

УДК 621.18.063

С.А. Рева, инженер, ORCID 0000-0003-0226-706X

А. М. Терех, канд. техн. наук., ст. науч. сотр., ORCID 0000-0002-1320-8594

В.А. Рогачев, канд. техн. наук., доц., ORCID 0000-0001-5489-874X

А.И. Руденко, канд. техн. наук., доц., ORCID 0000-0002-8541-9710

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

## ОЦЕНКА ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАКЕТОВ ВИНТООБРАЗНЫХ ТРУБ

*На основе усовершенствованного метода выполнена оценка теплоаэродинамической эффективности шахматных пакетов винтообразных и гладких круглых труб. Проведено сравнение их теплоаэродинамических, весовых, габаритных характеристик на примере теплового и аэродинамического расчетов воздухоподогревателя-регенератора. По результатам сравнительного анализа показаны преимущества винтообразных труб с равноразвитой поверхностью нагрева над поверхностями из традиционных труб круглого сечения.*

**Ключевые слова:** винтообразная труба, пакет, поверхность, эффективность, регенератор, расчет, сравнение.

### Введение

Создание любого теплообменного оборудования всегда связано с расчетами тепловых потоков между „горячей” и „холодной” средами. При этом для разработчиков одной из основных задач является выбор поверхностей нагрева теплообменного устройства, площадь поверхности которых способна передать заданное количество теплоты при, как можно меньшем аэродинамическом сопротивлении.

Практический опыт показывает, что такие поверхности состоят в большинстве случаев из пластинчатых или трубчатых элементов разных конструкций, форм и геометрии, с оребрением или без него. Поэтому для сравнения теплопередающих элементов между собой и выбора лучшего из них с точки зрения теплообмена и аэродинамического сопротивления, необходимо представлять уровень их теплоаэродинамической эффективности.

### Анализ литературных источников

Оценка, сравнение и выбор более эффективных теплообменных поверхностей является достаточно сложной задачей в первую очередь из-за необходимости учета большого количества теплоаэродинамических показателей, характеризующих работу теплообменного устройства и тесно связанных между собой. К таким показателям можно отнести коэффициент теплоотдачи, аэродинамическое сопротивление, компактность, массу труб, стоимость теплообменной поверхности.

Разработке методов сравнения различных теплообменных поверхностей по теплоаэродинамической эффективности на основе разных условий и критериев посвящено достаточно большое количество исследований [1-5]. В них, как правило, преимущество того или иного типа поверхности с энергетической точки зрения характеризуется отношением переданного количества теплоты через данную поверхность к энергии, затраченной теплоносителем на преодоление ее сопротивления. Сравнение же поверхностей между собой (или с эталонной) и выбор из них более эффективной, осуществляется путем установки взаимосвязи между теплоотдачей и сопротивлением при равенстве чисел Рейнольдса с привлечением сведений о массо-габаритных характеристиках сравниваемых объектов. Например, в усовершенствованном обобщенном способе [6], в качестве критерия сравнения используются эффективные числа Нуссельта при равенстве эффективных чисел Рейнольдса, которые характеризуют рабочие параметры теплообменных поверхностей: тепловую мощность и мощность на прокачку теплоносителя, его теплофизические свойства и температурный напор. Такой способ расчета указанных параметров, по мнению авторов [6], позволяет проводить исследование теплообменных поверхностей, образованных геометрически неподобными каналами при произвольной форме представления данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению.

Для выбора наиболее эффективных поверхностей теплообмена в работах [7, 8] предложен метод оценки эффективности на основе фактора аналогии Рейнольдса ( $\Phi AP$ ), характеризующего свойства используемого интенсификатора теплообмена (зависимость отношения степени интенсификации  $(Nu/Nu_0)$  к отношению потерь давления интенсифицированной поверхности к потерям давления эталонной поверхности без интенсификаторов  $f/f_0$ ).

© С.А. Рева, А. М. Терех, В.А. Рогачев, А.И. Руденко, 2018

$$\Phi AP = (\text{Nu}/\text{Nu}_0)/(f/f_0). \quad (1)$$

Фактор аналогии Рейнольдса показывает на сколько рост интенсивности теплообмена опережает или отстает от роста гидродинамического сопротивления той или другой интенсифицированной поверхности по сравнению с эталонной, а также отображает темп изменения этого показателя от изменения  $f/f_0$ . Поверхность считается совершенной, если  $f/f_0 \leq 1$ , а  $\Phi AP > 1$ . Как указано в [8], при использовании фактора аналогии Рейнольдса неравенство  $\Phi AP < 1$  не означает ухудшения теплогидравлических свойств интенсифицированной поверхности, а лишь показывает невозможность улучшения теплогидравлических характеристик за счет данного метода интенсификации теплообмена.

