

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

## **ВІСНИК**

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
«ХПІ»**

*Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*

**№ 9(1231) 2017**

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків  
НТУ «ХПІ», 2017

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ».** Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – 102 с. – ISSN 2078-774X.

**Державне видання**

**Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України**

**КВ № 5256 від 2 липня 2001 року**

Збірник виходить українською та російською мовами

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 07 жовтня 2015 р. Наказ № 1021 (додаток 11).*

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

**Координаційна рада:**

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ (**голова**);  
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);  
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ;  
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;  
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;  
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;  
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;  
В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;  
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;  
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;  
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;  
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;  
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;  
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;  
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

**Редакційна колегія серії:**

**Відповідальний редактор:** А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

**Відповідальний секретар:** Ю. О. Юдін, канд. техн. наук, проф.

**Члени редколегії:** А. М. ГАНЖА, д-р техн. наук, проф.; В. І. ГНЕСІН, д-р техн. наук, проф.;  
S. Yerzhov, д-р техн. наук, проф. (USA); О. В. ЕФІМОВ, д-р техн. наук, проф.;  
P. Ligriani, д-р техн. наук, проф. (USA); Ю. М. МАЦЕВИТИЙ, д-р техн. наук, дійсний чл. НАНУ;  
S. Nick, д-р техн. наук, проф. (UK); А. В. РУСАНОВ, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;  
R. Rzadkowski, д-р техн. наук, проф. (Poland); М. О. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук, проф.;  
О. І. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, проф.; А. П. УСАТИЙ, д-р техн. наук, проф.;  
А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук, проф., дійсний чл. НАНУ; О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, д-р техн. наук, проф.;  
О. Л. ШУБЕНКО, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань баз даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, **Google Scholar**, **Index Copernicus**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 3 від 24 березня 2017 р.

NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY  
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

# **BULLETIN**

**OF THE NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY  
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”**

*Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*

**№ 9(1231) 2017**

Collected Works

The publication was founded in 1961

Kharkiv  
NTU “KhPI”, 2017

**Bulletin of the NTU “KhPI”.** Collected Works. Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – Kharkiv : NTU “KhPI”. – 2017. – No. 9(1231). – 102 p. – ISSN 2078-774X.

**State edition**

**Certificate of State Committee of Ukraine for Information Policy  
KB No 5256 from July 2, 2001**

The collection is published in Ukrainian and Russian.

*The Bulletin of the National Technical University “KPI” is put on “The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor” approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of 07 October 2015. Order No 1021 (Supplement No 11).*

**Coordinating Board:**

L. L. Tovazhnyanskyy, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine (**chief**);  
K. A. Gorbunov, Ph.D., Associate Prof. (**secretary**);  
A. P. Marchenko, D.Sc., Prof.; Ye. I. Sokol, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine;  
E. E. Aleksandrov, D.Sc., Prof.; A. V. Boiko, D.Sc., Prof.;  
F. F. Gladkiy, D.Sc., Prof.; M. D. Godlevskiy, D.Sc., Prof.;  
A. I. Grabchenko, D.Sc., Prof.; V. G. Danko, D.Sc., Prof.;  
V. D. Dmitrienko, D.Sc., Prof.; I. F. Domnin, D.Sc., Prof.;  
V. V. Epifanov, Ph.D., Prof.; Yu. I. Zaytsev, Ph.D., Prof.;  
P. A. Kachanov, D.Sc., Prof.; V. B. Klepikov, D.Sc., Prof.;  
S. I. Kondrashov, D.Sc., Prof.; V. I. Kravchenko, D.Sc., Prof.;  
G. V. Lisachuk, D.Sc., Prof.; O. K. Morachkovsky, D.Sc., Prof.;  
V. I. Nikolaenko, Ph.D., Prof.; P. G. Pererva, D.Sc., Prof.;  
V. A. Pulyaev, D.Sc., Prof.; M. I. Rishchenko, D.Sc., Prof.;  
V. B. Samorodov, D.Sc., Prof.; G. M. Suchkov, D.Sc., Prof.;  
M. A. Tkachuk, D.Sc., Prof.

**Editorial Board:**

**Editor:** A. V. Boiko, D.Sc., Prof.

**Secretary:** Yu. A. Yudin, Ph.D., Prof.

**Members of the editorial board:** A. M. Ganzha, D.Sc., Prof.; V. I. Gnesin, D.Sc., Prof.;  
S. Yershov, D.Sc., Prof. (USA); A. V. Yefimov, D.Sc., Prof.;  
P. Ligrani, D.Sc., Prof. (USA); Yu. M. Matsevity, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;  
S. Nick, D.Sc., Prof. (UK); A. V. Rusanov, D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine;  
R. Rzadkowski, D.Sc., Prof. (Poland); M. O. Tarasenko, Ph.D., Prof.; A. I. Tarasov, D.Sc., Prof.;  
A. P. Usaty, D.Sc., Prof.; A. A. Khalatov, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;  
O. Yu. Chernousenko, D.Sc., Prof.; O. L. Shubenko, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine

*Bulletin of the of the National Technical University “KhPI” series “Power and Heat Engineering Processes and Equipment” included in the directory databases of periodicals “Ulrich’s Periodicals Directory” (New Jersey, USA), Google Scholar, Index Copernicus.*

Recommended for publication by the Academic Council of NTU “KhPI”  
Protocol number 3 of 24 March 2017

## ЗМІСТ

## Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Бойко А. В., Усатий А. П., Баранник В. С.</i> Оптимизация турбинных решеток с использованием геометрических критериев качества обвода профиля и канала .....	6
<i>Бабаев А. И., Голощапов В. Н.</i> Исследование структуры потока в тракте паровпуска турбины методом математического моделирования .....	17
<i>Субботович В. П., Юдин Ю. А., Лапузин А. В., Юдин А. Ю., Швецов В. Л.</i> Влияние неосесимметричного вдува потока в диффузоре на работу выхлопного патрубка ЦНД турбины .....	24
<i>Сербин С. И., Козловский А. В.</i> Повышение экологичности камер сгорания ГТД использованием слаботочных плазмохимических стабилизаторов .....	29
<i>Черноусенко О. Ю., Пешко В. А.</i> Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» .....	34
<i>Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Мележик І. І.</i> Оцінка розвитку тріщини при циклічному навантаженні пластинчатих елементів із використанням параметрів розсіяних пошкоджень матеріалу .....	41
<i>Мовчан С. Н., Соломонюк Д. Н.</i> Перспективы применения в регенераторах ГТУ поверхностей теплообмена с интенсификацией теплоотдачи выступами и впадинами .....	45
<i>Алтухова О. В., Каневец Г. Е.</i> Эффективность пластинчатых теплообменников: комплексный оптимизационный вычислительный эксперимент .....	52
<i>Борисов Н. А., Голубков О. Г., Серeda P. H., Удод М. Н.</i> Результаты теплотехнических испытаний кожухотрубного газомасляного теплообменного аппарата на стенде научно-испытательного комплекса ПАО «Сумское НПО» .....	57
<i>Баранюк А. В., Рогачов В. А., Терех А. М., Руденко А. И.</i> Численное моделирование конвективного теплообмена и аэродинамики поверхностей с пластинчато-разрезным оребрением .....	64
<i>Брунеткин А. И., Максимов М. В.</i> Приближенный аналитический метод расчета несимметричного нагрева бесконечной пластины .....	71
<i>Ефимов А. В., Гончаренко А. Л.</i> Повышение экономичности и экологической эффективности теплоутилизационной системы конденсационного типа путем ввода влаги в топку котла .....	76
<i>Ромашов Ю. В., Поволоцкий Э. В.</i> Применение метода конечных разностей для решения задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки стержневого твэла .....	82
<i>Минко А. Н., Шевченко В. В.</i> Комплексная структура разработки турбогенераторной установки блочно-модульного исполнения .....	86
<i>Гриценко Н. И., Голощапов В. Н.</i> Влияние геометрических характеристик проточной части осевого вентилятора на создаваемый им перепад давления .....	90
<i>Кесова Л. О., Шелешей Т. В.</i> Залежність температури відхідних газів котлів від зміни електричного навантаження ТЕЦ .....	96

**А. В. БОЙКО, А. П. УСАТЫЙ, В. С. БАРАННИК**

### **ОПТИМИЗАЦИЯ ТУРБИНЫХ РЕШЕТОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА ОБВОДА ПРОФИЛЯ И КАНАЛА**

**АННОТАЦИЯ** В работе предложена методика многокритериальной оптимизации турбинных решеток с использованием геометрических критериев качества турбинных профилей (описанных BiArc-кривыми) и образованных ими каналов. Рассмотрены особенности предлагаемой методики, а также приведено математическое описание предлагаемого комплекса геометрических критериев, описывающих качество как турбинных профилей, так и образованных с их помощью каналов. Описан метод оптимизации и алгоритмы свертки и нормирования комплекса геометрических критериев качества. Приведены примеры оптимальных турбинных решеток и профилей. Даны результаты сравнительных численных исследований эффективности оптимальных турбинных решеток, полученных с помощью предлагаемого метода оптимизации и турбинной решетки, построенной с использованием атласного профиля P2. Показана более высокая эффективность оптимальных турбинных решеток и объяснена физическая природа полученных результатов.

**Ключевые слова:** Оптимизация турбинной решетки, геометрические критерии качества, BiArc-кривая, сравнительный численный эксперимент.

**A. BOIKO, A. USATY, V. BARANNIK**

### **OPTIMIZATION OF THE TURBINE GRIDS USING GEOMETRIC QUALITY CRITERIA FOR CIRCUMSCRIPTION OF THE PROFILE AND CHANNEL**

**ABSTRACT** The multi-criteria optimization method of the turbine grids using the geometric quality criteria of circumscription of the turbine profiles and channels, created by them, is developed. The article presents the features of the proposed methodology and the mathematical description of the proposed complex of geometric criteria that describes the quality of the turbine grids. The method of optimization as well as convolution algorithms and regulation of geometric quality criteria complex has been described. The article presents the results of the optimization of three turbine grids. The results of comparative research of efficiency of optimal turbine grids, obtained using the proposed method of optimization, and the turbine grids built using the initial profiles P2 are given. A higher efficiency of the optimal turbine grids has shown and the physical nature of the results was explained. Because of the complex criteria of quality and quantity parameters, that have influence on the efficiency of turbine profile cascades, objective function is multimodal. Due to the high efficiency of the original profiles, the values of optimal profiles in extreme locations differ slightly. Therefore, the search for the best solution (global extremum point) demanded the combination of several methods for finding optimal solutions.

**Key words:** Turbines profile, BiArc-curve, Turbine grid, Geometric quality criteria, Optimization, Comparative numerical experiment.

#### **Введение**

Эффективность проточной части осевой турбины во многом определяется эффективностью сопловых и рабочих решеток, которые в свою очередь зависят от качества формы обводов турбинных профилей и образованных с их помощью каналов решетки. Вопросам повышения эффективности турбинных профилей посвящено множество теоретических [1, 2], расчетных [3–9] и экспериментальных [10–13] научно-исследовательских работ. Все они внесли свой вклад в понимание физической сути аэродинамических процессов, проходящих при обтекании турбинных профилей и позволили создать современные высокоэффективные турбинные профили, как для сопловых, так и для рабочих решеток [14, 15]. Расчетные исследования, последних лет [16, 17], связанные с повышением эффективности турбинных профилей и решеток показали, во-первых, что данная задача является актуальной и сегодня, а во-вторых, высокую сложность и трудоемкость таких задач. Следует отметить, что в первую очередь высокий уро-

вень сложности получения положительного результата при решении таких задач обусловлен достаточно высоким уровнем эффективности современных турбинных профилей. Следует отметить, что первые расчетно-теоретические работы [1, 5] посвященные созданию высокоэффективных турбинных профилей были ориентированы на получение профилей с плавно меняющейся кривизной их обводов. Для этих целей были разработаны и использованы геометрические критерии качества – «минимум максимальной кривизны» и «минимум потенциальной энергии изгиба кривых» [1, 5]. Применение этих критериев при оптимизации формы турбинных профилей позволило впервые аналитически получить высокоэффективный турбинный профиль 1ММК с уровнем потерь меньше чем у атласного профиля P2.

Вместе с тем, учитывая тот факт, что течение рабочего тела происходит в каналах турбинной решетки, форма которых непосредственно влияет на эффективность течения, становится очевидной необходимость перехода от задачи оптимизации формы обвода турбинных профилей к

© А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник, 2017

задаче оптимизации турбинных решеток, где должны учитываться геометрические критерии качества не только формы обвода турбинного профиля, но и канала.

### Цель работы

Разработка метода многокритериальной оптимизации турбинных решеток с использованием геометрических критериев качества как формы обвода профиля, так и канала.

### Изложение основного материала Объект исследований

В данной работе объектом оптимизационных исследований является турбинная решетка, профили которой описываются *BiArc*-кривыми [18], см. рис. 1.

### Постановка задачи оптимизации

Задачу многокритериальной оптимизации турбинной решетки с использованием геометрических критериев качества профиля и канала для формирования соответствующих целевых функций, а также геометрических (конструктивных) и функциональных ограничений можно представить следующим образом

$$\begin{cases} \vec{Y}^{\text{opt}}(\vec{x}_k^{\text{opt}}) = \max \vec{Y}(\vec{x}_k), \\ \vec{x}_k \in X, \vec{v}(\vec{x}_k) \in V, \\ \vec{Y}(Y_1(\vec{x}_k), Y_2(\vec{x}_k), \dots, Y_n(\vec{x}_k)), \\ N_{X_{\min}} \leq |X| \leq N_{X_{\max}} < \infty, \\ N_{V_{\min}} \leq |V| \leq N_{V_{\max}} < \infty, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\vec{Y}$  – вектор целевых функций;  $\vec{x}_k$  – вектор конструктивных (оптимизируемых) параметров;  $\vec{v}$  – вектор функциональных ограничений;  $V, X$  – области существования функциональных и конструктивных ограничений;  $N_{V_{(\min, \max)}}$ ,  $N_{X_{(\min, \max)}}$  – границы областей существования соответствующих ограничений.

То есть, решение задачи многокритериальной оптимизации турбинной решетки заключается в отыскании соответствующего допустимого (удовлетворяющего ограничениям) проектного решения ( $\vec{x}_k^{\text{opt}}$ ), реализация которого дает экстремальное значение вектора целевых функций ( $\vec{Y}^{\text{opt}}(\vec{x}_k^{\text{opt}})$ ).

### Формирование вектора геометрических критериев качества турбинной решетки

#### 1 Выбор геометрических критериев качества турбинного профиля

Как показывает опыт, для оценки качества

турбинного профиля наиболее целесообразно использовать геометрический критерий качества «минимум максимальной кривизны», применив его для кривых, которые будут описывать спинку и животик профиля. Вместе с тем, учитывая, что в данной работе контуры профилей будут описываться дугами окружностей (*BiArc*-кривыми), применение геометрического критерия качества «минимум максимальной кривизны» в строгом математическом определении его сути может внести определенные сложности, вызванные скачкообразным изменением значения данного критерия при переходе от одной дуги к другой. Этот факт может негативно повлиять на непрерывность функции свернутого критерия качества турбинной решетки. С учетом этого в работе был применен некий аналог геометрического критерия «минимум максимальной кривизны», суть которого заключается в минимизации суммы разностей величин кривизны соседних дуг. Сумма этих разностей у оптимального профиля должна быть минимальна. В формальном виде для спинки и животика эти критерии будут иметь следующий вид:

$$\begin{cases} k_s = \sum_{i=1}^{N_s-1} abs(1/R_{s(i)} - 1/R_{s(i+1)}), \\ k_g = \sum_{i=1}^{N_g-1} abs(1/R_{g(i)} - 1/R_{g(i+1)}), \\ \max |k_s| \rightarrow \min, \max |k_g| \rightarrow \min, \end{cases} \quad (2)$$

где  $k_s, k_g$  – геометрические критерии качества спинки и животика профиля;  $N_s, N_g$  – количество дуг на спинке и животике профиля;  $R_s, R_g$  – радиусы дуг спинки и животика, соответственно.

В пределе минимум этих критериев качества приводит к набору дуг одного радиуса, т.е. к кривой с постоянной кривизной. В практике профилирования турбинных профилей подобные решения отсутствуют, т.к. граничные условия для построения профилей исключают такую возможность. Вместе с тем минимизация целевой функции, построенной с использованием критериев (2) приводит к получению *BiArc*-кривых с минимально возможными скачками кривизны в точках сопряжения дуг окружностей, что соответствует «духу» геометрического критерия качества «минимум максимальной кривизны».

#### 2 Выбор геометрических критериев качества канала

Для оценки качества канала решетки были формализованы общеизвестные геометрические характеристики канала, влияющие на эффективность течения. В число этих характеристик были включены:

- 1) плавность и длина средней линии канала;

- 2) плавность изменения конфузурности канала;
- 3) угол поворота средней линии канала;
- 4) степень конфузурности канала.

Перечисленные выше характеристики определялись в промежутке между входным и выходным горлами канала.

Для оценки плавности средней линии и плавности изменения конфузурности канала (линия 1 и линия 2 на рис. 1) использовались геометрические критерии качества «минимум максимальной кривизны» и/или «минимум потенциальной энергии изгиба» кривых, отражающих характер изменения перечисленных характеристик канала (п. 1, 2). Прежде чем оценить данные характеристики, предварительно определялись координаты точек средней линии канала и радиусы вписанных окружностей в канал решетки. Затем в соответствии с координатами точек средней линии канала и радиусов вписанных окружностей строились соответствующие кубические интерполяционные сплайны вида (3)

$$\begin{cases} S_{i(l)} = a_{(l)} + (b_{(l)} + (C_{(l)}/2 + \Delta x \cdot d_{(l)}/6)\Delta x)\Delta x, \\ S'_{i(l)} = b_{(l)} + c_{(l)} \cdot \Delta x + d_{(l)} \cdot \frac{\Delta x^2}{2}, \\ S''_{i(l)} = c_{(l)} + d_{(l)} \cdot \Delta x, \end{cases} \quad (3)$$

где  $a_{(l)}, b_{(l)}, c_{(l)}, d_{(l)}$  – коэффициенты кубического сплайна (для  $l$ -го участка). Длина участка сплайна определяется расстоянием между соседними точками средней линии канала решетки;  $S_{i(l)}$  – значение сплайна в рассчитываемой точке;  $S'_{i(l)}, S''_{i(l)}$  – первая и вторая производные сплайна;  $\Delta x$  – расстояние между  $x$  координатой начального узла  $l$ -го участка сплайна и  $x$  координатой рассчитываемой точки.

Использование сплайнов (3) позволяет оценивать влияние геометрических критериев качества средней линии канала и зависимости, описывающей изменение степени конфузурности канала между входным и выходным горлами на вектор целевых функций (1). Геометрические критерии качества средней линии канала и зависимости, описывающей изменение степени конфузурности вдоль канала определяются по формулам (4) или (5).

$$\begin{cases} k_m = S''_m / (1 + S'^2_m)^{1.5}, \\ k_c = S''_c / (1 + S'^2_c)^{1.5}, \\ \max|k_m| \rightarrow \min, \max|k_c| \rightarrow \min. \end{cases} \quad (4)$$

Использование зависимостей (4) позволит построить решетки турбинных профилей, у которых средние линии канала и линии, описывающие изменение конфузурности канала будут иметь минимальное из возможного значения максимальной

кривизны. Если воспользоваться зависимостями (5), то отмеченные кривые будут такой формы, при которой значение потенциальной энергии их изгиба будет минимальным.

$$\begin{cases} k_m = \int_{x_0}^{x_n} \frac{S''_m{}^2}{(1 + S'^2_m)^3} dx, \\ k_c = \int_{x_0}^{x_n} \frac{S''_c{}^2}{(1 + S'^2_c)^3} dx, \\ \max|k_m| \rightarrow \min, \max|k_c| \rightarrow \min. \end{cases} \quad (5)$$

Общеизвестным является факт отрицательного обратнопропорционального влияния угла поворота потока в канале на эффективность канала. С учетом этого, для минимизации потерь в канале в качестве геометрического критерия качества канала был введен угол поворота потока в канале между входным и выходным горлами. Значение этого угла определяется по зависимостям (6).

$$\begin{cases} k_p = 180 - (\beta_{1thr} + \beta_{2eff}), \\ |k_p| \rightarrow \min, \\ \beta_{1thr} = \arcsin(a_1/t), \\ \beta_{2eff} = \arcsin(a_2/t), \end{cases} \quad (6)$$

где  $a_1, a_2, t$  – входное, выходное горла и шаг решетки профилей, соответственно (рис. 1).

