154. P. 505–518.
8. Impacts of Geometric Structures on Thermo-Flow Performances of Plate Fin-Tube Bundles / Y. Q. Kong [et al.] // International Journal of Thermal Sciences. 2016. Vol. 107. P. 161–178.
9. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха / В. М. Гусев [и др.]. Л.: Стройиздат, 1981. 343 с.
10. Зорин, В. М. Атомные электростанции / В. М. Зорин. М.: Изд. дом МЭИ, 2012. 672 с.
11. Васильев, В. А. Разработка опытной модульной электростанции для европейской части России / В. А. Васильев, В. В. Ильенко // Теплоэнергетика. 1993. № 4. С. 30–33.
12. Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена / В. Б. Кунтыш [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 12. С. 3–6.
13. Попов, И. А. Промышленное применение интенсификации теплообмена – современное состояние проблемы (обзор) / И. А. Попов, Ю. Ф. Гортышов, В. В. Олимпиев // Теплоэнергетика. 2012. № 1. С. 3–14.
14. Калинин, А. Ф. Оценка эффективности работы вентиляторов нового поколения для АВО типа 2АВГ-75 / А. Ф. Калинин, А. В. Фомин // Нефть, газ и бизнес. 2011. № 2. С. 57–60.
15. Васильев, Ю. Н. Повышение эффективности теплообменных аппаратов / Ю. Н. Васильев, А. И. Грищенко, В. И. Нестеров // Нефтяное хозяйство. 1992. № 5. С. 93–95.
16. Основные способы энергетического совершенствования аппаратов воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1997. № 4. С. 43–44.
17. Шайхутдинов, А. З. Современные АВО-газа – ресурс энергосбережения в газовой отрасли / А. З. Шайхутдинов, В. А. Лифанов, В. А. Маланичев // Газовая промышленность. 2010. № 9. С. 40–41.
18. Аппараты воздушного охлаждения нового поколения. Оптимальное сочетание параметров теплообменного блока и вентиляторной установки. Снижение энергопотребления аппарата и удобство его эксплуатации / П. А. Аксенов [и др.] // Нефтегаз. 2003. № 2. С. 109–111.
19. Физическая модель и общая математическая постановка задачи исследования теплоаэродинамических характеристик аппарата воздушного охлаждения с внешней рециркуляцией воздуха в режимах жалюзийного регулирования / К. М. Давлетов [и др.] // Геология, бурение, разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений: научно-технический сборник. М.: Газпром, 2006. Вып. № 4. С. 53–56.
20. Астафьев, Е. Н. Анализ выбора вариантов комплектации аппаратов воздушного охлаждения дожимных компрессорных станций при разработке месторождений Крайнего Севера / Е. Н. Астафьев, К. М. Давлетов, М. П. Игнатьев // Наука и техника в газовой промышленности. 2006. № 4. С. 42–48.
21. Аксютин, О. Е. Снижение энергозатрат на охлаждение природного газа в АВО КС / О. Е. Аксютин // Газовая промышленность. 2009. № 2. С. 74–76.
22. Аршакян, И. И. Повышение эффективности работы установок охлаждения газа / И. И. Аршакян // Газовая промышленность. 2006. № 12. С. 52–55.
23. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды: ГОСТ 15150–69. М.: Стандартинформ, 2006. 60 с.
24. Кунтыш, В. Б. Анализ тепловой эффективности, объемной и массовой характеристик теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, А. Э. Пиир // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 5. С. 3–6.
25. Перспективные методы интенсификации теплообмена для теплоэнергетического оборудования / И. А. Попов [и др.] // Энергетика Татарстана. 2011. № 1. С. 25–29.

26. Олимпиев, В. В. Интенсификация теплообмена и потенциал энергосбережения в охладителях технических масел / В. В. Олимпиев // Теплоэнергетика. 2010. № 8. С. 40.
27. Разработка и опытно-промышленная проверка комплекса мероприятий по повышению эффективности и надежности работы маслоохладителей / Ю. М. Бродов [и др.] // Электрические станции. 1994. № 12. С. 33–36.
28. Экономайзер-утилизатор из плоско-овальных труб с неполным оребрением / Е. Н. Письменный [и др.] // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2010. Т. 3/1, № 45. С. 15–19.
29. Осипов, С. Н. Энергоэффективные малогабаритные теплообменники из пористых теплопроводных материалов / С. Н. Осипов, А. В. Захаренко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 4. С. 346–358. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-346-358>.
30. Зубков, Н. Н. Изготовление теплообменных поверхностей нового класса деформирующим резанием / Н. Н. Зубков, А. И. Овчинников, О. В. Кононов // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1993. № 4. С. 79–82.
31. Теплогидравлическая эффективность труб с внутренним спиральным оребрением / А. Н. Скрыпник [и др.] // ИФЖ. 2018. Т. 91, № 1. С. 52–63.