Преимуществом данного метода сравнения конвективных поверхностей нагрева является: отсутствие необходимости выполнения большого количества дополнительных расчетов, простота и удобство. Полученная картина наглядно отображает величину теплоаэродинамической эффективности одновременно для всех сравниваемых пакетов труб в широком диапазоне изменения мощности на прокачку теплоносителя через пакет. Графическое представление зависимости  $\Phi AP$  от отношения  $f/f_0$  позволяет наглядно оценить и выбрать наилучшую по теплоаэродинамической эффективности поверхность.

Авторами [9,10] для определения эффективности поверхностей в виде штырей различной формы использовался, так называемый, удельный коэффициент потерь давления („specific friction loss”)  $\varepsilon_f$  в виде

$$\varepsilon_f = f/\text{Nu}_D, \quad (2)$$

где  $f$  - фактор трения (общий коэффициент потерь давления),  $\text{Nu}_D$  - число Нуссельта поверхности при соответствующем числе Рейнольдса. Параметр  $\varepsilon_f$  показывает, как при изменении чисел Рейнольдса изменяется соотношение потерь давления по отношению к росту или уменьшению интенсивности теплоотдачи.

Таким образом, разработчик имеет возможность выбрать такую конструкцию поверхности теплообменного устройства, которая позволяет передать заданное количество теплоты при её минимальных габаритах и с наименьшими затратами энергии на прокачку теплоносителя через неё.

### Цель и задачи

Целью исследований является определение эффективности поверхностей из пакетов винтообразных труб на основе усовершенствованного метода оценки эффективности и сравнение их с пакетами гладких круглых труб.

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

- обосновать и усовершенствовать метод оценки теплоаэродинамической эффективности трубчатых поверхностей;
- установить влияние параметра размещения винтообразных труб в пакете на их теплоаэродинамическую эффективность;
- сравнить эффективность воздухоподогревателя-регенератора, выполненного из винтообразных и круглых труб по теплоаэродинамическим и массогабаритным характеристикам.

### Объект исследований

Однозаходные винтообразные трубы с равноразвитой внутренней и внешней поверхностями (рис. 1) изготавливались с помощью роликового обкатывания тонкостенной круглой трубы с внутренним формирующим элементом [11]. Технология изготовления таких труб предложена и освоена в „КПИ им. И. Сикорского”. Степень развития площади поверхности таких труб (отношение внешней или внутренней площади поверхности винтообразной трубы к площади поверхности соответствующей круглой гладкой трубы) может достигать значений от 1,15 до 1,4 по сравнению с круглой трубой. Основные геометрические характеристики однозаходных винтообразных труб представлены в табл. 1.

Результаты исследований теплообмена и аэродинамического сопротивления винтообразных труб представлены в работах [12-14].

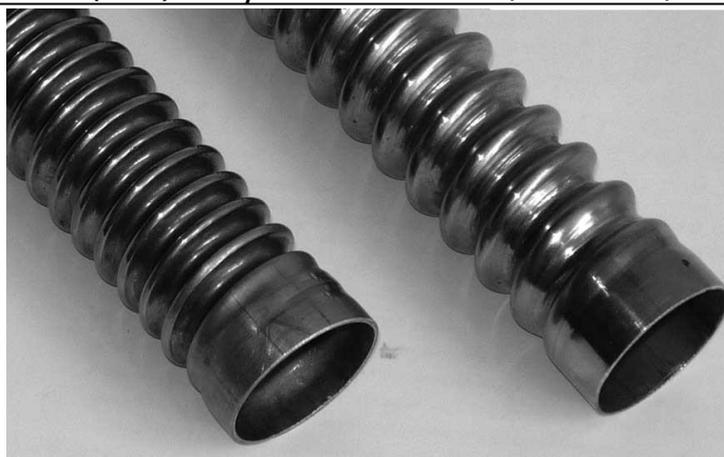


Рисунок 1 – Винтообразные трубы с равноразвитой поверхностью

Таблица 1 – Геометрические характеристики винтообразных труб

Наименование параметра	Обозн.	Тип труб	
		Тип 1	Тип 2
Внешний диаметр труб	$D$ , мм	38	38
Внутренний диаметр труб	$d$ , мм	28	31
Шаг между выступами	$t$ , мм	12	8
Высота выступа	$h$ , мм	5	3,5
Коэффициент развития поверхности	$\psi$	1,163	1,241
Площадь одного погонного метра трубы	$H_{1м}$ , м <sup>2</sup> /м	0,13878	0,14811