Одной из важнейших геометрических характеристик каналов турбинных решеток является степень конфузурности канала. Чем больше конфузурность канала тем выше его эффективность. Учитывая, что все рассмотренные выше геометрические критерии качества были сформированы таким образом, что их минимизация должна вести к повышению эффективности турбинных решеток, в качестве геометрического критерия качества была выбрана величина обратная степени конфузурности канала. Минимизация этого критерия качества (7) будет вести к росту степени конфузурности и положительному влиянию на эффективность турбинной решетки

$$\begin{cases} k_{sc} = a_2/a_1, \\ |k_{sc}| \rightarrow \min. \end{cases} \quad (7)$$

Учитывая, что выходное горло канала соответствует эффективному углу выхода решетки ( $\beta_{2eff}$ , см. рис. 1), который не изменяется в процессе оптимизации, то по сути поиск оптимального решения с учетом геометрического критерия качества (7), отвечающего за конфузурность канала будет направлена на увеличение входного горла  $a_1$ .

И последним геометрическим критерием качества, влияющим на эффективность турбинной решетки, который используется в предлагаемом

методе, является длина средней линии канала на участке между входным и выходным горлами. Минимизация данного критерия будет вести (по возможности) к получению менее изогнутых (более прямых) каналов, что безусловно положительно будет сказываться на эффективности турбинной решетки. Зависимость формализующая данный критерий качества приведена ниже

$$\begin{cases} k_{ml} = \sum_{i=1}^{N_m} l_{mi}, \\ |k_{ml}| \rightarrow \min, \end{cases} \quad (8)$$

$$\|K\| = \sqrt{\left(\frac{\mu_s k_s}{k_s^p}\right)^2 + \left(\frac{\mu_g k_g}{k_g^p}\right)^2 + \left(\frac{\mu_m k_m}{k_m^p}\right)^2 + \left(\frac{\mu_c k_c}{k_c^p}\right)^2 + \left(\frac{\mu_p k_p}{k_p^p}\right)^2 + \left(\frac{\mu_{sc} k_{sc}}{k_{sc}^p}\right)^2 + \left(\frac{\mu_{ml} k_{ml}}{k_{ml}^p}\right)^2}, \quad (9)$$

где  $\mu$  – весовые коэффициенты соответствующих критериев качества, а  $k^p$  – значения соответствующих критериев качества, вычисленных для решетки-прототипа. Таким образом, зависимость (9) по существу, определяет модуль вектора частных геометрических критериев качества в нормированном (относительном) виде с учетом их весовых коэффициентов ( $\mu$ ).

По своей сути, используемый вид свертки, аналогичен свертке метода идеальной точки, которая, в свою очередь, близка, к свертке Гермейера [20]. Известно, что метод идеальной точки и метод свертки Гермейера, в отличие от метода взвешенных критериев (аддитивной свертки), позволяют находить решения, лежащие как на выпуклой, так и на невыпуклой части фронта Парето.

Решая задачу минимизации  $\|K\|$  мы находим точки в критериальном пространстве, наименее удаленные от начала координат, получая, таким образом, множество недоминируемых решений, соответствующих Парето-фронт.

### Функциональные ограничения в задаче оптимизации турбинных решеток

В соответствии с (1) компонентами вектора функциональных ограничений  $\vec{v}$  в данной задаче являются параметры, описывающие прочностные характеристики профиля. К ним, в первую очередь, относятся площадь ( $F_p$ ), момент сопротивления ( $W_p$ ) и максимальная толщина профиля ( $C_p$ ).

### Оптимизируемые параметры в задаче оптимального проектирования турбинной решетки

Как видно из рис. 1, в самом общем виде в

где  $N_m$  – число узлов сплайна, описывающего среднюю линию канала (3) на участке между входным и выходным горлами;  $l_{mi}$  – длина  $i$ -го участка сплайна.

Таким образом задача оптимального проектирования турбинной решетки является задачей многокритериальной оптимизации. Для решения подобных задач существует множество подходов, наиболее часто данную задачу с помощью специальной свертки сводят к однокритериальной. В данной работе используется метод свертки, основанный на вычислении расстояния между центром координат многокритериального пространства и точкой, соответствующей текущему варианту турбинной решетки в этом пространстве (9) [19].

число оптимизируемых параметров могут быть включены следующие характеристики профиля, влияющие на форму его обводов, форму канала и как следствие на эффективность турбинной решетки:

- 1) геометрический угол входа ( $\beta_{1g}$ );
- 2) геометрический угол выхода ( $\beta_{2g}$ );
- 3) радиус входной кромки ( $r_1$ );
- 4) угол установки профиля ( $\beta_y$ );
- 5) угол заострения входной кромки ( $\omega_1$ );
- 6) угол заострения выходной кромки ( $\omega_2$ );
- 7) угол отгиба выходной кромки ( $\delta$ );
- 8) относительный шаг решетки ( $\bar{t} = t/b$ ),

или число лопаток решетки.

Кроме перечисленных выше геометрических характеристик профиля и канала в число оптимизируемых параметров турбинной решетки, не зависимо от постановки оптимизационной задачи, автоматически включаются параметры, влияющие на положение точки сопряжения двух дуг окружностей каждого участка *BiArc*-кривых и соответственно на соотношение кривизны этих дуг. При использовании методики построения обводов турбинных профилей с помощью *BiArc*-кривых, это будут три нормированных коэффициента  $0 < k < 1$  (см. [18]). Первый коэффициент  $k_1$  для участка *BiArc*-кривой на спинке профиля между выходной кромкой и точкой горла, второй коэффициент  $k_2$  – на участке между точкой горла и входной кромкой и третий коэффициент  $k_3$  для участка *BiArc*-кривой, описывающей животик профиля.

Таким образом, при решении задачи оптимизации турбинной решетки в наиболее общей постановке размерность вектора целевых функций ( $\vec{Y}$ ) будет равна восьми, размерность вектора оптимизируемых параметров ( $\vec{x}_k$ ) равна 11 и

размерность вектора функциональных ограничений ( $\vec{v}$ ) равна трем.

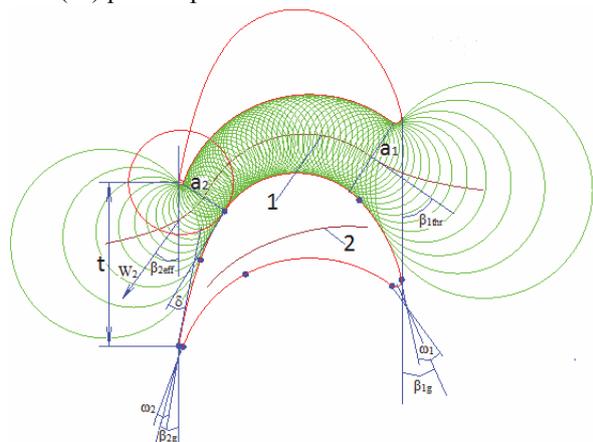


Рис. 1 – Решетка профилей – объект оптимизационного исследования: 1 – средняя линия канала; 2 – линия изменения кривизны канала

**Краткое описание алгоритма оптимизации**

Для решения задачи многокритериальной оптимизации турбинных решеток в данной работе используется методика [21], основанная на поэтапном применении ЛПт последовательности, метода роя пчел и одного из градиентных методов. На этапах ЛПт-поиска и метода роя пчел,

промежуточные варианты турбинных решеток в которых не выполняются заданные функциональные ограничения отбрасываются и не участвуют в дальнейшем конкурсе. На этапе с использованием градиентных методов учет функциональных ограничений осуществляется методом штрафных функций.

Предлагаемый метод оптимизации турбинных решеток реализован в виде подсистемы профилирования и оптимального проектирования турбинных решеток (рис. 2) и интегрирован в САПР «Турбоагрегат» [21].

**Пример решения задачи многокритериальной оптимизации турбинных решеток с использованием геометрических критериев качества обводов профиля и канала**

Ниже приведены результаты оптимизации рабочей решетки корневого сечения первой ступени давления турбины К-800-23,5. При оптимизации в число оптимизируемых параметров были включены пять геометрических характеристик: геометрический угол выхода ( $\beta_{2g}$ ), угол установки профиля ( $\beta_y$ ), углы заострения входной и выходной кромок ( $\omega_1, \omega_2$ ) и угол отгиба выходной кромки ( $\delta$ ). Значение целевой функции оценивалось в соответствии с (9). Ограничения в процессе оптимизации не накладывались.

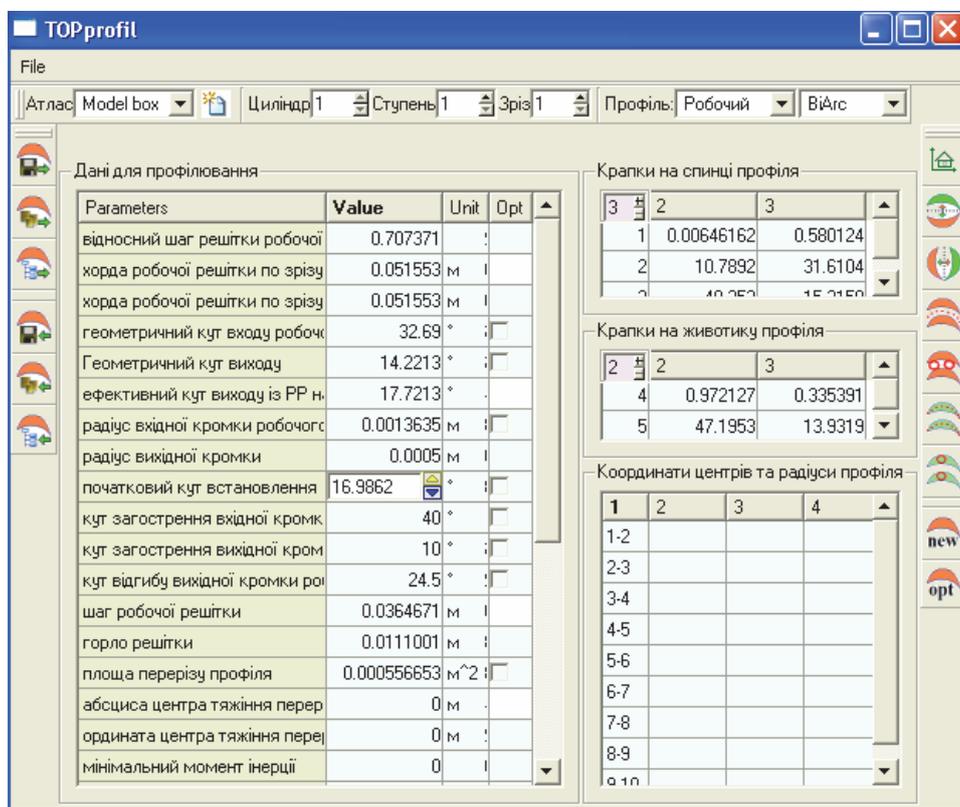


Рис. 2 – Диалоговое окно подсистемы оптимального проектирования турбинных решеток САПР «Турбоагрегат»

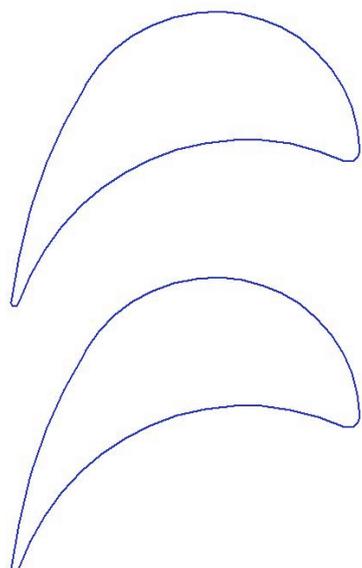


Рис. 3 – Фрагмент турбинної решетки оптимальних профілей O1

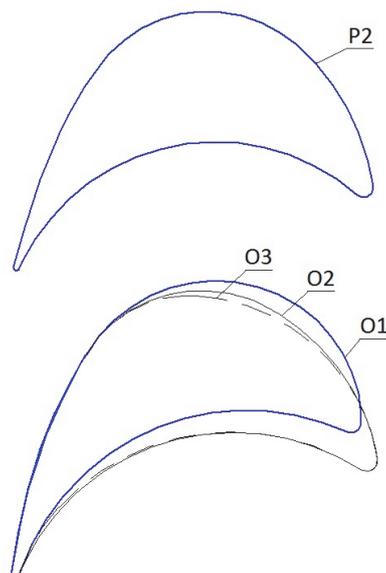


Рис. 4 – Форми обводів профіля P2 і профілей O1, O2, O3, отриманих в результаті оптимізації турбинної решетки

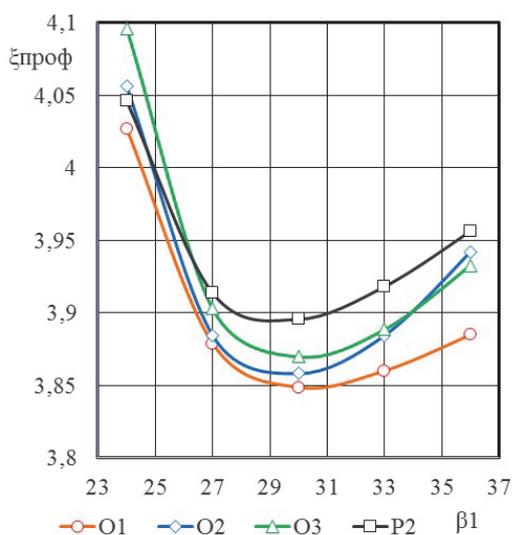


Рис. 5 – Коэффициенты профильных потерь турбинных решеток с профилем P2 и профилями O1, O2, O3, полученными в результате оптимизации

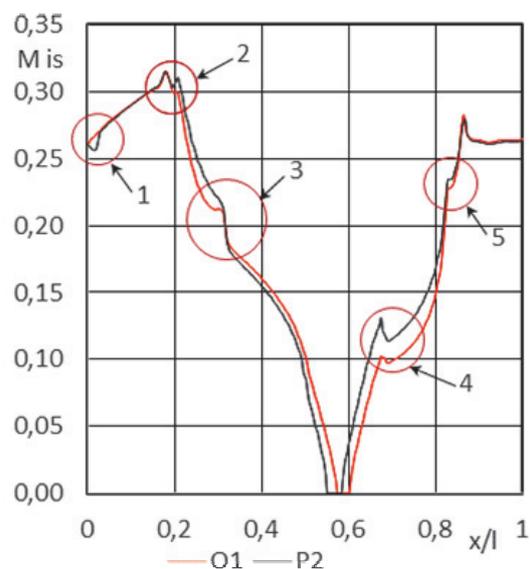


Рис. 6 – Распределение чисел Маха вдоль обвода профілей: атласного P2 и оптимального O1

Предварительные тепловые расчеты проточной части турбины К-800-23,5 показали, что в корневом сечении первой ступени давления наблюдается натекание потока пара с существенным углом удара ( $\Delta\beta_1 = 9^\circ$ ) в «животик» ( $\beta_1 = 24^\circ$ , а  $\beta_{1g} = 33^\circ$ ). Поэтому желательно было получить турбинную решетку, эффективно работающую в широком диапазоне углов натекания.

Многокритериальность задачи оптимального проектирования турбинной решетки привела к

мульти-modalности целевой функции (9), что подтвердили результаты поиска оптимальных решений на этапе применения метода роя пчел. В результате решения поставленной оптимизационной задачи были получены три варианта оптимальных рабочих решеток (O1, O2, O3), геометрия которых достаточно сильно отличается, как между собой, так и в сравнении с прототипом (решетка, составленная из атласных профілей P2) для корневого сечения первой ступени давления турбины К-800-23,5, см. рис. 3, 4.

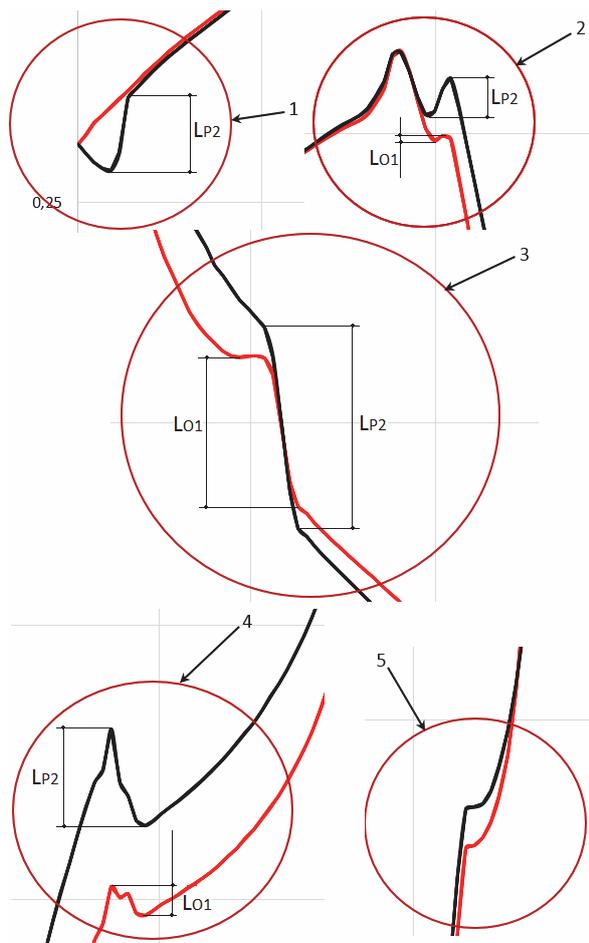


Рис. 7 – Существенные отличия в распределении чисел Маха вдоль обвода профилей: атласного P2 и оптимального O1;  $L_{P2}$ ,  $L_{O1}$  – амплитуды скачков скорости обтекания профилей P2 и O1 соответственно

В первую очередь следует отметить увеличение углов установки профилей у оптимальных вариантов турбинной решетки по сравнению с прототипом. Особенно это заметно в решетке O1. Кроме этого у оптимальных вариантов были увеличены углы заострения входной и выходной кромок профилей.

После оптимизации в соответствии с предложенной методикой и проведения верификационных расчетов, полученные оптимальные решетки O1, O2 и O3, а также рабочая решетка-прототип, составленная из атласных профилей P2 были рассчитаны с использованием 3D программного комплекса.

Наиболее эффективной оказалась турбинная решетка O1 (глобальный оптимум), см. рис. 5, 6.

Анализируя данные на рис. 5. Видно, что оптимальная турбинная решетка O1 превосходит остальные решетки, в том числе и решетку-прототип, составленную из атласного профиля P2 во всем диапазоне углов натекания. Следует также

отметить, что решетки O2 и O3 (локальные оптимумы) уступают по эффективности решетке-прототипу P2 только в зоне малых углов натекания. Во всем остальном диапазоне изменения углов натекания решетки O2 и O3, также, как и решетка O1 превосходят по эффективности решетку P2.

Определение физической сути аэродинамических явлений, обеспечивших более высокую эффективность оптимальных решеток проведем с помощью сравнительного анализа характеристик решетки-прототипа (профиль P2) и наиболее эффективной оптимальной решетки O1, которая соответствует глобальному оптимуму задачи (1). Так, на рис. 6 приведены распределения чисел Маха вдоль обводов профиля P2 и O1.