Поступила 26.06.2019 Подписана в печать 24.09.2019 Опубликована онлайн 31.03.2020

#### REFERENCES

1. Shmerkovich V. M. (1971) *Air Cooling Apparatuses Implementation in Design of Refineries and Petrochemical Plants*. Moscow, CRIITERpetrochem. 112 (in Russian).
2. Bessonnyi A. N., Dreitsler G. A., Kuntyshev V. B. et al. (1996) *Fundamentals of Calculation and Design of Air Cooling Heat Exchangers*. Saint-Petersburg, Nedra Publ. 512 (in Russian).
3. Sidyagin A. A., Kosyrev V. M. *Calculation and Design of Air Cooling Devices*. Nizhny Novgorod: Nizhny Novgorod State Technical University n. a. R. E. Alekseev. 150 (in Russian).
4. Mil'man O. O., Federov V. A., Lavrov V. I., Demochkin V. A., Gerasimov A. V., Serezhkin N. I., Khochkin I. A. (1998) Air Condensers for Steam Turbine Units of Low and Medium Power. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (1), 35–39 (in Russian).
5. Korolev I. I., Genova E. V., Benklyan S. E. (1996) On Cooling Systems of Combined Heat and Power Plants. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (11), 49–55 (in Russian).
6. Mil'man O. O., Fedorov V. A. (2002) *Air-Condensing Installations*. Moscow, MEI Publ. 208 (in Russian).
7. Yanqiang Kong, Weijia Wang, Zhitao Zuo, Lijun Yang, Xiaoze Du, Yongping Yang (2019) Combined Air-Cooled Condenser Layout with in Line Configured Finned Tube Bundles to Improve Cooling Performance. *Applied Thermal Engineering*, 154, 505–518. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.099>.
8. Kong Y. Q., Yang L. J., Du X. Z., Yang Y. P. (2016) Impacts of Geometric Structures on Thermo-Flow Performances of Plate Fin-Tube Bundles. *International Journal of Thermal Sciences*, 107, 161–178. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.04.011>.
9. Gusev V. M., Kovalev N. I., Popov V. P., Potroshkov V. A. (1981) *Heat Engineering, Heating, Ventilation and Air Conditioning*. Leningrad, Stroizdat Publ. 343 (in Russian).
10. Zorin V. M. (2012) *Nuclear Power Plants*. Moscow, MEI Publishing House. 672 (in Russian).
11. Vasil'ev V. A., Il'enko V. V. Development of a Pilot Modular Power Plant for the European Area of Russia. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (4), 30–33 (in Russian).
12. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Samorodov A. V. (2014) Engineering Method for Thermal Analysis of an Air Cooler in a Regime of Free-Convective Heat Exchange. *Chemical and Petroleum Engineering*, 49 (11–12), 773–779. <https://doi.org/10.1007/s10556-014-9834-9>.
13. Popov I. A., Gortyshev Yu. F., Oлимпиев V. V. (2012) Industrial Application of Heat Transfer Intensification: Current State of the Problem (a Review). *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (1), 3–14 (in Russian).
14. Kalinin A. F., Fomin A. V. (2011) Evaluation of the Performance of the Ventilators of New Generation for the “ZAVG-75” Air Cooler. *Neft', Gaz i Biznes* [Oil, Gas and Business], (2), 57–60 (in Russian).
15. Vasil'ev Yu. N., Gritsenko A. I., Nesterov V. I. (1992) Improving the Efficiency of Heat Exchangers. *Neftyanoe Khozyaistvo = Oil Industry*, (5), 93–95 (in Russian).