### Сравнение тепловой эффективности шахматных пакетов винтообразных труб

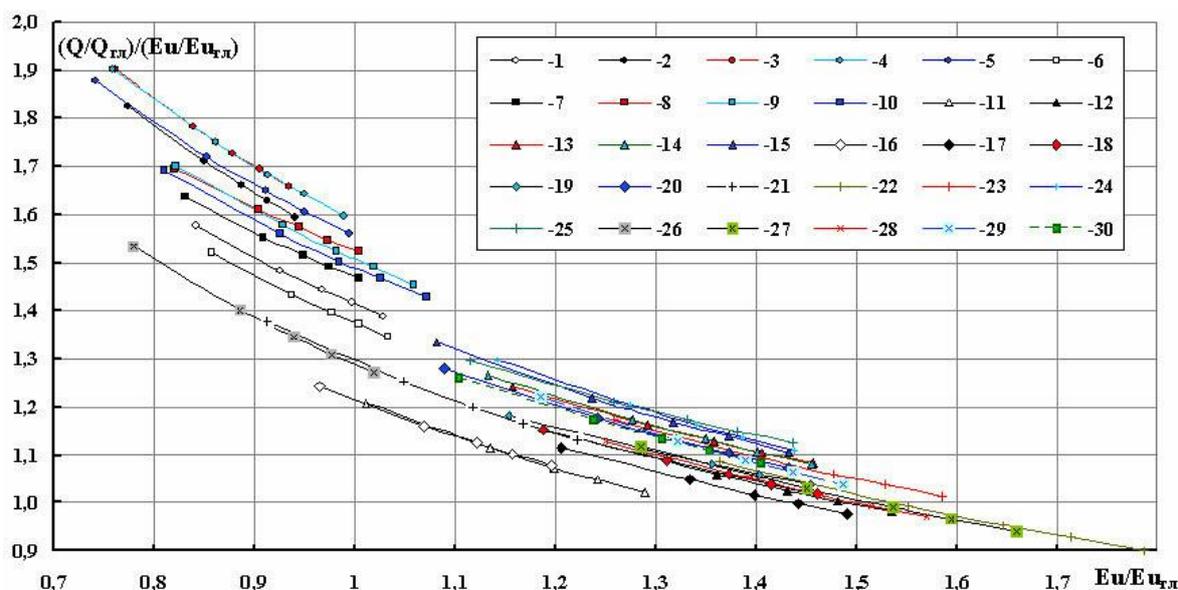
Одним из способов оценки тепловой эффективности поверхностей является обработка и представление экспериментальных данных в виде графических зависимостей  $Nu = f(Re)$  [12-14]. Сравнение зависимостей  $Nu = f(S_1/S_2)$  и  $Nu = f(Re)$  [13] свидетельствует о том, что лучшими показателями по интенсивности внешнего теплообмена обладают пакеты, состоящие из труб типа 1 с поперечным шагом между ними  $S_1 = 52,5$  мм и 70 мм [13]. Но такой способ оценки эффективности основан лишь на сравнении коэффициентов теплоотдачи, которые в исследованных пакетах изменяются в зависимости от геометрических характеристик труб и самих пакетов, а также чисел Рейнольдса.

При разработке различных конструкций теплообменных поверхностей большое внимание уделяют аэродинамическому сопротивлению пакетов, стремясь уменьшить этот показатель. В работе [14] приведены опытные данные в виде зависимостей чисел Эйлера  $Eu_0$  от чисел Рейнольдса  $Re_D$  ( $Eu_0 = f(Re_D)$ ) и параметра размещения  $S_1/S_2$  ( $Eu_0 = f(S_1/S_2)$ ) для шахматных пакетов винтообразных труб и для сравнения расчетные зависимости для шахматных пакетов круглых труб. Анализ приведенных в [14] графических зависимостей свидетельствует о том, что пакеты винтообразных труб, в которых поперечный шаг  $S_1$  равнялся 42 мм, для обоих типов труб имеют аэродинамическое сопротивление на (15-25) % больше, чем пакеты труб с поперечным шагом  $S_1$  52,5 мм и 70 мм. Очевидно, что такое положение ухудшает эксплуатационные характеристики пакетов с шагом  $S_1 = 42$  мм и приводит к увеличению мощности вентилятора (или дымососа) на преодоление сопротивления теплообменной поверхности, состоящей из таких пакетов. В то же время, пакеты труб с  $S_1 = 42$  мм имеют меньшее аэродинамическое сопротивление на (5-20)% (в зависимости от чисел Рейнольдса), чем соответствующие пакеты круглых труб. В свою очередь, пакеты винтообразных труб с поперечными шагами  $S_1=52,5$  мм и 70 мм, обладающие меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с пакетами труб с поперечным шагом  $S_1 = 42$  мм, имеют аэродинамическое сопротивление на (10-60) % больше (в зависимости от чисел Рейнольдса), чем у соответствующих им по геометрическим характеристикам шахматных пакетов круглых труб.