Как видно из рис. 6, обтекания вдоль обводов этих профилей очень похожи. Вместе с тем, в некоторых местах, отмеченных цифрами 1, 2, 3, 4 и 5 имеются достаточно важные отличия, которые показаны на рис. 7 в более крупном масштабе.

В частности, на спинках профилей P2 и O1 имеются места достаточно синхронных скачков изменения скоростей обтекания (участки 2 и 3, см. рис. 6, 7). Однако амплитуда этих скачков у оптимального профиля O1 ( $L_{O1}$ ) несколько меньше чем у профиля P2 ( $L_{P2}$ ). Кроме этого, на участке 1, близком к выходной кромке, со стороны спинки имеется локальное падение и возрастание скорости обтекания у профиля P2, в то время, как у оптимального профиля O1 такой скачок скоростей отсутствует, что обеспечивает плавное падение скорости в области косога среза решетки O1. Аналогичные отличия обтекания профилей P2 и O1 наблюдаются и на животиках (участок 4). Кроме этого, следует отметить и факт более плавного нарастания скорости на спинке профиля O1 по сравнению с профилем P2 и соответственно более резкое нарастание скорости на животике профиля O1 по сравнению с профилем P2. Последнее способствовало уменьшению толщины пограничного слоя со стороны животика у оптимального профиля O1. В то же время более плавное нарастание скорости на спинке профиля стало своего рода «предохранителем» ухудшения обтекания и появления возможных отрывов потока при различных углах натекания. Отмеченные отличия и стали основной причиной более высокой эффективности оптимальной решетки, составленной из профилей O1 по сравнению с решеткой-прототипом P2.

Ниже на рис. 8, 9 приведены распределения давлений и скоростей в каналах решеток P2 и O1.

По распределению полного давления (рис. 8) видно, что пограничный слой в области горла на стороне разрежения у профиля O1 существенно меньше, чем у профиля P2. Распределение (рис. 9) скорости показывает меньшую скорость на входном участке стороны давления профиля O1, однако при визуализации это не столь заметно.

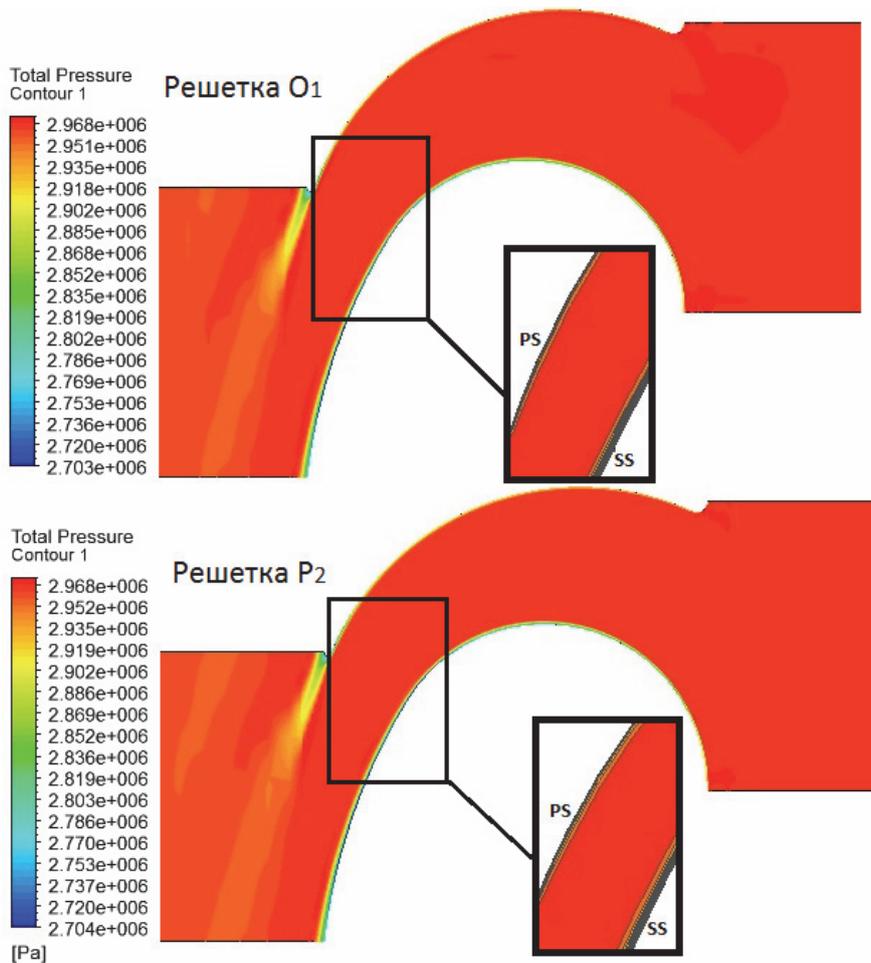


Рис. 8 – Распределение полного давления в каналах решеток P2 и оптимальной O1

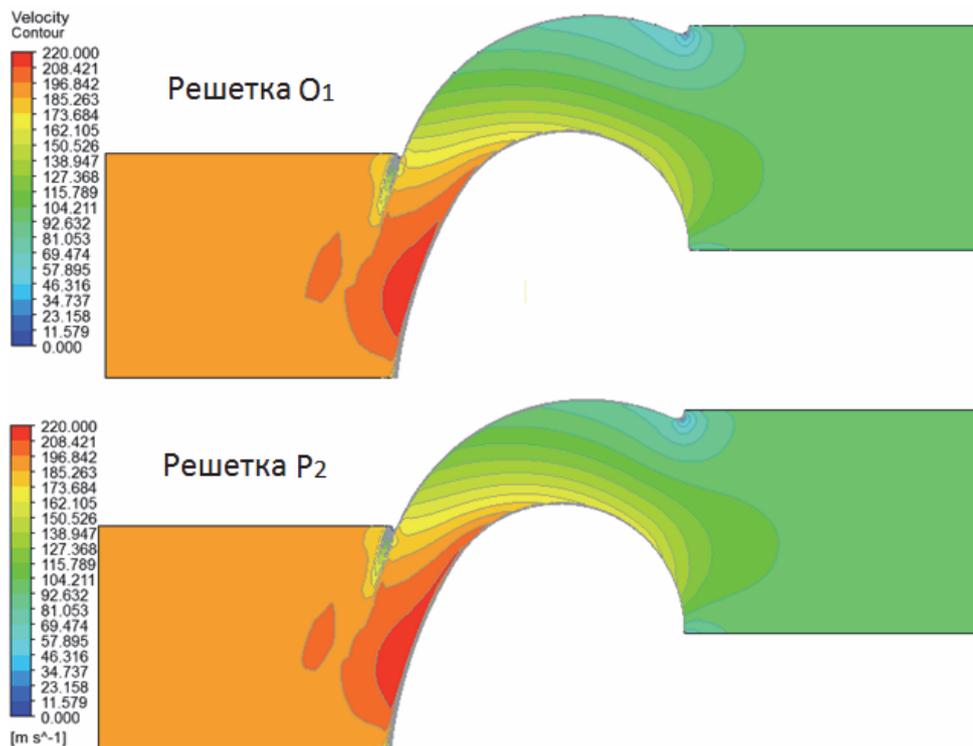


Рис. 9 – Распределение скоростей в каналах решеток P2 и оптимальной O1

### Обсуждение результатов

В настоящее время существует ряд методов построения профилей турбинных решеток, с помощью которых (используя параметры управления) можно целенаправленным поиском получать наилучшие из множества построенных турбинных профилей. Предлагаемый в статье метод, развивает возможности существующих методов, переводя задачу оптимизации обводов профиля в задачу оптимизации турбинной решетки. При этом в процессе оптимизации учитываются показатели качества не только профиля, но и канала турбинной решетки. Следует подчеркнуть, что ввиду сложности комплексного критерия качества и количества параметров, влияющих на эффективность турбинных решеток и профилей, функция цели является мультимодальной. Как показали наши расчеты, ввиду уже высокой эффективности исходных профилей значения КПД турбинных решеток, построенных из оптимальных профилей в экстремальных точках отличаются незначительно. Поэтому поиск наилучшего решения (точка глобального экстремума) потребовал применения довольно сложного алгоритма его поиска – сочетания ЛПТ последовательности, метода роя пчел, метода штрафных функций и градиентных методов. Однако, при правильной организации и последовательности их применения построение эффективных турбинных решеток и образующих их профилей предлагаемым методом не требует больших затрат машинного времени и при этом гарантируется хорошая сходимость вычислительного процесса. В результате, проведенных оптимизационных исследований, полученная турбинная решетка и профиль, соответствующие глобальному оптимуму, показали преимущество в эффективности по сравнению с решеткой-прототипом, построенной с использованием атласного профиля P2 во всем диапазоне углов натекания. Дополнительный выигрыш в эффективности оптимальной решетки составил (0,47–1,81) % относительных.

Эффективность предлагаемого метода оптимального проектирования турбинных решеток была проверена на множестве турбинных решеток, построенных из профилей, формы обводов которых описывались *BiArc*-кривыми (дугами окружностей). Поэтому, предлагаемый метод построения оптимальных турбинных решеток и профилей, пополняя множество существующих методов, приобретает особую полезность и ценность для предприятий, использующих фрезерную технологию изготовления пера турбинных лопаток.

### Выводы

1 Разработан метод и алгоритм многокритериальной оптимизации турбинных решеток с использованием геометрических критериев качества

формы обводов профиля и канала.

2 Выполнена оптимизация турбинной решетки для корневого сечения первой ступени давления турбины К-800-23,5.

3 Получены три альтернативных оптимальных решения турбинных решеток с эффективностью больше чем у решетки-прототипа на базе атласных профилей P2.

4 Показано, что оптимальная решетка, соответствующая глобальному оптимуму во всем диапазоне углов натекания, имеет коэффициент профильных потерь меньше чем у решетки-прототипа, составленной из атласных профилей P2 на (0,47–1,81) % относительных.

5 Приведен анализ физических причин более высокой эффективности оптимальной турбинной решетки.

### Список литературы

- 1 **Бойко, А. В.** Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин: моногр. / **А. В. Бойко**. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1982. – 152 с.
- 2 **Аронов, Б. М.** Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / **Б. М. Аронов, М. И. Жуковский, В. А. Журавлев**. – Москва: Машиностроение, 1975. – 192 с.
- 3 **Бойко, А. В.** Проектирование оптимальных турбинных профилей с помощью кубических интерполяционных сплайнов / **А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 31–36. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.04.
- 4 **Fazil, J.** Investigation of airfoil profile design using reverse engineering Bezier curve / **J. Fazil, V. Jayakumar** // Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2011. – № 7. – Р. 43–52. – ISSN 2466-4308.
- 5 **Кожевников, С. Н.** Геометрический критерий плавности контура профиля турбинной лопатки / **С. Н. Кожевников** // Известия высших учебных заведений. Серия: Энергетика. – Минск, 1989. – С. 91–93.
- 6 **Субботович, В. П.** Результаты профилирования с помощью обратной задачи теории решеток турбомашин / **В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, Фан Конг Там** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – № 2 – С. 31–35. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.
- 7 **Русанов, А. В.** Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / **А. В. Русанов, Н. В. Пащенко, А. И. Косьянова** // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Т. 2, № 7. – С. 32–37. – ISSN 1729-3774.
- 8 **Ершов, С. В.** Аэродинамическая оптимизация лопаточных аппаратов турбин: подходы, методы, результаты / **С. В. Ершов, В. А. Яковлев** // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 2. – С. 3–13. – ISSN 0131-2928.

- 9 **Mengistu, T.** Aerodynamic shape optimization of turbine blades using a design-parameter-based shape representation / **T. Mengistu, W. Ghaly, T. Mansour** // Proc. ASME Turbo Expo. – 2007. – Paper GT-28041.
- 10 **Гукасова, Е. А.** Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин / **Е. А. Гукасова, М. И. Жуковский, Л. М. Зысина-Моложен** и др. – Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1961. – 167 с.
- 11 **Мельтюхов, В. А.** Оценка качества новых турбинных решеток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 – турбомашин / **Мельтюхов Виктор Алексеевич.** – Харьков, 1986. – 205 с.
- 12 **Гречаниченко, Ю. В.** Вторичные течения в решетках турбомашин / **Ю. В. Гречаниченко, В. А. Нестеренко.** – Харьков : Вища школа, 1983. – 120 с.
- 13 **Дейч, М. Е.** Экспериментальное исследование сопловой решетки с уменьшенными концевыми потерями / **М. Е. Дейч, Ш. В. Деллер, Б. А. Коршунов** // Теплоэнергетика. – 1994. – № 10. – С. 39–42.
- 14 Профили направляющих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Типы, основные параметры и размеры. OST 108.260.01-84. – Москва, 1984. – 59 с.
- 15 Профили рабочих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Типы, основные параметры и размеры. OST 108.260.02- 84. – Москва, 1984. – 23 с.
- 16 **Бурлака, М. В.** Аэродинамическая оптимизация направляющих решеток осевых турбин : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 – турбомашин и турбоустановки / **Бурлака Максим Васильевич.** – Харьков : НТУ «ХПИ», 2011. – 167 с.
- 17 **Баранник, В. С.** Пространственная аэродинамическая оптимизация направляющей решетки осевой турбины : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 – турбомашин и турбоустановки / **Баранник Валентин Сергеевич.** – Харьков : НТУ «ХПИ», 2016. – 144 с.
- 18 **Бойко, А. В.** Использование BiArc-кривых для описания контура турбинных профилей / **А. В. Бойко, А. П. Усатый** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 20–27. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.03.
- 19 **Boiko, A., Govorushchenko, Y. and Usaty, A.** (2016), Optimization of the Axial Turbines Flow Paths : monograph. – New York : Science Publishing Group, 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, 2016. – 272 p. – ISBN 978-1-940366-67-8. – Mode of access: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8>. – 12.01.2017.
- 20 **Гермейер, Ю. Б.** Введение в теорию исследования операций / **Ю. Б. Гермейер.** – Москва : Наука, 1971. – 220 с.
- 21 **Усатый, А. П.** Всережимная многопараметрическая многокритериальная оптимизация проточной части турбин в интегрированном информационном пространстве : дис. ... д-р техн. наук : 05.05.16 / **Усатый Александр Павлович.** – Харьков, 2012. – 418 с. – Библиогр.: С. 359–376.

## Bibliography (transliterated)

- 1 **Boiko, A. V.** (1982), *Optimal design of the axial turbine flow path*, Vishcha school. Publishing house at Kharkov Un-ty, Kharkov, Russian.
- 2 **Aronov, B. M., Zhukovsky, M. I. and Zhuravlev, V. A.** (1975), *Profiling the blades of aviation gas turbines*, Engineering, Moscow.
- 3 **Boiko, A. V., Usaty, A. P. and Barannik, V. S.** (2016), "Designing Optimal Turbine Profiles Using Cubic Interpolation Spline", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1181), pp. 31–36, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.04.
- 4 **Fazil, J. and Jayakumar, V.** (2011), "Investigation of airfoil profile design using reverse engineering Bezier curve", *Journal of Engineering and Applied Sciences*, No. 7, pp. 43–52, ISSN 2466-4308.
- 5 **Kozhevnikov, S. N.** (1989), "Geometric criterion of contour profile smoothness of the turbine blades", *Proceedings of the higher educational institutions. Series: Energy*, pp. 91–93, Minsk.
- 6 **Subotovich, V. P., Yudin, A. Yu. and Phan Cong Tam** (2007), "The Results of Designing of Turbine Nozzle Profile Cascades with the Help of the Solution Method of Inverse Problem", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 2, pp. 31–35, ISSN 2078-774X,
- 7 **Rusanov, A. V., Pashchenko, N. V. and Kosyanova, A. I.** (2009), "Analytical method of blade profiling of axial turbines flow paths", *Eastern European Journal of Advanced Technologies*, Vol. 2, No. 7, pp. 32–37, ISSN 1729-3774.
- 8 **Yershov, S. V. and Yakovlev, V. A.** (2012), "Aerodinamicheskaia optimizaciia lopa-tochnyh apparatov turbin: podhody, metody, rezul'taty [Aerodynamic optimization of turbine blades: approaches, methods, results]", *Probl. of engineering*, Vol. 15, No. 2, pp. 3–13, ISSN 2466-4308.
- 9 **Mengistu, T., Ghaly, W. and Mansour, T.** (2007), "Aerodynamic shape optimization of turbine blades using a design-parameter-based shape representation", *Proc. ASME Turbo Expo*, Paper GT-28041.
- 10 **Gukasova, He. A., Zhukovsky, M. I., Zisina-Molozhen, L. M. et al** (1961), *Aerodynamic improvement of steam and gas turbines grids*, Gosenergoizdat, Moscow, Russia.
- 11 **Meltiuhov, V. A.** (1986), *Quality evaluation of the new turbine grids for diffuser and acceleration flows*, Ph. D. thesis, Kharkov, Ukraine.
- 12 **Grechanichenko, Yu. V. and Nesterenko, V. A.** (1983), *Vtorichnye techeniya v reshetkah turbomashin*, Vishcha Shkola, Kharkov, Ukraine.
- 13 **Deych, M. E., Deller, Sh. V. and Korshunov, B. A.** (1994), "Jeksperimental'noe issledovanie soplovoj reshetki s umen'shennymi koncevymi poterjami [Experimental investigation of a nozzle array with reduced end losses]", *Thermal engineering*, No.10, pp. 39–42.
- 14 (1984), OST 108.260.01-84. The nozzles profiles of permanent section of the stationary steam turbines. The types, basic parameters and dimensions, Moscow.
- 15 (1984), OST 108.260.02-84. The working blades profiles of permanent section of stationary steam turbines. The types, basic parameters and dimensions, Moscow.

- 16 **Burlaka, M. V.** (2011), "Ajerodinamicheskaia optimizacija napravljajushhiih reshetok osevyh turbin [Axial turbines guide blade rim aerodynamics optimization]", Ph. D. thesis, NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
- 17 **Barannik, V. S.** (2016), "Prostranstvennaja ajerodinamicheskaia optimizacija napravljajushhej reshetki osevoj turbiny [The three-dimensional aerodynamic optimization of axial turbine nozzle cascade]", Ph. D. thesis, NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
- 18 **Boiko, A. and Usaty, A.** (2017), "Use Blarc-Curves for Contour Description of the Turbine Profiles", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 20–27, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.03.
- 19 **Boiko, A., Govorushchenko, Y. and Usaty, A.** (2016), *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths*, Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, ISBN 978-1-940366-67-8, available at: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8> (accessed 12 January 2017).
- 20 **Germayer, Yu. B.** (1971), *Vvedenie v teoriju issledovanija operacij [Introduction to the theory of operations research]*, Nauka, Moscow, Russia.
- 21 **Usaty, A. P.** (2012), *Multi-mode multi-parameters multi-criterion optimization of the turbine flow path in the integrated information space*, D. Sc. thesis, NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.

## Сведения об авторах (About authors)

**Бойко Анатолий Владимирович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: [aboiko@kpi.kharkov.ua](mailto:aboiko@kpi.kharkov.ua), ORCID 0000-0003-4549-3577.

**Boiko Anatoly** – Doctor of Technical Science, Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Усатый Александр Павлович** – доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: [alpaus@ukr.net](mailto:alpaus@ukr.net), ORCID 0000-0002-8568-5007.

**Usaty Alexander** – Doctor of Technical Science, Senior Researcher, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Баранник Валентин Сергеевич** – кандидат технических наук, младший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: [Valentin.Barannik@gmail.com](mailto:Valentin.Barannik@gmail.com), ORCID 0000-0002-1472-0143.

**Barannik Valentine** – Junior Researcher, Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Бойко, А. В.** Оптимізація турбінних решіток з використанням геометричних критеріїв якості обвода профіля і каналу / **А. В. Бойко, А. П. Усатий, В. С. Баранник** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 6–16. – Бібліогр.: 21 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.01.