16. Kuntysh V. B., Bessonnyi A. N., Brill' A. A. (1997) Improving the Energy Efficiency of Air-Cooled Heat Exchangers. *Chemical and Petroleum Engineering*, 33 (4), 402–407. <https://doi.org/10.1007/bf02416728>.
17. Shaikhutdinov A. Z., Lifanov V. A., Malanichev V. A. (2010) Modern Devices of Air Cooling of Gas as a Resource of Energy Saving in Gas Industry. *Gazovaya Promyshlennost' = Gas Industry Magazine*, (9), 40–41 (in Russian).
18. Aksenov P. A., Dashunin N. V., Zabrodin Yu. V., Lifanov V. A., Malanichev V. A., Miatov O. L. (2003) Air Cooling Devices of the New Generation. The Optimal Combination of Parameters of the Heat Exchange Unit and Ventilator Installation. *Neftegaz*, (2), 109–111 (in Russian).
19. Davletov K. M. et al. (2006) Physical Model and General Mathematical Formulation of the Problem of Investigation of Thermal and Aerodynamic Characteristics of the Air Cooling Apparatus with External Air Recirculation in the Modes of Louver Regulation. *Geologiya, Burenie, Razrabotka i Eksploatatsiya Gazovykh i Gazokondensatnykh Mestorozhdenii: Nauchno-Tekhnicheskii Sbornik* [Geology, Drilling, Development and Operation of Gas and Gas Condensate Fields: Scientific and Technical Collection]. Moscow, Gazprom, (4), 53–56 (in Russian).
20. Astaf'ev E. N., Davletov K. M., Ignat'ev M. P. (2006) Analysis of the Choice of Options for the Configuration of Air Cooling Devices of Booster Compressor Stations in the Deposit Development of in the Far North. *Nauka i Tekhnika v Gazovoi Promyshlennosti* [Science and Technology in the Gas Industry], (4), 42–48 (in Russian).
21. Aksyutin O. E. (2009) Reduction of Energy Consumption for Natural Gas Cooling in Air Cooling Devices of the Compressor Station. *Gazovaya Promyshlennost' = Gas Industry Magazine*, (2), 74–76 (in Russian).
22. Arshakyan I. I. (2006) Improving the Efficiency of Gas Cooling Plants. *Gazovaya Promyshlennost' = Gas Industry Magazine*, (12), 52–55 (in Russian).
23. State Standart 15150–69. Machines, Devices and Other Technical Products. Modifications for Different Climatic Regions. Categories, Conditions of Operation, Storage and Transportation in Terms of the Impact of Climatic Factors of the Environment. Moscow, Standartinform, 2006. 60 (in Russian).
24. Kuntysh V. B., Piir A. E. (2009) Analysis of the Thermal Efficiency, Volume, and Weight Characteristics of Heat Exchange Sections of Air Cooling Equipment. *Chemical and Petroleum Engineering*, 45 (5–6), 257–262. <https://doi.org/10.1007/s10556-009-9183-2>.
25. Popov I. A., Yakovlev A., Shchelchikov A., Ryzhkov A. V. (2011) Promising Methods of Heat Exchange Intensification for Heat Power Equipment. *Energetika Tatarstana* [Power Engineering of Tatarstan], 1, 25–29 (in Russian).
26. Olimp'ev V. V. (2010) Enhancement of Heat Transfer and the Potential for Energy Conservation in Industrial Oil Coolers. *Thermal Engineering*, 57 (8), 702–713. <https://doi.org/10.1134/s0040601510080148>.
27. Brodov Yu. M., Aronson K. E., Ryabchikov A. Yu., Bukhman G. D. (1994) Development and Pilot Testing of a Set of Measures to Improve the Efficiency and Reliability of Oil Coolers. *Elektricheskie Stantsii = Electrical Stations*, (12), 33–36 (in Russian).
28. Pis'menniy E. N., Demchenko V. G., Terekh A. M., Semenyako A. V. (2010) Economizer and the Heat Exchanger of the Flat Oval Tubes with Partial Ribbing. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3/1 (45), 15–19 (in Russian).
29. Osipov S. N., Zakharenko A. V. (2018) Energy-Efficient Compact Heat Exchangers Made of Porous Heat-Conducting Materials. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (4), 346–358. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-346-358>.
30. Zubkov N. N., Ovchinnikov A. I., Kononov O. V. (1993) Fabrication of Heat Exchange Surfaces of a New Class by Deforming Cutting. *Vestnik MGTU imeni N. E. Baumana. Ser. "Mashinostroenie" = Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, (4), 79–82 (in Russian).
31. Skrypnik A. N., Shchelchikov A. V., Popov I. A., Ryzhkov D. V., Sverchkov S. A., Zhukova Yu. V., Chorniy A. D., Zubkov N. N. (2018) Thermohydraulic Efficiency of Pipes with Internal Spiral Fins. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 91 (1), 52–63. <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1718-y>.