Таким образом, из всего вышесказанного нельзя однозначно определить, какой из исследованных пакетов наиболее выгоден в качестве поверхности теплообмена, как по теплопередающим параметрам, так и по аэродинамическому сопротивлению. Широко распространенный метод выявления наиболее эффективной теплообменной поверхности по фактору аналогии Рейнольдса [7,8], на наш взгляд, также не дает полной информации о преимуществах той или иной сравниваемой поверхности, т.к., не учитывает увеличения или уменьшения площади интенсифицированной поверхности по сравнению с эталонной из круглых гладких труб.

В связи с этим, авторами предложен усовершенствованный метод выбора наиболее эффективной поверхности, основанный на сравнении тепловых потоков, которые отдаются или воспринимаются единицей площади каждой из сравниваемых поверхностей при одинаковом температурном напоре  $\Delta t$  и который учитывает развитие поверхности ( $Q = \alpha \cdot H \cdot \Delta t$ ). Чем больше количество теплоты, отведено или воспринято поверхностью, тем поверхность теплообмена будет более эффективна при одинаковом температурном напоре.

Представленные на рис.2 данные из [13, 14], построенные в виде графических зависимостей  $(Q/Q_{гл})/(Eu/Eu_{гл}) = f(Eu/Eu_{гл})$  для области чисел Рейнольдса  $(5 - 80) \cdot 10^3$  и 30 пакетов винтообразных труб, свидетельствуют о том, что наиболее эффективными пакетами по фактору  $(Q/Q_{гл})/(Eu/Eu_{гл})$  являются пакеты обоих типов труб с поперечным шагом между трубами  $S_1 = 42$  мм.



1-5 – пакеты труб типа 1,  $S_1 = 42$  мм; 6-10 – пакеты труб типа 2,  $S_1 = 42$  мм;  
 11-15 – пакеты труб типа 1,  $S_1 = 52,5$  мм; 16-20 – пакеты труб типа 2,  $S_1 = 52,5$  мм;  
 21-25 – пакеты труб типа 1,  $S_1 = 70$  мм; 26-30 – пакеты труб типа 2,  $S_1 = 70$  мм  
 Рисунок 2 – Зависимость  $(Q/Q_{гл})/(Eu/Eu_{гл}) = f(Eu/Eu_{гл})$  при внешнем поперечном омывании шахматных пакетов труб из [13, 14]

При проектировании теплообменников разработчики и конструкторы уделяют большое внимание вопросу компактности поверхностей нагрева, которая является залогом высокой энергетической эффективности поверхностей теплообмена. Под компактностью  $\Pi$  ( $m^2/m^3$ ) подразумевается отношение полной внешней площади поверхности теплообменника к объему, который он занимает. За счет развития площади поверхности винтообразных труб (табл.1), компактность пакетов из таких труб по сравнению с пакетами из гладких труб увеличивается на 16% для труб типа 1 и на 24% для труб типа 2.

Наиболее выгодной компоновкой труб в пакете, учитывая параметр компактности пакета, являются пакеты труб типа 1 и труб типа 2 (табл.1) с поперечным и продольным шагами между трубами  $S_1 = 42$  мм,  $S_2 = 45$  мм и коэффициентами развития поверхности  $\psi = 1,163$  и  $1,241$  соответственно.