*Please cite this article as:*

**Boiko, A., Usaty, A. and Barannik, V.** (2017), "Optimization of the Turbine Grids Using Geometric Quality Criteria for Circumscription of the Profile and Channel", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.01.

*Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:*

**Бойко, А. В.** Оптимізація турбінних решіток з використанням геометричних критеріїв якості обводів профілю і каналу / **А. В. Бойко, А. П. Усатий, В. С. Баранник** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 6–16. – Бібліогр.: 21 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.01.

**АНОТАЦІЯ** У роботі запропонована методика багатокритеріальної оптимізації турбінних решіток з використанням геометричних критеріїв якості турбінних профілів (описаних ВіArc-кривими) і утворених ними каналів. Розглянуто особливості запропонованої методики, а також наведено математичний опис запропонованого комплексу геометричних критеріїв, що описують якість як турбінних профілів, так і створених з їхньою допомогою каналів. Описано метод оптимізації та алгоритми згортки і нормування комплексу геометричних критеріїв якості. Наведені приклади оптимальних турбінних решіток і профілів. Дано результати порівняльних численних досліджень ефективності оптимальних турбінних решіток, отриманих за допомогою запропонованого методу оптимізації та турбінної решітки, побудованої з використанням атласного профілю P2. Показано вища ефективність оптимальних турбінних решіток і пояснена фізична природа отриманих результатів.

**Ключові слова:** Оптимізація турбінної решітки, геометричні критерії якості, ВіArc-крива, порівняльний чисельний експеримент.

Поступила (received) 08.02.2017

**А. И. БАБАЕВ, В. Н. ГОЛОЩАПОВ**

## ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В ТРАКТЕ ПАРОВПУСКА ТУРБИНЫ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

**АННОТАЦИЯ** В статье приводятся результаты численного исследования структуры потока в тракте, включающего регулирующий клапан, входной патрубок, сопловой сегмент. Определено, что суммарные потери располагаемой энергии при совместной работе данных элементов превышают потери при их изолированной работе. Основной причиной увеличения потерь энергии является наличие неравномерности параметров входного потока, сформированного в предвключённом элементе проточной части.

**Ключевые слова:** регулирующий клапан, входной патрубок, сопловой сегмент, неравномерность, парораспределение, паровая турбина.

**A. I. BABAYEV, V. N. GOLOSHCHAPOV**

## INVESTIGATION OF THE FLOW PATTERN IN THE INLET PART OF TURBINE USING METHOD OF MATHEMATIC MODELLING

**ABSTRACT** The article presents the results of a numerical investigation of the flow pattern in the input path of turbine K-200-12.7 including control valve, inlet pipe, nozzle segment. To determine the influence of each element in the total value of the energy loss, the calculations were carried out for the flow part of separate compartments: an isolated segment of the nozzle, inlet pipe-nozzle segment and the control valve-inlet pipe-nozzle segment. Each compartment was investigated for the modes, corresponding to the flow at low, medium and high valve opening. When calculating the model, a computational grid of tetrahedral type with prismatic sublayer and SST turbulence model was used. The results of the calculation showed that the total energy loss in the joint work of these elements exceed the loss in their isolated work. The main reason is the presence of increasing losses nonuniformity of input parameters generated in the previous path element. The most non-uniform distribution of flow parameters for all the investigated modes is observed in the outlet section of the valve diffuser. The stream thus formed enters the inlet pipe where it receives additional turbulence. As a result, the coefficient of irregularity of the total pressure at the nozzle inlet with a low valve opening reaches 0,137, and with a high valve opening – 0,035. In conclusion, it noted that the formation of the stream in the flow channel of the valve has a significant impact on the effective operation of the following elements of steam input path. An additional increase in the level of energy losses in the nozzles was 20.7–23.2 %. Increase internal loss coefficient in the inlet pipe was 33.6–83.3 %.

**Key words:** control valve, inlet channel, nozzle segment, nonuniformity, steam distribution and steam turbine.

### Введение

В настоящее время одним из актуальных направлений в совершенствовании проточных частей турбоустановок является снижение неучтенных потерь энергии, вызванных наличием неравномерных параметров входного потока [1–4].

Нарушение окружной симметрии течения, вследствие влияния регенеративных отборов, парциальности предвключенной ступени и неспособности входного патрубка обеспечить равномерную структуру потока в его выходном сечении, приводит к снижению эффективности последующего лопаточного аппарата. При этом, кроме снижения экономичности ступени, которое может составлять порядка нескольких процентов КПД, также возможно появление неуравновешенных поперечных сил, способных привести к изменению вибрационного состояния ротора.

Если вопросам влияния отбора рабочего тела и парциальности предвключенной ступени на эффективность последующих ступеней проведено значительное количество исследований, то о механизме формирования структуры потока перед первой ступенью цилиндра турбины известно недостаточно [2–4]. Дополнительно отмечается отсутст-

вие работ по оценке влияния регулирующего устройства на эффективность последующих элементов паровпускной части.

В результате, исследование тракта, состоящего из регулирующего клапана, входного патрубка и первой ступени турбины, имеет практический интерес.

### Цель работы

Цель работы – исследовать структуру потока в проточной части тракта регулирующий клапан–входной патрубок–сопловой сегмент и определить вклад каждого элемента в общую структуру потерь паровпускного отсека

### Изложение основного материала

В качестве объекта исследования выбрана проточная часть входного отсека цилиндра высокого давления турбины К-200-12,7, включающая неразгруженный регулирующий клапан (РК) № 1, входной патрубок (ВП) и сопловой сегмент (СС) регулирующей ступени.

Верификация результатов CFD моделирования газодинамических процессов в проточных

© А. И. Бабаев, В. Н. Голощачов, 2017

частях отдельных элементов паровпуска с результатами, полученными в процессе экспериментальных исследований, показали возможность с приемлемой точностью проводить исследование и совершенствование элементов турбоустановки на основании численных методов [5–7]. Таким образом, дальнейшее исследование газодинамических процессов, происходящих в паровпускном тракте турбины, выполнялось посредством *CFD* моделирования.

Для уменьшения объема расчетов регулирующая ступень исследовалась без рабочего колеса. Возможность применения такого подхода принята на основании результатов экспериментальных исследований, в которых показано, что при дозвуковом истечении присутствие рабочего венца не вызывает существенное изменение структуры потока перед направляющим аппаратом вследствие значительной конфузурности лопаточных каналов [2].

При определении влияния отдельного элемента паровпуска на величину суммарных потерь располагаемой энергии тракта расчеты выполнялись для моделей изолированных отсеков: отсек РК-ВП-СС, отсек ВП-СС и отсек СС (рис. 1).

Выбор расчетных режимов определялся на основании предположения о значительном влиянии величины подъема затвора РК на формирование структуры потока в тракте паровпуска. Исходя из этого, каждый отсек исследовался для режимов, соответствующих течению в отсеке при малом –  $\bar{h} = 0,064$ , среднем –  $\bar{h} = 0,137$  и большом –  $\bar{h} = 0,192$  относительном открытии клапана

$$\bar{h} = \frac{h}{D_{\text{п}}}, \quad (1)$$

где  $h$  – высота подъема основного затвора клапана;  $D_{\text{п}}$  – диаметр посадки затвора на седло.

При построении расчетной сетки основное внимание уделялось ее сгущению вблизи сопловой решетки. Вследствие большого объема и сложности геометрии расчетной области отсека РК-ВП-СС, с учетом ограничений на вычислительные ресурсы, параметр  $y^+$  для сопел удалось выдержать в диапазоне  $\leq 4$ , при наличии 20 призматических слоев по толщине пограничного слоя. В элементах клапанного канала РК величина  $y^+ \leq 10$ , в других зонах расчетной области  $y^+ \leq 30$ . Настройки сеточного построения для каждого элемента сохранялись при его включении в состав другого отсека. При исследовании течения в изолированном отсеке СС расчет проводился для одного канала с учетом задания свойств периодичности на смежных границах. Расстояние выходной границы от кромок направляющих лопаток составляло  $2/3b_c$ .

Исходные данные для расчетных режимов представлены в табл. 1 и соответствуют результатам теплового расчета парораспределения турбины.



Рис. 1 – Модель проточной части отсека: а – РК-ВП-СС; б – ВП-СС; в – СС

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Режим $\bar{h}$		
	0,064	0,137	0,192
Расход пара на входе в отсек, кг/с	33,3	62,604	51,3
Энтальпия заторможенного потока на входе в отсек, кДж/кг	3447,8	3447,8	3447,8
Степень турбулентности на входе в отсек, %	5	5	5
Давление на выходе из отсека, МПа	3,643	7,992	9,896
Тип рабочего тела	Вязкий теплопроводный водяной пар		
Модель турбулентности	SST		
Тип расчетной сетки	Тетраэдрическая с призматическим подслоем		

Основные геометрические характеристики элементов паровпускного тракта представлены в табл. 2.

Изменение потерь в соплах определялось по коэффициенту потерь кинетической энергии

$$\zeta_c = 1 - \frac{h_c}{h_{ct}}, \quad (2)$$

где  $h_{ct}$  – изоэнтропный теплоперепад на сопловую решетку;  $h_c$  – действительный теплоперепад на сопловую решетку.

Таблица 2 – Геометрические характеристики элементов паровпускного тракта

Параметр	Значение
Диаметр посадки РК, мм	125
Угол раскрытия диффузора РК, град	8
Отношение длины диффузора РК к диаметру горла седла	1,819
Степень расширения диффузора РК	1,579
Степень конфузурности ВП	1,036
Отношение проходной площади сопел к выходной площади ВП	4,095
Эффективный угол выхода потока из сопел, град	14,033
Количество сопловых каналов, шт	9
Веерность сопловой решетки	28,231
Отношение шага сопел к хорде	0,935

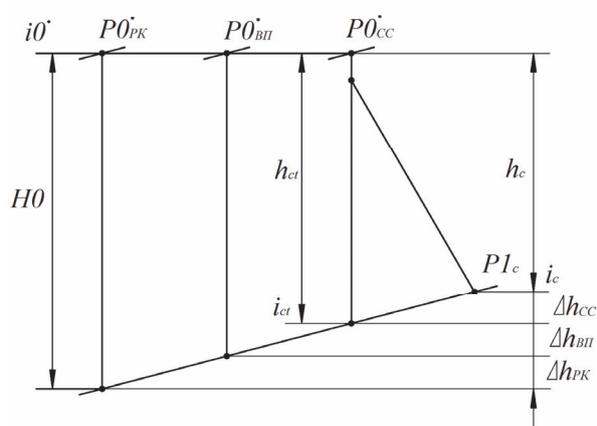


Рис. 2 – Процесс преобразования энергии в отсеке РК-ВП-СС

Потери в проточной части ВП определялись по величине коэффициента внутренних потерь

$$\zeta_{\text{вх}} = \frac{P0_{\text{вх}}^* - P0_{\text{вых}}^*}{P0_{\text{вх}}^* - P0_{\text{вх}}}, \quad (3)$$

где  $P0_{\text{вх}}^*$  ( $P0_{\text{вых}}^*$ ) – давление заторможенного потока во входном (выходном) сечении ВП;  $P0_{\text{вх}}$  – статическое давление на входе в ВП.

Степень неравномерности потока на входе в сопловой аппарат оценивалась по распределению полного давления перед соплами и сопоставлялась по величине коэффициента неравномерности

$$\chi_{P^*} = \frac{P_{\text{max}}^* - P_{\text{min}}^*}{\bar{P}^*}, \quad (4)$$

где  $P_{\text{max}(\text{min})}^*$  – максимальное (минимальное) локальное значение полного давления перед соплами;  $\bar{P}^*$  – осредненная по расходу величина полного давления перед соплами.

При определении вклада отдельного элемента проточной части паровпуска в суммарную

долю потерь энергии в отсеке использовался коэффициент относительных потерь энергии

$$\Delta \bar{h}_i = \frac{\Delta h_i}{H0}, \quad (5)$$

где  $\Delta h_i$  – потери располагаемой энергии элемента паровпуска;  $H0$  – располагаемый теплоперепад на весь отсек (см. рис. 2).

Для определения возможного экономического эффекта от совершенствования конструкции РК, при котором будет сформировано равномерное поле скоростей перед последующим отсеком ВП-СС, выполнялся подсчет дополнительных потерь электрической мощности турбины

$$\Delta N = (\Delta M_{\text{ВП}}^{\text{ПК-ВП-СС}} + \Delta M_{\text{СС}}^{\text{ПК-ВП-СС}} - \Delta M_{\text{ВП}}^{\text{ВП-СС}} - \Delta M_{\text{СС}}^{\text{ВП-СС}}) G \eta, \quad (6)$$

где  $\Delta h_{\text{ВП}}^{\text{ПК-ВП-СС(ВП-СС)}}$  – потери энтальпии во ВП при работе в отсеке РК-ВП-СС (ВП-СС);  $\Delta h_{\text{СС}}^{\text{ПК-ВП-СС(ВП-СС)}}$  – потери энтальпии в СС при работе в отсеке РК-ВП-СС (ВП-СС);  $G$  – расчетный расход пара через турбину на режиме  $\bar{h}$ ;  $\eta$  – возможное КПД при срабатывании потерянного перепада в тракте ВП-СС, (принимается  $\eta = 0,75$ ).

В формуле (6) пренебрегается отличие в теплоперепадах других сопловых сегментов ввиду относительно малого различия в их величине на выбранных режимах  $\bar{h}$ .

### Результаты численного моделирования

Результаты визуализации структуры течения в проточной части РК-ПП-СС для трех режимов работы РК представлено на рис. 3.

Структура потока для исследованных режимов работы паровпуска имеет вихревую структуру. Наличие конструкции РК с односторонним боковым подводом приводит к формированию неравномерности потока перед входом в клапанный канал. При таком подводе нарушается осевая симметрия потока в проточной части диффузора, что вызывает отрыв потока и образование циркуляционного течения, которое получает дальнейшее развитие во ВП. Образовавшийся неравномерный поток воспринимается направляющим аппаратом СС и выравнивается в каналах решетки.

Для наглядного представления о формировании входного потока в предвключенном элементе проточной части на рис. 4 и рис. 5 представлено распределение скорости в продольном сечении ВП для отсеков РК-ВП-СС и ВП-СС на режимах, соответствующих малому ( $\bar{h} = 0,064$ ) и большому ( $\bar{h} = 0,192$ ) открытиям РК.

При малом открытии РК (см. рис. 4а) в зазоре между затвором и седлом происходит

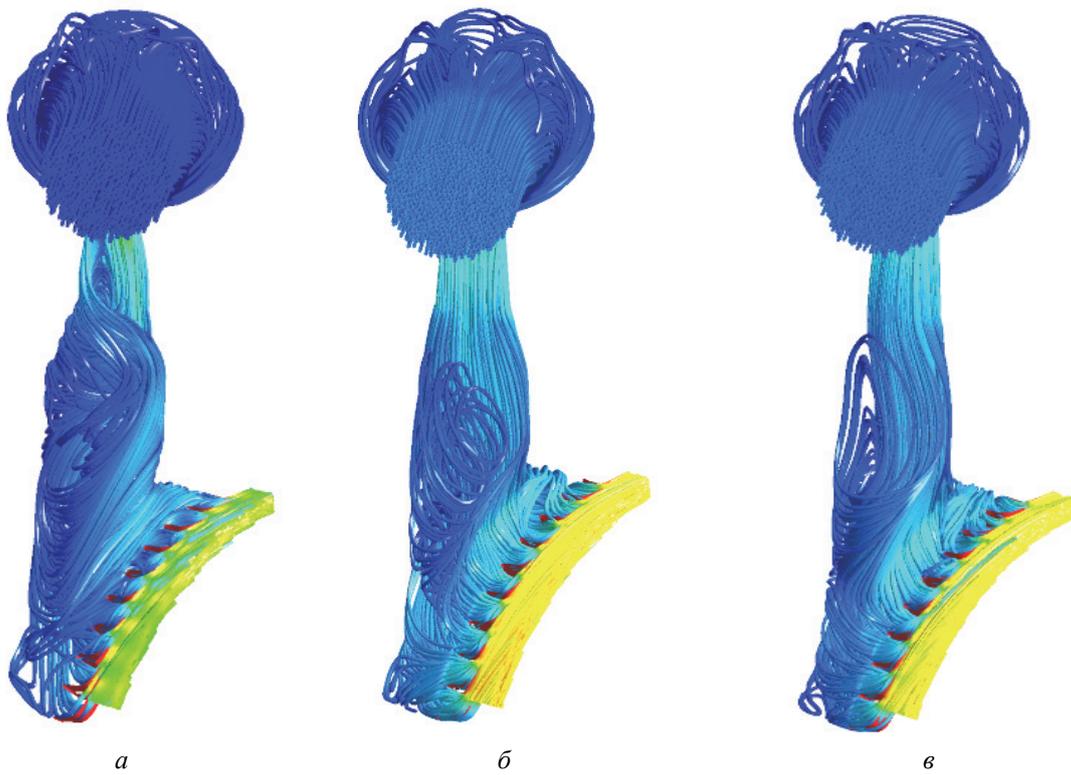


Рис. 3 – Визуалізація лінії тока в тракті РК-ВП-СС для режимів:  
 а –  $\bar{h} = 0,064$ ; б –  $\bar{h} = 0,137$ ; в –  $\bar{h} = 0,192$

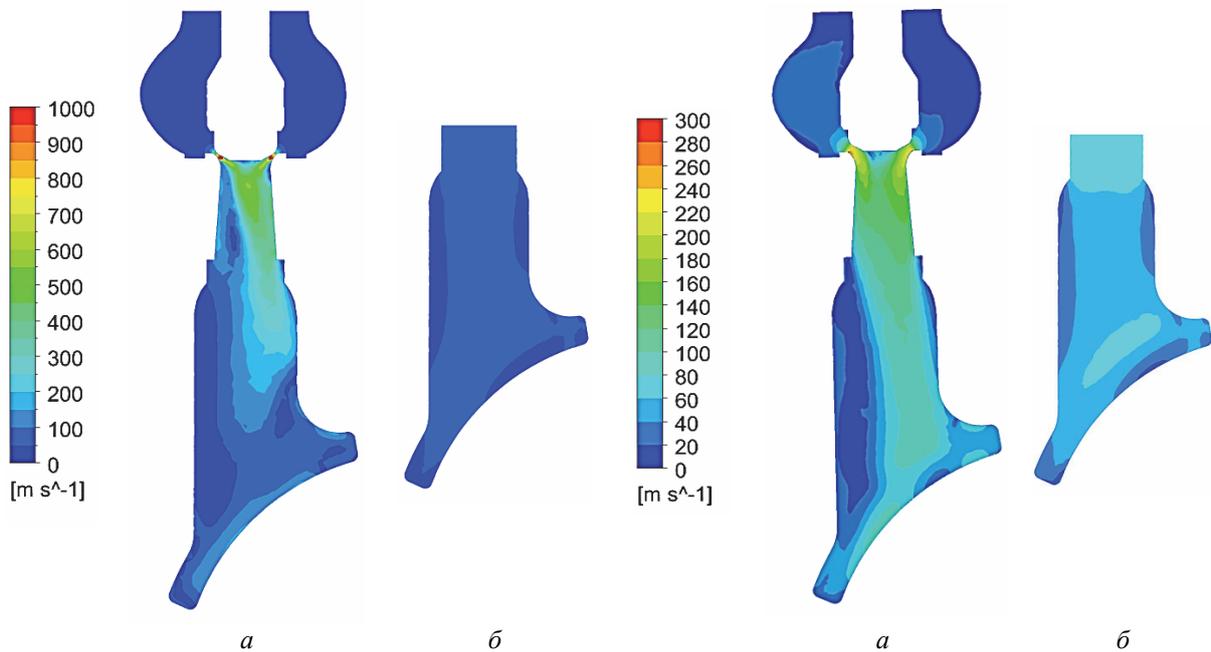


Рис. 4 – Розподілення швидкості на режимі  $\bar{h} = 0,064$  в проточній частині отсека:  
 а – РК-ВП-СС; б – ВП-СС