Используя методику оценки, сравнения и выбора наиболее эффективной поверхности из [12, 15], проведен теплоаэродинамический расчет воздухоподогревателя-регенератора для газотурбинной установки в котором в качестве теплообменных элементов использованы винтообразные трубы типов 1 и 2 (табл. 1) с шагами между трубами  $S_1 = 42$  мм,  $S_2 = 45$  мм. Для сравнения проведен расчёт аналогичного регенератора с круглыми трубами, имеющими  $D = 38$  мм с такими же шагами между трубами, как и для теплообменника из винтообразных труб. Режимные параметры воздухоподогревателя-регенератора принимались одинаковыми для всех сравниваемых пакетов (таблица 2). В качестве основных показателей эффективности при сравнении трубчатых поверхностей приняты: потери давления в воздушном  $\Delta P_{в}$ , (Па) и газовом  $\Delta P_{г}$ , (Па) трактах регенератора; коэффициент теплопередачи  $k$  ( $Вт/(m^2K)$ ), плотность теплового потока единицы длины труб  $q_l$  ( $Вт/м$ ), общая длина труб  $L$  (км), масса труб  $M$  (т), объем  $V$  ( $m^3$ ) регенератора. Результаты сравнительных расчетов представлены в таблице 3.

Таблица 2 – Параметры воздухоподогревателя-регенератора газотурбинной установки

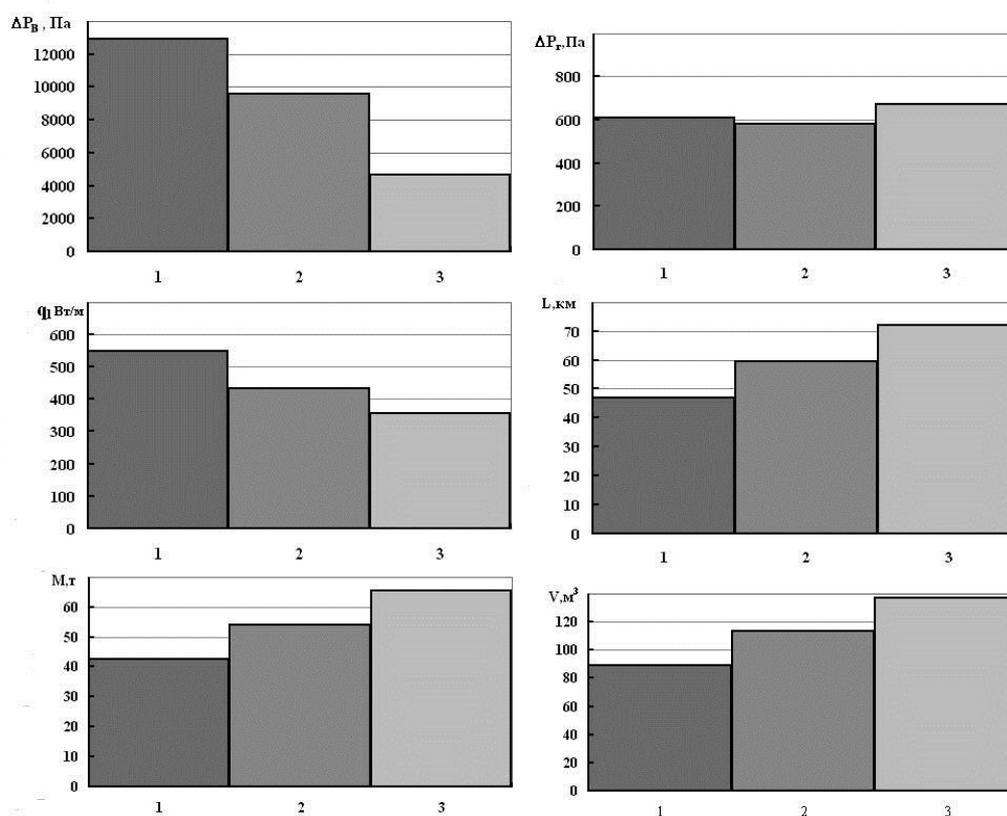
Наименование параметра	Значение
Тепловая мощность регенератора $Q$ , МВт	25,5
Расход воздуха на входе в регенератор $G_B$ , кг/с	74,7
Температура воздуха на входе в регенератор $T_1$ , °С	204
Температура воздуха на выходе из регенератора $T_2$ , °С	526
Давление воздуха на входе в регенератор, $P_B$ , кгс/см <sup>2</sup>	5,12
Потери давления в регенераторе по воздушному тракту, %	3,0
Расход дымовых газов на входе в регенератор $G_T$ , кг/с	79,1
Температура дымовых газов на входе в регенератор $\theta_1$ , °С	583
Температура дымовых газов на выходе из регенератора $\theta_2$ , °С	304
Давление дымовых газов на входе в регенератор, $P_T$ кгс/см <sup>2</sup>	1,065-1,070
Степень регенерации $\mu$	0,85

Таблица 3 – Результаты расчётов показателей эффективности воздухоподогревателя-регенератора

Тип труб	$\Delta P_B$	$\Delta P_T$	$k$	$q_l$	$L$	$M$	$V$
		Па	Вт/м <sup>2</sup> К	Вт/м	км	т	м <sup>3</sup>
1	12900	600	66,4	550	47,0	42,5	89,3
2	9610	582	48,9	432	59,5	54,0	113,4
3	4650	675	45,1	357	72,0	65,3	137,0

Примечание: 3 - пакет гладких круглых труб

Для большей наглядности и простоты сравнения показателей вариантных теплоаэродинамических расчетов регенератора на рис.3 в виде диаграмм представлены данные расчетов основных показателей, которые приведены в таблице 3.



1 – пакет винтообразных труб типа 1:  $S_1 = 42$  мм,  $S_2 = 45$  мм;  
 2 – пакет винтообразных труб типа 2:  $S_1 = 42$  мм,  $S_2 = 45$  мм;  
 3 – пакет круглых труб:  $S_1 = 42$  мм,  $S_2 = 45$  мм

Рисунок 3 – Показатели эффективности поверхностей

Анализ проведенных расчётов показателей эффективности регенератора с теплообменными поверхностями из трех типов труб показывает, что по сравнению с теплообменными поверхностями из традиционных труб круглого поперечного сечения, винтообразные трубы имеют ряд преимуществ. Очевидно (табл. 3, рис. 3), что винтообразные трубы позволяют получить более высокие значения коэффициента теплопередачи  $k$  и линейной плотности теплового потока  $q_l$ . Кроме этого, их использование даёт возможность уменьшить длину труб ( $L$ ), а также улучшить массогабаритные показатели ( $M$ ,  $V$ ) воздухоподогревателя-регенератора, которые снижаются в 1,5 для пакета из труб типа 1 и в 1,2 раза для пакета из труб типа 2, соответственно. Несмотря на то, что потери давления по воздушному тракту  $\Delta P_V$  в регенераторе из винтообразных труб в несколько раз выше, чем из труб круглого сечения, их величина не превышает 3% от суммарных потерь в обоих трактах регенератора [16], что соответствует 15-20 кПа. Что касается требований к величине аэродинамического сопротивления по газовому тракту  $\Delta P_G$ , то для всех сравниваемых поверхностей аэродинамическое сопротивление выхлопных газов составляет менее 1500 Па, что также находится в пределах рекомендаций [16].

#### **Выводы**

Проведенные исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных пакетов винтообразных труб с равноразвитой поверхностью показали, что они обладают рядом преимуществ в сравнении с трубами традиционно круглого сечения. Эти преимущества в виде теплоаэродинамических и массо-габаритных показателей эффективности, подтвержденные также результатами теплоаэродинамического расчета теплообменных поверхностей воздухоподогревателя-регенератора, показали техническую перспективность и экономическую целесообразность применения винтообразных труб для создания различного энергетического оборудования.

#### **Список использованной литературы**

1. Кирпичев, М. В. О невыгоднейшей форме поверхности нагрева [Текст] / М. В. Кирпичев // Известия энергетического института им. Кржижановского. 1944. – Т. XII. – С. 5-9.
2. Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев – М.-Л.: Энергия, 1966. – 184с.
3. Калинин, Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
4. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечно-оребранных труб [Текст] / В. Ф. Юдин – Л.: Машиностроение, 1982.-189с.
5. Гухман, А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей [Текст] / А. А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977. – №4 – С. 5-8.
6. Дрейцер, Г. А., Дзюбенко, Б. В., Якименко, Р.И. Интенсификация теплообмена и анализ методов сравнения теплогидравлической эффективности теплопередающих поверхностей [Текст] // Интенсификация теплообмена: Тр. Второй Рос. нац. конф. по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ. 1998. – С. 99-102.
7. Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика около поверхности углублений (лунок) [Текст] / А. А. Халатов – Киев: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.
8. Доник, Т. В. Теплогидравлическая эффективность и качество интенсификаторов теплообмена закручивающего типа [Текст] / Т. В. Доник, А. А. Халатов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №3/10(57). – С. 43-46.
9. Wang, B. G. An experimental investigation of heat transfer and friction loss in taper pin fin configuration of air cooled turbine blades [Text] / B. G. Wang, H. H. Ji // Proceeding of the ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference. – 1987. – Vol. 4. – pp. 127-133.
10. Uzol, O. Elliptical Pin Fins as an Alternative to Circular Pin Fins for Gas Turbine Blade Cooling Applications. Part 1: Endwall Heat Transfer and Total Pressure Loss Characteristics [Text] / O. Uzol, C. Camci // Proceedings of ASME Turbo Expo 2001 International Gas Turbine Institute Conference, New Orleans, LA. – 2001, June 4-7. – 13 p.
11. Pis'mennyi, E. N. Ways for Improving the Tubular Heaters Used in Gas Turbine Units [Текст] / E. N. Pis'mennyi // Thermal Engineering. – 2012. – V.59. - №6. – pp.485-490.
12. Демчук, Л. В. Теплоаеродинамічна ефективність гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею [Текст] /Л. В. Демчук, В. А. Рогачов, О. М. Терех, О. І. Руденко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №5/8 (53). – С. 26-30.
13. Письменный, С. М. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею [Текст] / С. М. Письменный, В. А. Рогачов, О. М. Терех, В. І. Коньшин, Д. С. Омельчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – №1/8 (60). – С. 29-33.