Рис. 5 – Розподілення швидкості на режимі  $\bar{h} = 0,192$  в проточній частині отсека:  
 а – РК-ВП-СС; б – ВП-СС

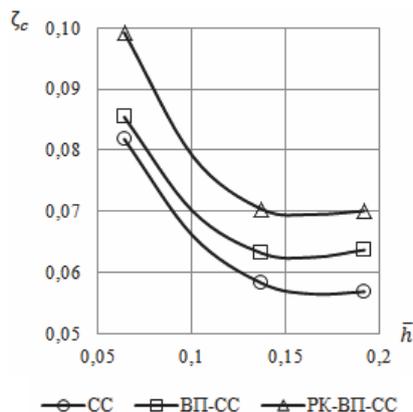


Рис. 6 – Изменение коэффициента потерь в соплах при работе в отсеках

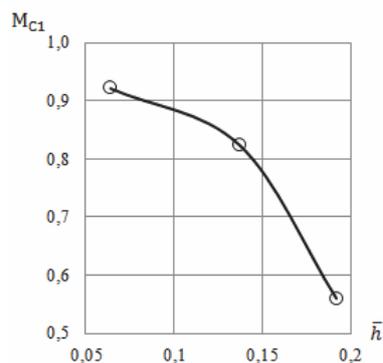


Рис. 7 – Изменение Числа Маха в соплах при работе в отсеке СС

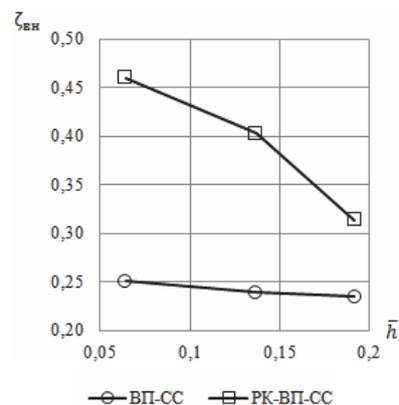


Рис. 8 – Изменение коэффициента внутренних потерь во ВП при работе в отсеках

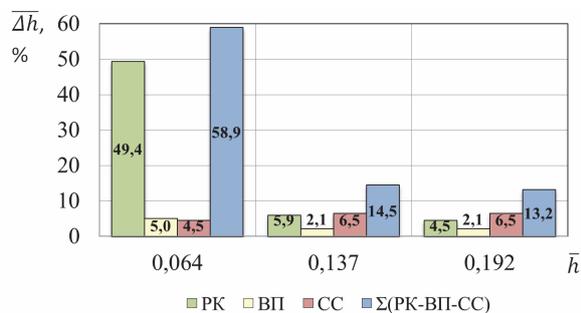


Рис. 9 – Распределение относительных потерь располагаемой энергии между элементами отсека РК-ВП-СС

значительно ускорение потока. Локальное число Маха в районе минимального сечения достигают 1,94, а срабатываемый перепад давления на клапане составляет 0,419. При таком режиме течения и резком увеличении проходной площади в клапанном канале неизбежно происходит отрыв потока как от донной поверхности затвора, так и от поверхности седла. Значительная зона циркуляционного течения образуется в диффузорной части клапанного канала со стороны входного патрубка, где поток имеет наибольшее локальную скорость. Сформировавшийся таким образом поток попадает во ВП, где получает дополнительную турбулизацию из-за влияния уступа за диффузором и дальнейшего резкого увеличения проходного сечения в его цилиндрической части. В результате коэффициент неравномерности полного давления на входе в сопла достигает  $\chi_{p^*} = 0,137$ .

При отсутствии предвключенного РК распределение скоростей в отсеке ВП-СС для режима характеризуется большей равномерностью (см. рис. 4б). Небольшой отрыв потока происходит при входе в цилиндрическую часть ВП. Наличие зон пониженных скоростей в крайних каналах решетки СС является следствием диффузорного течения, возникающего под воздействием уменьшения расхода при прохождении пара к крайним ка-

налам и наличием неизменной площади проходного сечения на выходном участке ВП. Коэффициент неравномерности полного давления перед соплами значительно уменьшился и составляет  $\chi_{p^*} = 0,044$ .

На режиме большого открытия (см. рис. 5а) РК работает в области дозвукового течения. Локальные числа Маха в зазоре между седлом и затвором составляют 0,45, а перепад давлений на РК – 0,972. При таком режиме отсутствуют отрывы потока от стенок клапанного диффузора и поток на выходе из клапана обладает большей равномерностью. Однако отсутствие полной осесимметричности течения при входе в проточную часть ВП и неудовлетворительное очертание его входного участка приводит к искажению потока и формированию отрывов. Коэффициент неравномерности перед соплами снижается и составляет  $\chi_{p^*} = 0,035$ .

Характер распределение скоростей в проточной части ВП на режиме  $\bar{h} = 0,192$  (см. рис. 5б) остается практически постоянным при изменении режима работы отсека ВП-СС и отсутствии предвключенного РК. Коэффициент неравномерности несколько уменьшился и составляет  $\chi_{p^*} = 0,027$ .

Изменение коэффициента потерь в соплах  $\zeta_c$  при работе в изолированных условиях в значительной мере зависят от числа Маха (рис. 6 и рис. 7). Наличие предвключенного ВП вызывает некоторую перестройку потока, что приводит к увеличению уровня потерь энергии на 4,3...11,9%. Исследование эффективности сопловой решетки при работе в составе отсека РК-ВП-СС показало более значительное увеличение уровня потерь до 20,7...23,2%, что напрямую связано с характером течения в проточной части клапанного канала.

На рис. 8 приведено изменение коэффициента внутренних потерь в тракте ВП при его рабо-

те в отсеке РК-ВП-СС и ВП-СС. Видно, что внутренние потери во ВП при его работе в отсеке ВП-СС изменяются незначительно, что также отмечается в работе [4]. Однако дополнительное влияние потока на выходе из РК приводит к значительному увеличению потерь внутри патрубков.

Анализ вклада каждого элемента паровпуска на величину суммарных потерь располагаемой энергии в отсеке (рис. 9) показал, что при режиме  $\bar{h} = 0,064$  основная доля потерь сосредоточена на РК – 49,9 %. Потери во ВП составляют 5,0 %, что сопоставимо с потерями в соплах – 4,5 %. Общий уровень потерь в отсеке достаточно большой и достигает 58,9 %. Это позволяет сделать вывод, что для паровых турбин с сопловым парораспределением на режимах частичных нагрузок более целесообразно регулировать изменение мощности турбоустановки методом «скользящего давления» при выведении из работы частично открытых РК.

Для режимов  $\bar{h} = 0,137$  и  $\bar{h} = 0,192$  структура потерь практически одинакова. Относительный вклад регулирующего клапана в суммарный уровень потерь значительно уменьшается и относительные потери в соплах становятся наиболее ощутимыми. Суммарный уровень относительных потерь в РК и ВП составляет 6,6 % при потерях 6,5 % в соплах на режиме  $\bar{h} = 0,192$ . Что говорит о необходимости совершенствования паровпускного тракта турбины совместно с ВП и РК.

Дополнительная недовыработка электрической мощности турбины К-200-130 вследствие наличия неучтенных потерь энергии от неравномерности параметров за клапаном для отсека ВП-СС, обслуживаемых РК № 1 при работе на режимах, соответствующих малому, среднему и большому открытию клапана может составлять соответственно 1099 кВт, 116 кВт и 218 кВт.

### Выводы

В результате численного исследования паровпускного тракта, состоящего из РК, ВП и СС определено, что суммарные потери энергии при совместной работе данных элементов превышают потери при их изолированной работе.

Основной причиной увеличения потерь является наличие неравномерности параметров входного потока, сформированного в предвключенном элементе паровпускного тракта.

В результате исследования отсека ВП-СС определено, что данная конструкция ВП не обеспечивает равномерную структуру потока перед СС, в результате чего коэффициент потерь в соплах увеличивается 4,3–11,9 %.

Исследование совместной работы отсека РК-ВП-СС показало, что формирование потока в проточной части клапанного канала оказывает значительное влияние на эффективную работу

последующих элементов паровпуска. Дополнительно увеличение уровня потерь энергии в соплах составило 20,7–23,2 %. Увеличения коэффициента внутренних потерь во ВП составило 33,6–83,3 %.

### Список литературы

- 1 **Грибин, В. Г.** Разработка методов воздействия на режим течения и потери энергии в каналах комбинированных турбоустановок : дис. ... д-ра. тех. наук : 05.04.12 / **Грибин Владимир Георгиевич** – Москва : Московский энергетический институт, 2002. – 343 с.
- 2 **Гоголев, И. Г.** Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин / **И. Г. Гоголев, А. М. Дроконов**. – Брянск : Брянское областное издательство «Грани», 1995. – 258 с. – ISBN 5-85343-038-6.
- 3 **Кудрявцев, И. А.** Аэродинамическое совершенствование входных устройств цилиндров высокого давления мощных паровых турбин на основе численного моделирования / **И. А. Кудрявцев, А. С. Ласкин** // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2016. – № 1(238). – С. 7–18. – ISSN 1994-2354.
- 4 **Юрик, Е. А.** Разработка и исследование путей повышения экономичности цилиндров низкого давления конденсационных паровых турбин : дис. к. т. н. : 05.04.12 / **Юрик Елена Алексеевна**. – Москва, МЭИ, 2009. – 130 с.
- 5 **Кудрявцев, И. А.** Численное и экспериментальное исследование потока в подводящем тракте цилиндра высокого давления турбины АЭС / **И. А. Кудрявцев, А. С. Ласкин** // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2013. – Т. 1, № 1(183). – С. 338–344. – ISSN 1994-2354.
- 6 **Бабаев, А. И.** Верификация результатов численного исследования движения потока в проточной части регулирующего клапана паровой турбины [Текст] / **А. И. Бабаев, В. Н. Голощанов** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 8(1180). – С. 88–93. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.12.
- 7 **Бойко, А. В.** Верификация численного расчета работы ступени осевой турбины с учетом периферийной протечки [Текст] / **А. В. Бойко, Д. И. Максютя** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 18-23. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

### Bibliography (transliterated)

- 1 **Gribin, V. G.** (2002), "Razrabotka metodov vozdeystviya na rezhim techeniya i poteri energii v kanalah kombinirovannykh turboustanovok [Development of methods of influence on the flow pattern and the loss of energy in the channels of the combined turbines]", D. Sc. Thesis, Turbomachines and combined turbine installation, Moscow Energetic Institute, Moscow, Russian.

- 2 **Gogolev, I. G. and Drokonov, A. M.** (1995), *Aerodinamicheskie karakteristiki stupeney i patrubkov teplovyyh turbin [Aerodynamic characteristics of stages and pipes of thermal turbines]*, Bryanskoe oblastnoe izdatelstvo «Grani», Bryansk, Russia, ISBN 5-85343-038-6.
- 3 **Kudryavtsev, I. A. and Laskin, A. S.** (2016), "Aerodinamicheskie karakteristiki stupeney i patrubkov teplovyyh turbin [Aerodynamic improvement of input devices, high-pressure cylinders of powerful steam turbines based on numerical simulation]", *St. Petersburg State Politechnical Universiti Journal*, Vol. 1, No. 1(238), pp. 7–18, ISSN 1994-2354.
- 4 **Yurik, E. A.** (2009) "Razrabotka i issledovanie putey povysheniya ekonomichnosti tsilindrov nizkogo davleniya kondensatsionnykh parovykh turbin [Development and research ways to improve the low-pressure cylinder efficiency of the condensing steam turbines]", Ph. D. Thesis, Turbomachines and combined turbine installation, Moscow Energetic Institute, Moscow, Russian.
- 5 **Kudryavtsev, I. A. and Laskin A. S.** (2013), "Chislennoye i eksperimentalnoye issledovaniye potoka v podvodyashchem trakte tsilindra vysokogo davleniya turbiny AES [Numerical and experimental research of the flow in inlet manifold HPC of the steam turbine for NPP]", *St. Petersburg State Politechnical Universiti Journal*, Vol. 1, No. 4(183), pp. 338–344.
- 6 **Babayev, A. and Goloshchapov, V.** (2016), "Verification of the Data of Numerical Investigations of the Flow Motion in the Control Valve Channel of Steam Turbine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1180), pp. 88–93, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.12.
- 7 **Boiko, A. V. and Maksiuta, D. I.** (2013), "Verifikacija chislennogo rascheta raboty stupeni osevoj turbiny s uchetom periferijnoj protechki [The verification of axial turbine stage numerical experiment considering peripheral outflow]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 13(987), pp. 18–23, ISSN 2078-774X.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Бабаяев Артем Иванович** – аспирант, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, г. Харьков, Украина; e-mail: babayev\_ai@mail.ru, ORCID: 0000-0002-7321-1584.

**Babayev Artem** – Postgraduate Student, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

**Голошапов Владимир Николаевич** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, ИПМаш НАНУ, Харьков, Украина, e-mail: admi@ipmach.kharkov.ua.

**Goloshchapov Vladimir** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Бабаяев, А. И.** Исследование структуры потока в тракте паровпуска турбины методом математического моделирования / **А. И. Бабаяев, В. Н. Голошапов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 17–23. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.02.

*Please cite this article as:*

**Babayev, A. and Goloshchapov, V.** (2017), "Investigation of the Flow Pattern in the Inlet Part of Turbine Using Method of Mathematic Modelling", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 17–23, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.02.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Бабаяев, А. И.** Дослідження структури потоку в тракті паровпуска турбіни методом математичного моделювання / **А. И. Бабаяев, В. М. Голошапов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 17–23. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.02.

**АНОТАЦІЯ** У статті наводяться результати чисельного дослідження структури потоку в тракті, що включає регулюючий клапан, вхідний патрубков, сопловий сегмент. Визначено, що сумарні втрати наявної енергії при спільній роботі даних елементів перевищують втрати при їх ізольованій роботі. Основною причиною збільшення втрат енергії є наявність нерівномірності параметрів вхідного потоку, сформованого у попередньому елементі проточної частини.

**Ключові слова:** регулюючий клапан, вхідний патрубков, сопловий сегмент, нерівномірність, паророзподіл, парова турбіна.

Поступила (received) 14.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03

**В. П. СУББОТОВИЧ, Ю. А. ЮДИН, А. В. ЛАПУЗИН, А. Ю. ЮДИН, В. Л. ШВЕЦОВ****ВЛИЯНИЕ НЕОСЕСИМЕТРИЧНОГО ВДУВА ПОТОКА В ДИФфуЗОРЕ НА РАБОТУ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА ЦНД ТУРБИНЫ**

**АННОТАЦИЯ** Приведены результаты расчетных аэродинамических исследований диффузора, характерного для выходных патрубков современных паровых турбин. Расчеты выполнены с учетом специального вдува потока на внешнем обводе диффузора и надбандажной протечки. Показано, что на течение в диффузоре и неосесимметричной сборной камере выхлопного патрубка существенно влияют параметры вдува потока. Определены оптимальные параметры струи вдува с учетом выхода потока из выхлопного патрубка в конденсатор подвального типа. Даны рекомендации по улучшению аэродинамических характеристик диффузора за счет изменения конструкции, в области специального вдува потока.

**Ключевые слова:** выходной патрубок турбомашин, вдув потока, коэффициенты потерь, осесимметричный диффузор, коэффициент импульса струи, циркуляционная зона.

**V. P. SUBOTOVICH, Yu. A. YUDIN, A. V. LAPUZIN, A. Yu. YUDIN, V. L. SHVETSOV****INFLUENCE OF NONAXISYMMETRIC FLOW INJECTION INTO THE DIFFUSER ON THE TURBINE LPC EXHAUST NOZZLE**

**ABSTRACT** The data of computational aerodynamic investigations carried out for the diffuser used by the discharge nozzles of modern steam turbines have been given. The calculations were done using the axisymmetric statement for the three options of flow turn to the collection chamber of exhaust nozzles. During the computation, we varied the parameters of special flow injection at the external diffuser by-pass and took into account the above-shroud leakage. The following characteristics were analyzed, in particular the flow injection jet pulse coefficient and the coefficients of net, internal and outlet velocity losses of the diffuser. It was shown that the outlet velocity loss produced the basic influence on the level of net losses of the diffuser due to the flow pattern and the availability of separated circulation zones, and the diffuser flow and the flow of nonaxisymmetric collection chamber of the exhaust nozzle are subjected to the substantial influence of flow injection parameters. Optimal parameters of the injection jet were determined taking into consideration the flow discharge from the exhaust nozzle into the capacitor of a cellar type. The recommendations were given on how to improve the aerodynamic characteristics of the diffuser due to a change in the structure in the region of special injection of the flow. A circumferential change in the size of the output slit of circular channel at the invariable total area of steam output allows for a decrease of mixing losses in the collection chamber and circular nonuniformity of the pressure behind the last cascade for the diffuser cowling flow without separation that results in a decrease of the net losses of exhaust nozzle. Proposed recommendations can be used to provide special injection of the flow of wet steam mixture removed from the circumferential zone of the last stage, increasing thus the efficiency of the exhaust zone of steam turbine with the cellar arrangement of the capacitor and retaining the erosion reliability of the last stage of low pressure cylinder.

**Key words:** turbine machine discharge nozzle, flow injection, loss coefficients, axisymmetric diffuser, injection jet pulse coefficient, and the circulation zone.

**Введение**

В настоящее время достигнута высокая степень совершенства лопаточных аппаратов. В тоже время в выхлопных патрубках имеются значительные резервы повышения экономичности. В диффузорных выхлопных патрубках одним из эффективных способов управления течением и снижения полных потерь является вдув потока в пограничный слой на внешнем обводе диффузора [1–3]. В современных паровых турбинах используют специальный вдув потока, источником которого является влажнопаровой поток, удаляемый в выхлопной патрубков для снижения влажности в периферийной зоне последней ступени [2, 3]. Однако при выборе размеров выходной щели кольцевого канала на наружном обводе диффузора в окружном направлении не учтен пространственный характер течения рабочего тела в диффузоре и корпусе выхлопного патрубка с односторонним выходом пара

в конденсатор [2, 3]. В таких конструкциях с постоянным размером щели [4] не могут быть обеспечены оптимальные параметры струи вдуваемого пара в окружном направлении, что увеличивает потери на смешение пара, выходящего из щели, с основным потоком в корпусе выхлопного патрубка. При этом также увеличивается окружная неравномерность давления за последней ступенью, что снижает экономичность и надежность турбины.

**Цель работы**

Улучшить аэродинамические характеристики выхлопных патрубков с односторонним выходом потока на основе обобщения расчетных аэродинамических исследований диффузоров в широком диапазоне изменения импульса струи вдува.

### Исследованные модели диффузоров и параметры рабочего тела

Односторонний выход рабочего тела из сборной камеры обуславливает различный характер течения в каждом из участков осередиального диффузора выхлопного патрубка в окружном направлении. Если со стороны конденсатора потока в диффузоре и сборной камере достаточно повернуться на  $90^\circ$ , то с противоположной стороны поворот потока увеличивается до  $270^\circ$ .

Выполнены [2, 3] расчетные исследования с помощью *CFD* трех осесимметричных моделей осередиальных диффузоров *D90*, *D180*, *D270*, которые имитируют течение в характерных зонах выхлопного патрубка. На наружном обводе имеется щель для вдува рабочего тела, что характерно для выхлопных патрубков современных паровых турбин. Компьютерные модели диффузоров ( $y^+ \approx 1$ ,  $k-\epsilon$ ) отличались местом расположения выходного сечения 2. Диффузор *D90* имитирует течение в зоне конденсатора (рис. 1), диффузор *D180* – в зоне горизонтального разъема (рис. 2), диффузор *D270* – в зоне крышки выхлопного патрубка (рис. 3).