14. Письменный, Е. Н. Обобщение данных по аэродинамическому сопротивлению пакетов винтообразных труб [Текст] / Е. Н. Письменный, С. А. Рева, А. М. Терех, А. И. Руденко // Международный научно-исследовательский журнал. – 2014. – Ч.1. – №5 (24). – С. 103-106.

15. Багрий, П. И. Сравнение тепловой эффективности шахматных пучков поперечно-оребранных труб различного профиля [Текст] / П. И. Багрий, А. М. Терех, В. А. Рогачев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – №6/5 (30). – С. 51-56.

16. Костюк, А. Г. Паровые и газовые турбины для электростанций [Текст] / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.

**S. Reva**, engineer **ORCID** 0000-0003-0226-706X

**A. Terekh**, Ph.D., **ORCID** 0000-0002-1320-8594

**V. Rogachov**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Prof. **ORCID** 0000-0001-5489-874X

**A. Rudenko**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Prof. **ORCID** 0000-0002-8541-9710

**National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”**

## **ESTIMATION OF HEATAERODYNAMIC EFFICIENCY OF SCREWING TUBE BUNDLES**

*On the basis of the improved method, the heat and aerodynamic efficiency of the staggered bundles of screwing and smooth round tubes was evaluated. A comparison is made of their heat-aerodynamic, weight, and overall characteristics by the example of heat and aerodynamic calculations of the air heater-regenerator. Based on the results of the comparative analysis, the advantages of screw-shaped tubes with an equally developed heating surface over the surfaces of traditional tubes of circular cross-section are shown.*

**Keywords:** screwing tube, bundles, surface, effectiveness, regenerator, calculation, comparison.

### **References**

1. Kirpichov, M. V. (1944). *O naivugodneishei forme poverkhnosti nagraeva. Izvestia energeticheskogo instituta im. Krzgziganovskogo*, V.XII, 5-9.
2. Antuf'ev, V. M. (1966). Efficiency of different forms of heating convective surfaces. Moscow, USSR: Energy, 184.
3. Kalinin, E. K., Dreizer, G. A., Jarkho, S. A. (1990). Intensification of heat transfer in chanel. Moscow, USSR: Machinebuilding, 208.
4. Udin, V. F. (1982). Heat transfer of finned tubes in crossflow. Leningrad, USSR: Machinebuilding, 189.
5. Gukhman, A. A. (1977). Intensification of convective heat transfer and problem of comparative estimation of heat-exchange surfaces. *Thermal Engineering*, 4, 5–8.
6. Dreytser, G. A., Dzyubenko, B. V., Yakimenko, R. I. (1998). Intensification of heat transfer and analysis methods of comparison of heat hydraulic efficiency for heat transfer surfaces. Intensification of heat transfer: Labours of the II Russian national conference of heat transfer. Moscow, Russia: Publishing house MEI, 6, 99–102.
7. Khalatov, A. A. (2005). Heat exchange and hydrodynamics near the surface of deepenings (small holes), Kiev, Ukraine: Publ. Inst. Tekhnical Thermalphysics NAS Ukraine, 140.
8. Donik, T. V., Khalatov, A. A. (2012). Thermhydraulic efficiency of heat exchange and the quality of intensifiers such as torsional. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3/10 (57), 43-46.
9. Pis'mennyi, E. N. (2012). Ways for Improving the Tubular Heaters Used in Gas Turbine Units. *Thermal Engineering*, V.59, 6, 485-490.
10. Wang, B. G., Ji, H. H. (1987). An experimental investigation of heat transfer and friction loss in taper pin fin configuration of air cooled turbine blades. *Proceeding of the ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol. 4, 127-133.
11. Uzol, O., Camci C. (2001). Elliptical Pin Fins as an Alternative to Circular Pin Fins for Gas Turbine Blade Cooling Applications Part 1: Endwall Heat Transfer and Total Pressure Loss Characteristics. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2001 International Gas Turbine Institute Conference, New Orleans, LA*, June 4-7, 13.
12. Demchuk, L. V., Rohachov, V. A., Terekh, A. M., Rudenko, A. I. (2011). Heat-aerodynamic efficiency of helical tubes with equaldeveloped surface. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5/8 (53), 26-30.
13. Pis'mennyi, E. N., Rogachov, V. A., Terekh, A. M., Kon'shin, V. I., Omelchuyk, D. S. (2013). Heat transfer of tube bundles with the equalincreased surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/8 (61), 29-33.