Определялись и анализировались следующие аэродинамические характеристики осередиальных диффузоров:

- 1) Коэффициент полных потерь

$$\zeta_n = \frac{1 - (P_2/P_1^*)^k}{1 - (P_1/P_1^*)^k},$$

где  $P_1$  и  $P_1^*$  – давление и давление торможения во входном сечении 1;  $P_2$  – давление в выходном сечении 2 диффузоров *D90*, *D180*, *D270* (рис. 1–3);  $k$  – показатель адиабаты рабочего тела.

- 2) Коэффициент потерь с выходной скоростью

$$\zeta_{\text{вых}} = \frac{1 - (P_2/P_2^*)^k}{1 - (P_1/P_1^*)^k},$$

где  $P_2^*$  – давление торможения в выходном сечении 2.

- 3) Коэффициент внутренних потерь

$$\zeta = \zeta_n - \zeta_{\text{вых}}.$$

- 4) Коэффициент импульса струи вдува

$$C_\mu = \frac{2G_{\text{вд}}C_{\text{вд}}}{G_{\text{ос}}C_{\text{ос}}},$$

где  $G_{\text{ос}}$  и  $C_{\text{ос}}$  – расход и осредненная скорость основного потока в сечении 1;  $G_{\text{вд}}$  и  $C_{\text{вд}}$  – расход и осредненная скорость потока вдува в сечении 3.

- 5) Относительный коэффициент полных потерь

$$\bar{\zeta}_n = \zeta_n^i / \zeta_n^{\text{min}},$$

где  $\zeta_n^i$  – значения коэффициента полных потерь диффузора, соответствующие текущим значениям коэффициента импульса струи вдува  $C_\mu$ ;  $\zeta_n^{\text{min}}$  – минимальное значение коэффициента полных потерь в исследованном диапазоне коэффициента  $C_\mu$ .

Течение в вариантах *D90*, *D180*, *D270* представлено линиями равных расходов (рис. 1–3) при оптимальных значениях коэффициента импульса струи вдува  $C_\mu$ , которые отличаются друг от друга и зависят от течения за пределами диффузора – в сборной камере (рис. 4).

В варианте диффузора *D90* при отсутствии вдува ( $C_\mu = 0$ ) поток отрывается от наружного обвода вблизи входного сечения, образуется большая циркуляционная зона. Относительный коэффициент полных потерь имеет наибольшее значение 2,1. Увеличение импульса струи вдува сопровождается отклонением основного потока в сторону наружного обвода и уменьшением области отрывного течения. При коэффициенте импульса  $C_\mu = 0,18$  течение в диффузоре становится безотрывным и коэффициент потерь диффузора имеет минимальное значение (рис. 1). Снижение коэффициента полных потерь, которое имеет место при увеличении  $C_\mu$ , происходит в основном за счет коэффициента потерь с выходной скоростью  $\zeta_{\text{вых}}$ . Увеличение коэффициента  $C_\mu$  более 0,18 практически не влияет на течение в диффузоре *D90* и коэффициент полных потерь (рис. 4).

Для вариантов диффузоров *D180* и *D270* зависимости  $\zeta_n = f(C_\mu)$  имеют явно выраженный оптимум.

В варианте *D180* минимальное значение коэффициента полных потерь получено при значении коэффициента импульса струи вдува  $C_\mu \approx 0,13$  (рис. 4). В диапазоне коэффициента  $C_\mu = 0-0,13$  рост  $C_\mu$  происходит переход от отрывного к безотрывному течению в диффузоре (рис. 2). Дальнейшее увеличение давления в камере вдува и, соответственно, коэффициента  $C_\mu$  больше чем  $\sim 0,13$  сопровождается ростом коэффициента  $\bar{\zeta}_n$ . При таких значениях  $C_\mu$ , несмотря на безотрывное течение в диффузоре, рост коэффициента  $\bar{\zeta}_n$  связан с изменением течения в сборной камере, где на основной поток действует высокоскоростная струя вдува, оттесняя его к цилиндрической стенке, и увеличивая размеры циркуляционной зоны в сборной камере.

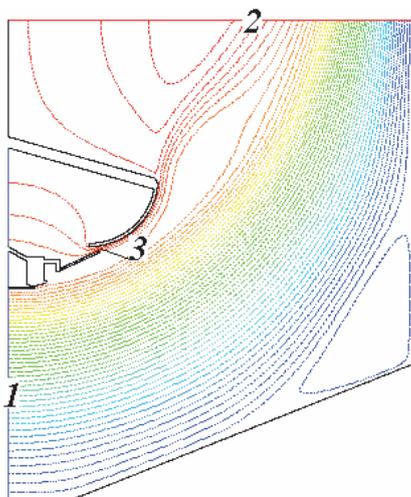


Рис. 1 – Линии равных расходов диффузора D90 при  $C_\mu = 0,18$ : 1, 2, 3 – сечения

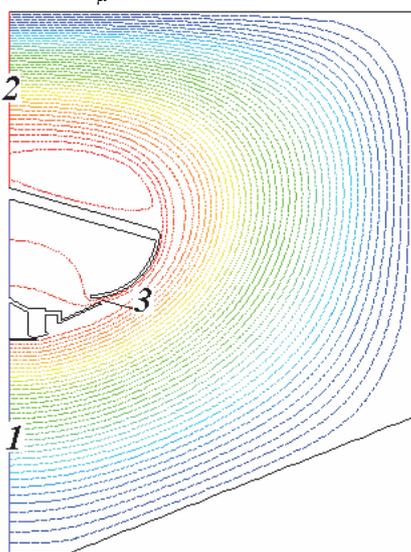


Рис. 2 – Линии равных расходов диффузора D180 при  $C_\mu = 0,13$ : 1, 2, 3 – сечения

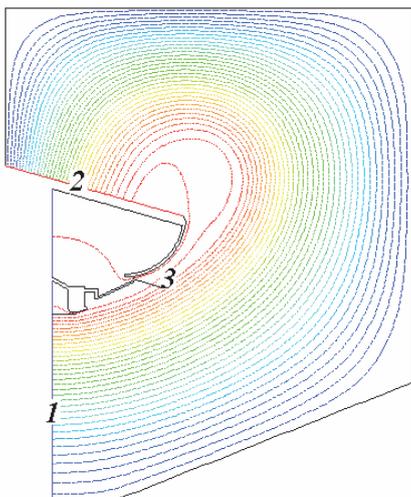


Рис. 3 – Линии равных расходов диффузора D270 при  $C_\mu = 0,07$ : 1, 2, 3 – сечения

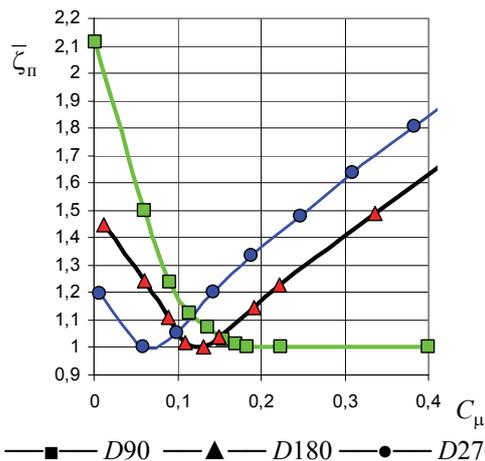


Рис. 4 – Зависимость коэффициента  $\bar{\zeta}_\pi$  от  $C_\mu$

В варианте D270 значение оптимального коэффициента импульса  $C_\mu$  уменьшается до значения 0,07. В этом варианте диффузора на коэффициент полных потерь оказывают влияние обе его составляющие  $\zeta_{\text{вых}}$  и  $\zeta$ . При минимальном давлении в камере вдува, когда специальный вдув практически отсутствует, поток отрывается от наружного обвода диффузора вблизи входного сечения 1. Коэффициент полных потерь  $\zeta_\pi = \zeta + \zeta_{\text{вых}} = 0,22 + 0,63 = 0,85$  ( $\bar{\zeta}_\pi = 1,2$ ) имеет относительно большое значение, как за счет внутренних потерь, так и потерь с выходной скоростью. При увеличении импульса струи вдува до оптимального ( $C_\mu = 0,07$ ) течение в диффузоре становится безотрывным (рис. 3) и коэффициенты потерь  $\zeta$ ,  $\zeta_{\text{вых}}$  снижаются до минимальных значений  $\zeta_\pi = \zeta + \zeta_{\text{вых}} = 0,14 + 0,56 = 0,7$ . Как и в варианте D180, коэффициенты  $C_\mu$  больше оптимального, несмотря на безотрывное течение в диффузоре, являются избыточными при взаимодействии струи вдува с основным потоком в сборной камере, где поток разворачивается на угол  $\sim 270^\circ$ .

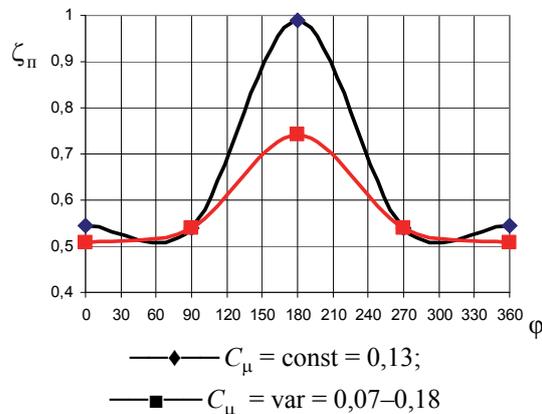


Рис. 5 – Изменение локальных коэффициентов  $\zeta_\pi$  в окружном направлении

Проведенные исследования показали, что величина оптимального импульса струи пара из выходной щели, взаимодействующего с основным потоком, зависит от угла поворота потока в диффузоре. При увеличении угла поворота потока в сборной камере уменьшаются оптимальные значения импульса струи специального вдува. Если обеспечить плавное распределение локальных коэффициентов  $C_{\mu}$  в окружном направлении таким образом, что максимальное  $C_{\mu} = 0,18$  будет в зоне выхода потока, а минимальное значение – 0,07 в зоне крышки выхлопного патрубка при сохранении в зоне горизонтального разъема значения  $C_{\mu} = 0,13$ , то окружная неравномерность коэффициентов полных потерь и соответственно давлений снизится в два раза, а коэффициент полных потерь на 12 % (рис. 5). На рис. 5 углы  $\varphi = 0^\circ$  и  $\varphi = 360^\circ$  соответствуют зоне нижней части корпуса выхлопного патрубка там, где поток поворачивается на  $90^\circ$  (вариант D90). Углы  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 270^\circ$  соответствуют области горизонтального разъема патрубка (вариант D180). Угол  $\varphi = 180^\circ$  соответствует зоне верхней части корпуса, где поток поворачивается на  $270^\circ$  (вариант D270).

Из анализа работы выходной части ЦНД следует, что давление во влагуолавливающей камере не изменяется в окружном направлении и определяется необходимым количеством влажно-паровой смеси, удаляемой из последней ступени, что обеспечивает ее эрозионную стойкость.

Чтобы обеспечить переменный в окружном направлении импульс струи вдува достаточно изменять на наружном обводе диффузора размер выходной щели кольцевого канала вдува.

Расчеты с различными размерами выходной щели на наружном обводе диффузора показали, что средний вдоль окружности размер щели  $l_{cp}$  является оптимальным для зоны горизонтального разъема корпуса, где поток поворачивается на угол, близкий к  $180^\circ$ .

Размер выходной щели  $(1,4-1,6)l_{cp}$  является оптимальным для нижней части корпуса в зоне, ближайшей к выходному сечению, через которое пар направляется в конденсатор. Размер выходной щели  $(0,4-0,6)l_{cp}$  является оптимальным для верхней части корпуса (крышка выхлопного патрубка). Для других зон корпуса выхлопного патрубка размеры щели кольцевого канала в окружном направлении равномерно изменяются при условии сохранения общей площади выхода пара из щели.

### Выводы

Проведенные исследования показали, что величина оптимального импульса струи пара из выходной щели, взаимодействующего с основным потоком, зависит от угла поворота потока в диффузоре и может быть реализована с помощью пе-

ременного размера щели вдува.

Предлагается выполнить переменным в окружном направлении размер выходной щели, которая сужается в верхней и расширяется в нижней частях корпуса выхлопного патрубка, сохраняя неизменной площадь щели. Это сохраняет уровень эрозионной надежности последней ступени, а также снижает окружную неравномерность давления за последней ступенью в два раза и уменьшает коэффициент полных потерь выхлопного патрубка на 12 %.

Полученные результаты могут быть использованы как при проектировании новых, так и при модернизации существующих конструкций.

### Список литературы

- 1 **Мигай, В. К.** Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин / **В. К. Мигай, Э. И. Гудков** – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 272 с.
- 2 **Юдин, А. Ю.** Исследование осесимметричных диффузоров выходных патрубков турбомашин со специальным вдувом потока // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 3(80). – С. 80–84. – ISSN 1727-7337.
- 3 **Юдин, Ю. А.** Аэродинамические исследования участка выходного диффузора турбины со специальным вдувом потока / **Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 30–35. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X.
- 4 Пат. 2053373 Российская Федерация, МПК F01D 25/30 Выхлопная часть турбомашин / **Косяк Ю. Ф., Вирченко М. А., Галацан В. Н. и др.**, Заявитель и патентообладатель ОАО «Турбоатом». – №4649389 ; заявл. 13.02.89 ; опубл. 27.01.96, Бюл. № 3. – 3 с. : ил.
- 5 Пат. 110332 Україна, МПК F01D 25/30 (2006.01). Вихлопна частина парової турбіни / **Юдин Ю. А., Швецов В. Л., Субботович В. П., Лапузин А. В., Юдин А. Ю.** ; власник Національний технічний університет «ХПІ». – у 2016 02201 ; заявл. 09.03.2016 ; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

### Bibliography (transliterated)

- 1 **Migay, V. K. and Gudkov, E. I.** (1981), *Proektirovanie i raschet vyihodnyih diffuzorov turbomashin [Design and calculation of output diffusers of turbomachines]*, Mashinostroenie, Leningrad, Russia
- 2 **Yudin, A. Yu.** (2011), "Issledovanie osesimmetrichnyih diffuzorov vyihodnyih patrubkov turbomashin so spetsialnyim vduvom potoka [Investigation of turbomachines exhaust chamber axisymmetric diffusers with special injection flow]", *Aviacionnokosmicheskaja tehnika i tehnologija*, No. 3, pp. 80–84, ISSN 1727-7337/
- 3 **Yudin, Yu. A., Subbotovich, V. P., Lapuzin, A. V. and Yudin, A. Yu.** (2013), "Aerodinamicheskie issledovaniya uchastka vyihodnogo diffuzora turbinyi so spetsialnyim vduvom potoka [Aerodynamical investigations of turbine exhaust diffuser part with a special flow injection]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and*

- heat engineering processes and quipment, no. 12(986), pp. 30–35.
- 4 **Kosyak, Yu. F., Virchenko, M. A., Galatsan, V. N. and Garkusha, A. V.** et al., NPO «Turboatom» (1996), *Vykhlopna chast turbomashiny*, Russian, IPC. F01D25/30, Pat. 2053373.
- 5 **Yudin, Yu. A., Shvetsov, V.L., Subotovich, V. P., Lapuzin, A. V. and Yudin, A. Yu.**, NTU "KhPI" (2016), *Vykhlopna chastyna parovoi turbiny*, Kharkov, Ukraine, IPC. F01D25/30, Pat. 110332

#### Сведения об авторах (About authors)

**Субботович Валерий Петрович** – доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-7051-4758.

**Subotovich Valery** – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Юдин Юрий Алексеевич** – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: yury55yudin@ukr.net, ORCID 0000-0002-9770-2273.

**Yudin Yuriy** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Лапузин Александр Викторович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; ORCID – 0000-0002-6445-3979.

**Lapuzin Alexander** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate professor, Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Юдин Александр Юрьевич** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-5098-7796.

**Yudin Alexander** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior research fellow, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Швецов Виктор Леонидович** – кандидат технических наук, главный конструктор паровых турбин, Публичное акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

**Shvetsov Victor** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), chief-designer of steam turbines, Private Joint Stock Company "Turboatom", Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Субботович, В. П.** Влияние неосесимметричного вдува потока в диффузоре на работу выхлопного патрубка ЦНД турбины / **В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин, В. Л. Швецов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 24–28. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

*Please cite this article as:*

**Subotovich, V., Yudin, Yu., Lapuzin, A., Yudin, A. and Shvetsov, V.** (2017), "Influence of Nonaxisymmetric Flow Injection into the Diffuser on the Turbine LPC Exhaust Nozzle", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 24–28, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

*Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:*

**Субботович, В. П.** Вплив невісесиметричного вдуву потоку в дифузори на роботу вихлопного патрубка ЦНД турбіни / **В. П. Субботович, Ю. О. Юдін, О. В. Лапузін, О. Ю. Юдін, С. О. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 24–28. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

**АНОТАЦІЯ** Наведено результати розрахункових аеродинамічних досліджень дифузора, характерного для вихідних патрубків сучасних парових турбін. Розрахунки виконані з урахуванням спеціального вдуву потоку на зовнішньому обводі дифузора і надбандажної витокі. Показано, що на течію у дифузори і невісесиметричній збірній камері вихлопного патрубка істотно впливають параметри вдуву потоку. Визначено оптимальні параметри струменя вдуву з урахуванням виходу потоку з вихлопного патрубка в конденсатор підвального типу. Надано рекомендації щодо покращення аеродинамічних характеристик дифузора за рахунок зміни конструкції, в області спеціального вдуву потоку.

**Ключові слова:** вихідний патрубок турбомашини, вдув потоку, коефіцієнти втрат, вісесесиметричний дифузор, коефіцієнт імпульсу струменя, циркуляційна зона.

Поступила (received) 08.02.2017

**С. И. СЕРБИН, А. В. КОЗЛОВСКИЙ**

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧНОСТИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СЛАБОТОЧНЫХ ПЛАЗМОХИМИЧЕСКИХ СТАБИЛИЗАТОРОВ

**АННОТАЦИЯ** Статья посвящена вопросу снижения выбросов токсичных компонентов в камерах сгорания газотурбинных двигателей за счет использования слаботоочных плазмохимических стабилизаторов. Проведен анализ нестационарных процессов в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики. Разработаны практические рекомендации по повышению экологичности горения газообразного топлива в низкоэмиссионной камере сгорания ГТД.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, камера сгорания, плазмохимический стабилизатор, математическое моделирование.

**S. SERBIN, A. KOZLOVSKYI**

## INCREASING THE ECOLOGICAL EFFICIENCY OF COMBUSTION CHAMBERS IN GAS-TURBINE ENGINES USING LOW-CURRENT PLASMOCHEMICAL STABILIZERS

**ABSTRACT** Consideration is given to the numerical experiment carried out using the state-of-the-art tools of computational hydrodynamics to predict the emission level of toxic components at the engine design stage that would allow for a considerable reduction of expenditures required for the engine design and its development and also increase the operation efficiency of power systems. The purpose of this research was to increase the ecological efficiency of the combustion of gaseous fuel in the low-emission combustion chambers of gas turbine engines (GTE) due to the use of low-current plasmochemical stabilizers. The theoretical research done showed that the use of low current plasmochemical stabilizers for low-emission combustion chambers of GTE enables to expand the range of stable operation of the fuel firing device and decrease the emission level of toxic components. Theoretical investigation of pulsation performances of the low-emission combustion chamber with a preliminary mixing of the fuel-&-air mixture of GTE 25 MW allowed us to establish that the plasmochemical stabilization of processes in the combustion chamber would enable an increase in the service life of flue tubes and gas-turbine engines on the whole, getting an economic effect due to the reduction of the emissions of toxic components.