14. Pis'mennyi, E. N., Reva S. A., Terekh, A. M., Rudenko, A. I. (2014). The generalized data of the aerodynamic drag of the staggered bundles of screw-shaped tubes. *International research journal*, V.1, 5 (24), 103-106.

15. Bagriy, P. I., Terekh, A. M., Rohachov, V. A. (2007). *Sravnienie teplovoy effektivnosti shakhmatnykh puchkov poperechno-orebrennykh trub razlichnogo profilia. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, №6/5 (57), 51-56.

16. Kostyuk, A. G., Frolov, V. V., Bulkin, A. E., Trukhniy A. D. (2008). Steam and gas turbines for power station. Moscow, Russia: Publ. House MEI, 556.

**УДК 621.18.063**

**С.А. Рева**, інженер, ORCID 0000-0003-0226-706X

О.М. Терех, канд. техн. наук., с. н. с., ORCID 0000-0002-1320-8594

**В. А. Рогачов**, канд. техн. наук., доц., ORCID 0000-0001-5489-874X

**О.І. Руденко**, канд. техн. наук, доц., ORCID 0000-0002-8541-9710

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

### **ОЦІНКА ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПАКЕТІВ ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ**

*На основі вдосконаленого метода виконана оцінка теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів гвинтоподібних та гладких круглих труб. Проведено порівняння їх теплоаеродинамічних, вагових, габаритних характеристик на прикладі теплового і аеродинамічного розрахунків повітропідігрівача-регенератора. За результатами порівняльного аналізу показані переваги гвинтоподібних труб над поверхнями з традиційних труб круглого перетину.*

**Ключові слова:** гвинтоподібна труба, поверхня, пакет, ефективність, регенератор, розрахунок, порівняння.

Надійшла 26.03.2018

Received 26.03.2018

**УДК 621.315.615**

**Д.Т. Юсупов**, ст. науч. сотр.,

ООО «Научно-технический центр» АО «Узбекэнерго»,

г. Ташкент, Республика Узбекистан

### **ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ПРИМЕСЕЙ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ТРАНСФОРМАТОРНОГО МАСЛА И СПОСОБ ИХ УДАЛЕНИЯ**

*Электрическая прочность трансформаторного масла является самым основным эксплуатационным показателем, определяющий срок службы жидкой изоляции. В процессе эксплуатации трансформаторного масла на его электрическую прочность влияют различные примеси. В связи с этим, в данной работе проведен обзор влияющих примесей на данный основной эксплуатационный показатель масла. Приведены результаты очистки отработанных трансформаторных масел с целью повышения их электрическую прочность.*

*Для проведения экспериментальных исследований разработан керамический мембранный фильтр, предназначенный для очистки отработанного трансформаторного масла от механических примесей. Очистка отработанных трансформаторных масел растворимых и увлажненных примесей применен адсорбционный способ. В качестве адсорбентов использован силикагель и цеолит. Очистка отработанных трансформаторных масел с использованием керамического мембранного фильтра и адсорбентов осуществлялась по разработанной схеме автором. Окончательная очистка каждой пробы масла керамическим мембранным фильтром позволила повысить значение пробивного напряжения до 60 кВ.*

© Д.Т. Юсупов, 2018