**Key words:** gas-turbine engine, combustion chamber, plasmochemical stabilizer, and the mathematical simulation.

### Введение

В настоящее время практически не существует альтернативы газотурбинным установкам как по мощностным, так и по габаритным показателям. При разработке перспективных образцов газотурбинных двигателей (ГТД) и модернизации существующих особое внимание должно быть уделено повышению экологических характеристик двигателя.

Важным направлением повышения эффективности использования и снижения потребления углеводородных топлив, улучшения эксплуатационных и экологических показателей современных стационарных и транспортных газотурбинных установок является применение методов усовершенствования рабочего процесса в камере сгорания. Ужесточение международных норм на уровне эмиссии оксидов углерода и азота, несгоревших углеводородов, канцерогенных компонентов, дымности вызывает необходимость комплексного решения вопросов экологического совершенствования газотурбинных установок (ГТУ), которая предусматривает создание принципиально новых конструкций малотоксичных камер сгорания. Разработка таких устройств осуществляется на основе знаний физико-химических процессов в камере, основными из которых является распыление, смесеобразование и горения.

Использование численного эксперимента на основе современных средств вычислительной гидродинамики для прогнозирования уровней выбросов токсичных компонентов на этапе разработки двигателя позволит значительно сократить затраты на проектирование и доводку двигателя, а также повысить эффективность его эксплуатации [1–8].

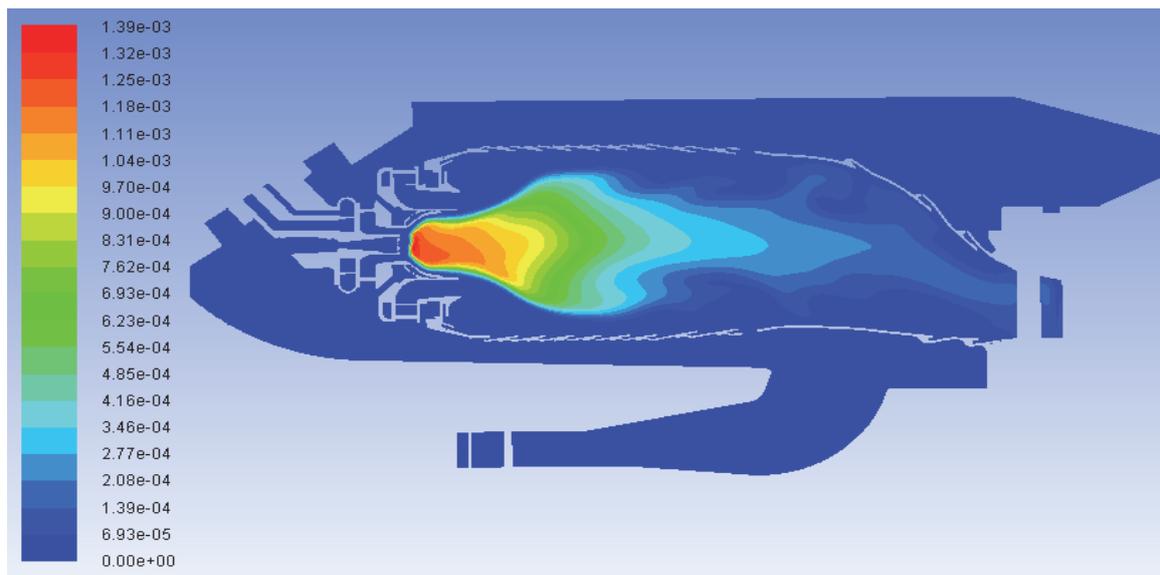
### Цель работы

Целью данного исследования является повышение экологичности горения газообразного топлива в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД за счет использования слаботоочных плазмохимических стабилизаторов.

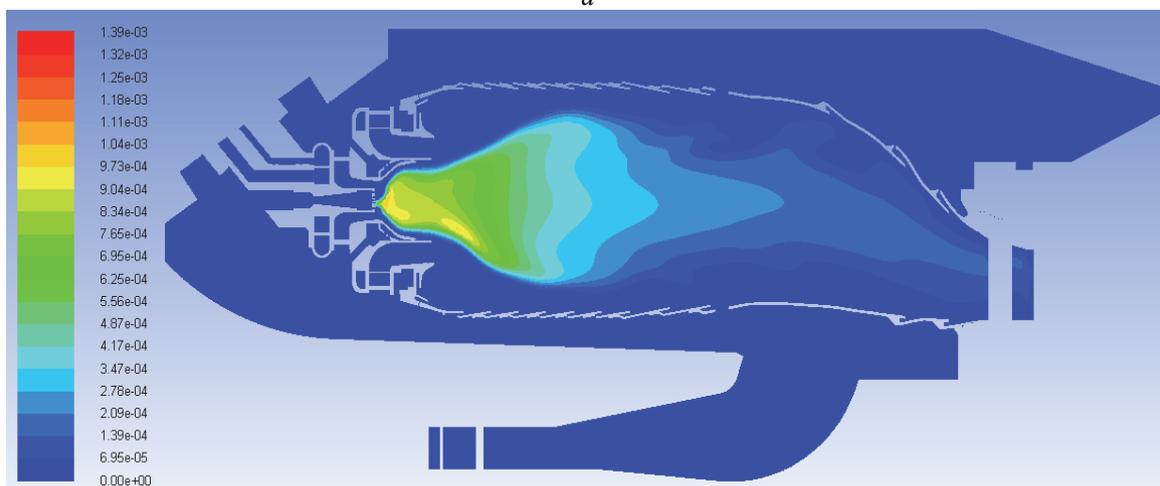
### Изложение основного материала

Для теоретических исследований процессов в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД с плазмохимическим стабилизатором предложена математическая модель эмиссии оксидов азота, которая представляет собой систему уравнений массового переноса, учитывающих конвекцию, диффузию, а также образование и разложение NO и родственных соединений, и получена на основе закона сохранения массы. Влияние времени пребывания реагентов в реакционном объеме на механизм образования  $\text{NO}_x$  учтено в конвективных

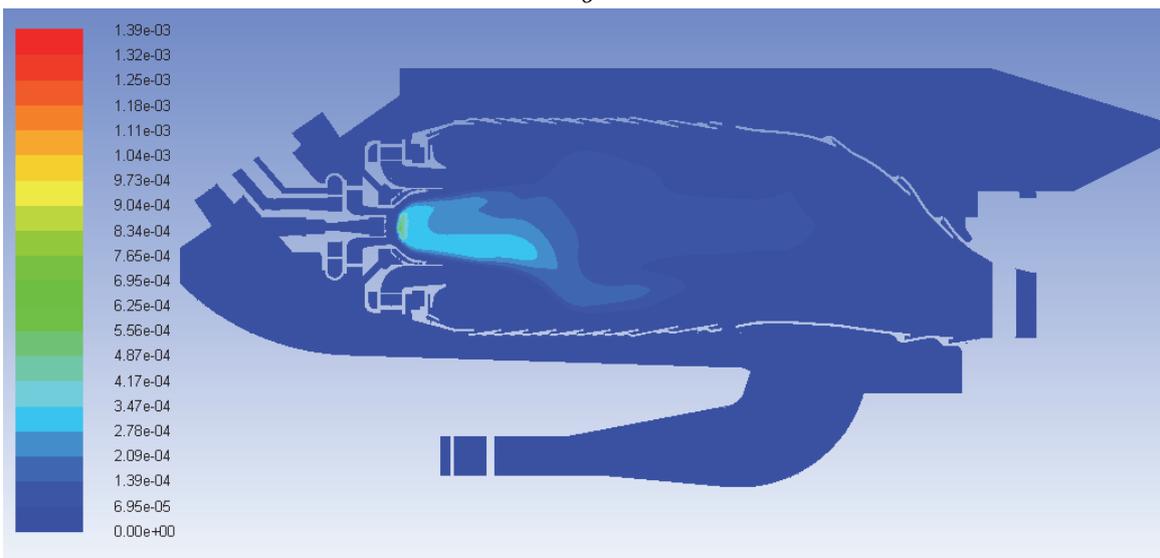
© С. И. Сербин, А. В. Козловский, 2017



*a*



*б*



*в*

*Рис. 1 – Поле концентраций оксидов азота в камере сгорания: а – базовый вариант; б – с добавкой продуктов плазмохимических реакций  $\beta = 0,00087$ ; в – с добавкой продуктов плазмохимических реакций  $\beta = 0,00125$*

членах определяющих уравнений, записанных в Эйлеровой системе отсчета. Для термических и быстрых оксидов азота необходимо решать уравнение переноса для NO, записанное в векторной форме, основанное на уравнении сохранения массы для отдельных химических компонентов смеси [9]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{\text{NO}}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_{\text{NO}}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{\text{NO}}) + S_{\text{NO}},$$

где  $\rho$  – плотность оксида азота;  $Y_{\text{NO}}$  – массовая концентрация NO;  $D$  – коэффициент диффузии;  $\vec{v}$  – вектор скорости;  $S_{\text{NO}}$  – источниковый член, определяемый в зависимости от механизма образования NO.

С целью определения влияния плазмохимического стабилизатора на экологические характеристики камеры сгорания ГТД были проведены расчеты эмиссии основных загрязняющих веществ (NO и CO) на номинальном режиме работы ГТД.

На рис. 1 представлены распределения концентраций оксидов азота в продольном сечении низкоэмиссионной камеры сгорания (КС) ГТД мощностью 25 МВт для базового варианта и с добавками продуктов плазмохимических реакций.

Расчетный уровень выбросов оксида азота для базового варианта камеры сгорания (без плазмохимического стабилизатора) равнялся 82,6 ppm, а оксида углерода 4,44 ppm. Тогда как выбросы оксидов азота в камере сгорания с добавкой продуктов плазмохимических реакций в количествах  $\beta = 0,00087$  и  $\beta = 0,0125$  составили 65,7 ppm и 33,6 ppm соответственно, а оксида углерода 3,83 ppm и 2,79 ppm соответственно (рис. 2).

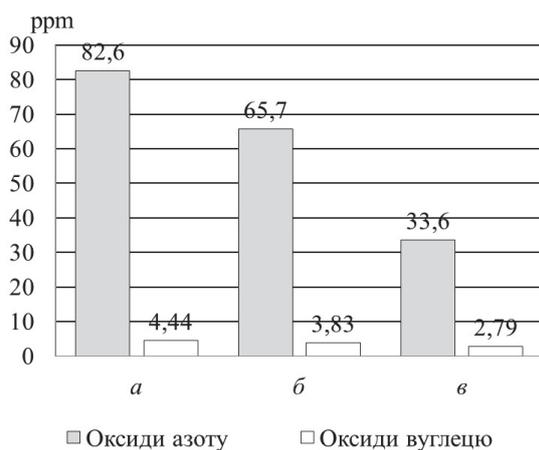


Рис. 2 – Выбросы оксидов азота и оксидов углерода в низкоэмиссионной камере сгорания: а – базовый вариант; б – с добавкой продуктов плазмохимических реакций  $\beta = 0,00087$ ; в – с добавкой продуктов плазмохимических реакций  $\beta = 0,0125$

Согласно Директивы 2010/75/ЕС Европей-

ского парламента и консилиума от 24 ноября 2010 года о промышленных выбросах [10] для газовых турбин, которые работают на природном газе в качестве топлива, предназначенных для механических приводов (приводов нагнетателей природного газа), предельные объемы выбросов  $\text{NO}_x$  составляют 75 мг/нм<sup>3</sup> или 36,53 ppm.

Вышесказанное свидетельствует о том, что использование плазмохимических стабилизаторов в низкоэмиссионных КС ГТД позволит снизить уровень выбросов оксида азота до 33,6 ppm, что удовлетворяет современные европейские требования к газотурбинным двигателям, которые работают на природном газе.

Поскольку экологичность – это одно из основных требований, предъявляемых к современным ГТД, то снижение уровня вредных выбросов за счет использования плазмохимических стабилизаторов позволит увеличить конкурентоспособность украинских двигателей на мировом рынке. Расчетные значения эмиссии оксидов азота на выходе камеры сгорания на номинальном режиме для модернизированного варианта со слаботочным плазмохимическим стабилизатором составляют около 33,6 ppm, что соответствует лучшим мировым аналогам. Это определяет потенциальные экономические преимущества за счет предполагаемого роста продаж отечественных газотурбинных установок за рубеж.

Использование слаботочных плазмохимических стабилизаторов в низкоэмиссионной камере сгорания ГТД мощностью 25 МВт позволит также увеличить ресурс жаровых труб и газотурбинных двигателей в целом, а также получить годовой экономический эффект в размере около 2000 долларов США на один двигатель за счет снижения выбросов токсичных компонентов.

## Выводы

1 Использование плазмохимических стабилизаторов позволяет уменьшить выбросы токсичных веществ. При добавках плазмохимических продуктов в количестве  $\beta = 0,00087 \dots 0,0125$  расчетная эмиссия оксидов азота составила 65,7...33,6 ppm, в то время как выбросы оксидов азота для базового варианта низкоэмиссионной камеры сгорания равнялись 82,6 ppm.

2 Использование слаботочных плазмохимических стабилизаторов в низкоэмиссионной камере сгорания ГТД мощностью 25 МВт позволит увеличить ресурс жаровых труб и газотурбинных двигателей в целом, а также получить годовой экономический эффект в размере около 2000 долларов США на один двигатель за счет снижения выбросов токсичных компонентов.

## Список литературы

- 1 **Козловский, А. В.** Прогнозирование термоакустических характеристик низкоэмиссионных камер сгорания ГТД методом трехмерного математического моделирования / **А. В. Козловский** // Вісник НТУУ «КПІ». Серія: Машинобудування. – Київ : НТУУ «КПІ», 2015. – № 3(75). – С. 25–29. – ISSN 2305-9001.
- 2 **Сербін, С. І.** Дослідження процесів нестационарного горіння в камері згорання ГТД / **С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 11–16. – ISSN 2078-774X.
- 3 **Сербін, С. І.** Моделирование процессов нестационарного горения в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя / **С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський** // Вісник НУК. – Миколаїв : НУК, 2012. – № 1. – С. 24–32.
- 4 **Сербин, С. И.** Разработка методов расчета характеристик нестационарного рабочего процесса в низкоэмиссионных камерах сгорания газотурбинных двигателей / **С. И. Сербин, А. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловский, В. Г. Ванцовский, В. В. Вилкул** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 90–94. – ISSN 2078-774X.
- 5 **Serbin, S. I.** Investigation of the thermo-acoustic processes in low emission combustion chamber of gas turbine engine capacity of 25 MW / **S. I. Serbin, A. V. Mostipanenko, A. V. Kozlovskiy** // Международный журнал об инновациях в судостроении «Shipbuilding & Marine Infrastructure». – Николаев : НУК. – 2014. – № 1(1). – С. 127–134.
- 6 **Сербин, С. И.** Методы снижения интенсивности пульсационного горения в камере сгорания ГТД, работающей на газообразном топливе / **С. И. Сербин, А. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловский, В. В. Вилкул** // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 8(115). – С. 84–88. – ISSN 1727-7337.
- 7 **Serbin, S. I.** Investigations of Nonstationary Processes in Low Emissive Gas Turbine Combustor with Plasma Assistance / **S. I. Serbin, A. V. Kozlovskiy, K. S. Burunsuz** // IEEE Transactions on Plasma Science, Special Issue on Plasma-Assisted Technologies, 2016. – Vol. 44, Issue 99. – 5 p. – ISSN 0093-3813. – doi: 10.1109/TPS.2016.2607461.
- 8 **Сербин, С. И.** Повышение устойчивости процессов горения в камере сгорания ГТД газодинамическим совершенствованием проточной части / **С. И. Сербин, А. В. Козловский** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 65–69. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.09.
- 9 **Постников, А. М.** Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ / **А. М. Постников** ; под ред. д.т.н., проф. Гриценко Е. А. – Самара : Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. – 286 с.
- 10 Директива 2010/75/ЕС Европейского парламента и консилиума от 24 ноября 2010 года о промышленных выбросах (интегрированное предотвращение и контроль загрязнения) // Приложение V «Техниче-

ские положения, связанные со сжигающими установками». – 2010. – Ч. 1, П. 6. – С. 59–61.

## Bibliography (transliterated)

- 1 **Kozlovskiy, A. V.** (2015), "Prognozirovaniye termoakusticheskikh kharakteristik nizkoemissionnykh kamer sgoraniya GTD metodom trekhmernogo matematicheskogo modelirovaniya [Prediction by three-dimensional mathematical modeling of the gas turbine low-emission combustion chambers thermo-acoustic characteristics]", *Visnik NTUU "KPI". Seriya: Mashinobuduvannya*, No. 3(75), pp. 25–29, ISSN 2305-9001.
- 2 **Serbin, S. I., Mostipanenko, G. B. and Kozlovskiy, A. V.** (2012), "Doslidzhennya protsesiv nestatsionarnogo gorinnya v kameri zgoryannya GTD [Investigation of Transient Combustion Process in Gas Turbine Combustor]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8, pp. 11–16, ISSN 2078-774X.
- 3 **Serbin, S. I., Mostipanenko, G. B. and Kozlovskiy, A. V.** (2012), "Modelyuvannya protsesiv nestatsionarnogo gorinnya v niz'koyemisiyniy kameri zgoryannya gazoturbinnogo dviguna [The simulation of unsteady burning processes in gas turbine low-emission combustion chambers]", *Visnik NUK*, no. 1, pp. 24–32.
- 4 **Serbin, S. I., Mostipanenko, G. B., Kozlovskiy, A. V., Vantsovsky, V. G. and Vilkul, V. V.** (2014), "Razrabotka metodov rascheta kharakteristik nestatsionarnogo rabocheho protsessa v nizkoemissionnykh kamerakh sgoraniya gazoturbinnnykh dvigateley [Developing the Methods Used for the Computation of the Characteristics of Nonstationary Operating Processes in the Low-Emission Combustion Chambers of Gas Turbine Engines]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 11, pp. 90–94, ISSN 2078-774X.
- 5 **Serbin, S. I., Mostipanenko, A. B. and Kozlovskiy, A. V.** (2014), "Investigation of the thermo-acoustic processes in low emission combustion chamber of gas turbine engine capacity of 25 MW", *Mezhdunarodnyy zhurnal ob innovatsiyakh v sudostroyenii "Sudostroyeniye i morskaya infrastruktura" [International Journal of Innovations in Shipbuilding & Marine Infrastructure]*, no. № 1(1), pp. 127–134.
- 6 **Serbin, S. I., Mostipanenko, A. B., Kozlovskiy, A. V. and Vilkul, V. V.** (2014), "Metody snizheniya intensivnosti pul'satsionnogo gorennya v kamere sgoraniya GTD, rabotayushchey na gazoobraznom toplive [Suppressing methods of the pulsation burning in gaseous fuels gas turbine combustion chamber]", *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya [Aerospace engineering and technology]*, No. 8(115), pp. 84–88, ISSN 1727-7337.
- 7 **Serbin, S. I., Kozlovskiy, A. V. and Burunsuz, K. S.** (2016), "Investigations of Nonstationary Processes in Low Emissive Gas Turbine Combustor with Plasma Assistance", *IEEE Transactions on Plasma Science, Special Issue on Plasma-Assisted Technologies*, Vol. 44, Issue 99, ISSN 0093-3813, doi: 10.1109/TPS.2016.2607461.
- 8 **Serbin, S. and Kozlovskiy, A.** (2016), "Increasing the Stability of Combustion Processes in the Combustion Chamber of Gas-Turbine Engine through the Improvement of the Air-Gas Channel". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and*

- equipment, No. 9(1181), pp. 65–69, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.09.
- 9 **Postnikov, A. M.** (2002), *Snizheniye oksidov azota v vykhlopnykh gazakh GTU [Reduction of nitrogen oxides in GT exhaust gases]*, Ye. A. Gritsenko (red.), Izd-vo Samarskogo nauchnogo tsentra RAN, Samara, Russian.
- 10 (2010), "Direktiva 2010/75/YES Yevropeyskogo parlamenta i konsilium ot 24 noyabrya 2010 goda v promyshlennykh vybrosa (integrirovannoye predotvrashcheniye i kontrol' zagryazneniya) [Directive 2010/75/eu of the european parliament and of the council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control)]", *Prilozheniye V "Tekhnicheskiye polozheniya, svyazannyye so szhigayushchey ustanovkami" [Annex V "Technical provisions related to incineration plants"]*, No. 1, pp. 59–61.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Сербин Сергей Иванович** – доктор технических наук, профессор, директор Машиностроительного института, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина; e-mail: siserbin@yandex.ru, ORCID 0000-0002-3423-2681.

**Serbin Sergei** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Machinebuilding Institute, National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

**Козловский Артём Викторович** – младший научный сотрудник, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина; e-mail: artem.kozlovskiy@nuos.edu.ua, artem\_profkom@mail.ru, ORCID 0000-0002-6204-7782.

**Kozlovskiy Artem** – Junior Researcher, National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Сербин, С. И.** Повышение экологичности камер сгорания ГТД использованием слаботочных плазмохимических стабилизаторов / **С. И. Сербин, А. В. Козловский** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 9(1231). – С. 29–33. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.04.

*Please cite this article as:*

**Serbin, S. and Kozlovskiy, A.** (2017), "Increasing the Ecological Efficiency of Combustion Chambers in Gas-Turbine Engines Using Low-Current Plasmochemical Stabilizers", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 29–33, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.04.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Сербин, С. И.** Підвищення екологічності камер згорання ГТД використанням слабострумівих плазмохімічних стабілізаторів / **С. И. Сербин, А. В. Козловський** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 9(1231). – С. 29–33. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.04.

**АНОТАЦІЯ** Стаття присвячена питанню зниження викидів токсичних компонентів в камерах згорання газотурбінних двигунів за рахунок використання слабкострумівих плазмохімічних стабілізаторів. Проведено аналіз нестационарних процесів в низькоемісійній камері згорання газотурбінного двигуна за допомогою сучасних інструментів обчислювальної гідродинаміки. Розроблено практичні рекомендації щодо підвищення екологічності горіння газоподібного палива в низькоемісійній камері згорання ГТД.

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, камера згорання, плазмохімічний стабілізатор, математичне моделювання.

Поступила (received) 15.02.2017

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, В. А. ПЕШКО**

**РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ Т-100/120-130 СТ. № 1 ПАО «ХАРЬКОВСКАЯ ТЭЦ-5»**

**АННОТАЦИЯ** Директива Европейского союза о развитии когенерации до уровня в 10 % от общей выработки электроэнергии определяет развитие централизованного теплоснабжения в крупных городах преимущественным направлением. Для паровых турбин типа Т-100/120-130 разработана математическая модель теплового и напряженно-деформированного состояния. В ходе расчетов, определены максимально нагруженные зоны ротора и значения интенсивностей напряжений в них. Полученные данные позволяют провести оценку малоциклового усталости и остаточного ресурса основного металла турбины на каждом из пусковых режимов эксплуатации.

**Ключевые слова:** централизованное теплоснабжение, ротор ВД, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние.

**O. CHERNOUSENKO, V. PESHKO**

**COMPUTATION INVESTIGATION OF THE THERMAL AND STRESS-STRAIN BEHAVIOR OF THE ROTOR OF HIGH PRESSURE TURBINE T-100/120-130; BLOCK NO 1 OPERATED BY THE PJSC "KHARKIV CHPP-5"**

**ABSTRACT** A Directive of the European Union on the cogeneration development to reach a level of 10 % of the total electric power output defines the development of centralized heat supply to large cities by establishing priorities. A mathematical model of thermal and stress-strain behavior was developed for the steam turbines of a T-100/120-130 type taking into consideration the available damages of designed structures and restoration and repair changes in elements during their operation. The model is based on 3D spatial analogous models used for high pressure rotor. The data of computation investigation include the calculations of thermal and stress-strain behavior of the high pressure rotor of steam turbine T-100/120-130 of 100 MW; block No 1 operated by the PJSC "Kharkiv CHPP-5". The stress-strain behavior was created during the numerical experiment simulating the influence of high temperatures, working medium pressures, centrifugal forces and also a reaction of supports. The analysis of obtained data allowed us to determine maximally loaded rotor zones for each start mode of the operation, in particular the cold start, warm and hot starts. The values of maximum amplitudes of the stress intensities for the most loaded rotor sections were determined that allowed for the evaluation of low cycle fatigue and the residual resource of the main metal of turbine.

**Key words:** centralized heat supply, high pressure rotor, cold start, warm start, hot start, thermal state, and the stress-strain behavior.

### Введение

Надежное обеспечение потребителей тепловой энергией в крупных городах Украины является актуальным, как с точки зрения экологической безопасности, так и с учетом старения оборудования. В настоящее время, ресурс большинства энергоблоков ТЭС Украины мощностью 100–300 МВт, введенных в эксплуатацию в 60–80-е годы двадцатого столетия, достиг 180–320 тыс. ч. Кроме того, основной парк оборудования ТЭС (энергоблоки мощностью от 100 МВт до 300 МВт) морально и физически устарел.

Согласно нормативным документам Министерства энергетики и угольной промышленности Украины парковый ресурс паровых турбин Т-100/120-130 АО «УТЗ» (Уральский турбинный завод) равен 220 тыс. ч. при числе пусков 600 [1]. Ресурс теплофикационных энергоблоков мощностью 100 МВт требует оценки возможности дальнейшей эксплуатации [2–4].

Для продления эксплуатации энергоблоков 100 МВт необходимо провести оценку остаточного ресурса паровой турбины Т-100/120-130 блока № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» на основе данных расчетов теплового и напряженно-деформированного состояния с учетом изменения геометрии основных элементов при капитальных ремонтах и экспериментального исследования состояния металла роторов, отработавших более 220000 часов.

### Цель работы

Проведение численного эксперимента по оценке теплового и напряженно-деформированного состояния паровой турбины Т-100/120-130 блока № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5», с целью определения интенсивности напряжений в наиболее нагруженных участках ротора высокого давления.

**Расчетное исследование ТС и НДС ротора ВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»**

При проведении поверочного расчета, моделирование теплового (ТС) и напряженно-деформированного состояний (НДС) ротора ЦВД на пусковых режимах работы осуществляли в трехмерной постановке с учетом разгрузочных отверстий в дисках. Расчетное исследование проводилось для наиболее нагруженных участков ротора в соответствующих зонах проточных частей турбоустановки. Граничные условия задавались согласно рекомендациям [5]. Материал роторов – легированная сталь Р2МА (25Х1М1ФА). Теплофизические и физико-механические характеристики стали Р2МА (25Х1М1ФА) в зависимости от температуры задавали в соответствии с [6].

ТС и НДС ротора ЦВД турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» рассчитывалось для трех вариантов пусковых режимов (ГС, НС и ХС) по технологии пуска, которая используется на энергоблоке № 1 Харьковской ТЭЦ-5. Граничные условия для расчетов ТС определялись с использованием реальных и наиболее характерных пусковых графиков, представленных электростанцией.

Исходные данные для расчета ТС ротора ВД скорректированы с учетом графиков пуска и особенностей течения пара в проточной части. Для расчета НДС использованы результаты ТС ротора ВД. Учитывались также механические нагрузки от центробежных сил и давления пара. Для анализа напряженно-деформированного состояния ротора ВД брались характерные сечения и узловые точки, в которых градиенты температур достигали наибольших значений.

При расчетном исследовании теплового состояния ротора ВД решалась задача с учетом радиальной и осевой неравномерности распределения температуры. Перед началом расчетов температурных полей ротора ВД при пусках из различных тепловых состояний решалась задача начального теплового состояния металла, исходя из информации о времени простоя энергоблока и режима остывания.

Краевая задача нестационарной теплопроводности элементов паровых турбин решается с помощью уравнения вида [5]

$$\operatorname{div}[\lambda(T)\operatorname{grad}T] = c(T)\gamma(T)\frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (1)$$

где  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\gamma$  – функции температуры и координат при начальном условии  $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$  и граничных условиях I, II, III или IV рода.

На поверхностях ротора ВД задавали нестационарные ГУ I–IV рода с учетом эксплуатационных переменных режимов работы. ГУ I рода, когда известна температура поверхности тела в текущий момент времени. ГУ II рода задавались по тепловому потоку на поверхности тела  $q_{\text{ст}} = 0$  для осевого отверстия ротора ВД. ГУ III рода задавались по температурам пара и закономерности теплообмена между средой и поверхностью тела. ГУ IV рода соответствовали идеальному контакту твердых тел, когда оба тела на границе их соприкосновения имеют одинаковые температуры и тепловые потоки, и задавались для контакта валопроводов, дисков и рабочих лопаток.

Напряженно-деформированное состояние ротора ВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковской ТЭЦ-5» рассчитывалось при совместном решении уравнений равновесия, которые в тензорной форме имели вид [7, 8]

$$\{\sigma_{ij}\}_j + \rho X_i = 0; \quad i, j = 1, 2, 3; \quad p_i = f(x, y, z, 0), \quad (2)$$

где  $\sigma_{ij}$  – нормальные и касательные напряжения в элементах турбин;  $X_i$  – массовая сила, которая действует в элементах турбин (центробежная сила, сила тяжести и другие);  $p_i$  – внешние распределенные нагрузки;  $\rho$  – плотность материала элемента.

Также добавлялись уравнения совместности деформаций и закон упругости, в матричной форме имеющий вид

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \times \Delta T\}, \quad (3)$$

де  $\{\varepsilon_{ij}\}$  – вектор деформаций;  $[a]$  – матрица упругих коэффициентов;  $\{\sigma_{ij}\}$  – вектор напряжений;  $\{\beta \times \Delta T\}$  – вектор температурных деформаций;  $\beta$  – коэффициент линейного расширения;  $\Delta T$  – изменения температуры элементов турбин при эксплуатации.

Тепловое и напряженно-деформированное состояние ротора ВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковской ТЭЦ-5» при номинальном режиме работы (мощность 100 МВт) приведено на рис. 1.

При создании пространственного аналога выполнено построение всех поверхностей ротора, включая галтели и радиусные переходы дисков степеней, разгрузочные отверстия, колодцы под заведение рабочих лопаток и геометрия уплотнений. Для сокращения времени проведения численного эксперимента, рассматриваются регулирующая и первые четыре нерегулируемые ступени ЦВД, где температура металла ротора относительно высока, а также имеют место максимальные градиенты температур на пусковых режимах.

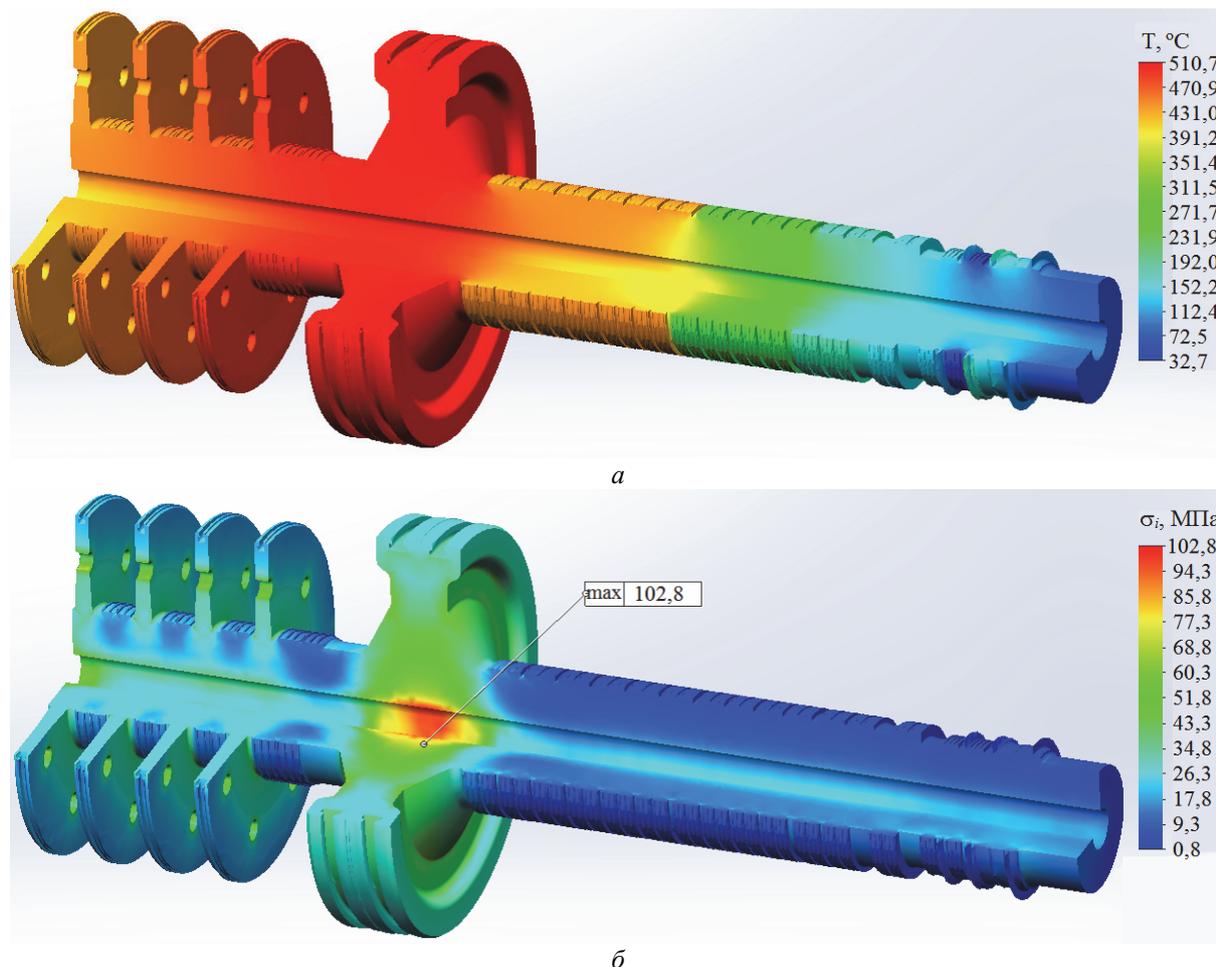


Рис. 1 – Ротор ВД турбины Т-100-120/130 при номинальном режиме работы:  
а – тепловое состояние; б – интенсивность напряжений по Мизесу

Характерные сечения, в которых возникают максимальные градиенты температур, для РВД приведены на рис. 2. При пусках из горячего состояния для РВД градиенты температур значительны в момент времени 800 с и 7200 с (рис. 2б), причем максимум градиента температур возникает в зоне передних концевых уплотнений (рис. 3а).

При пусках из неостывшего состояния для РВД градиенты температур значительны в момент времени 800 с, 8400 с, 9300 с (рис. 2в) и также максимум градиента температур располагается в зоне передних концевых уплотнений (рис. 3б). При пусках из холодного состояния максимальный градиент температур возникает в момент времени 16000 с в характерных точках ротора (рис. 2г), нарастает к выходу блока на полную нагрузку в 100 МВт и также максимум градиента температур возникает в зоне передних концевых уплотнений (рис. 3в).

При пусках из горячего состояния для РВД тепловое состояние достигает 485 °С в зоне регулирующей и первых трех нерегулируемых ступеней и 145 °С в зоне третьей обоймы передних концевых уплотнений в момент времени 7200 с

(рис. 4). Максимальные интенсивности напряжений в момент времени 7200 с сосредоточены в области осевой расточки ротора диска первой ступени РВД ( $\sigma_i = 158$  МПа), а также в зоне передних концевых уплотнений ( $\sigma_i = 210$  МПа). Значения максимальной амплитуды интенсивности напряжений, определяющие ресурс, при пуске из ГС для РВД составляют 87,15 МПа при температуре металла  $t_m = 500$  °С и расположены в осевой расточке ротора ВД в зоне регулирующей ступени (точка 1 на рис. 2).

При пусковых режимах турбинного оборудования, соответствующих неостывшему состоянию основного металла в области регулирующей ступени, характерно возникновение зон максимальной интенсивности напряжений как на осевой расточке ротора диска первой ступени РВД ( $\sigma_i = 178$  МПа), так и в зоне передних концевых уплотнений ( $\sigma_i = 154$  МПа) в момент выхода блока на номинальный режим (18900 с) (рис. 5). Тепловое состояние РВД при пусках по типу НС меняется от 458 °С в зоне регулирующей и первых трех нерегулируемых ступеней до 136 °С в зоне третьей обоймы передних концевых уплотнений.

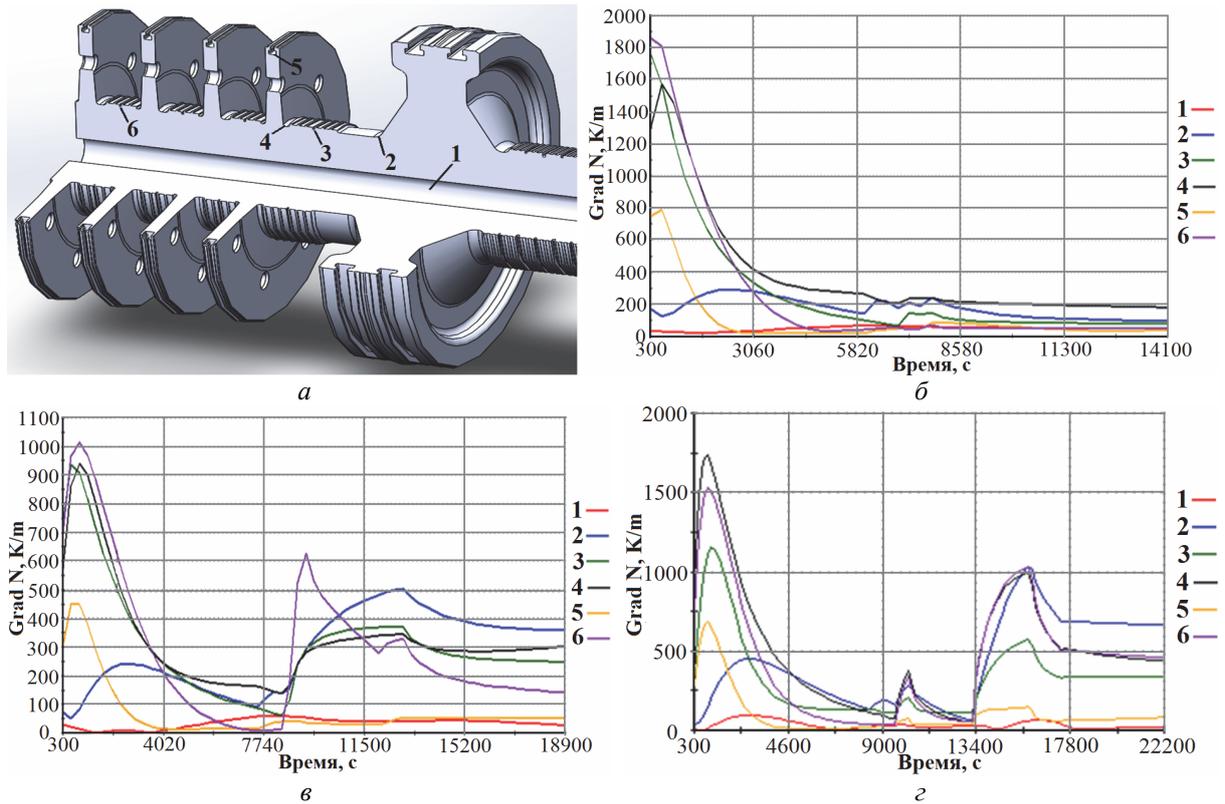


Рис. 2 – Градиенты температур для ротора ВД (область проточной части):  
 а – характерные узлы; б – пуск из ГС; в – пуск из НС; г – пуск из ХС

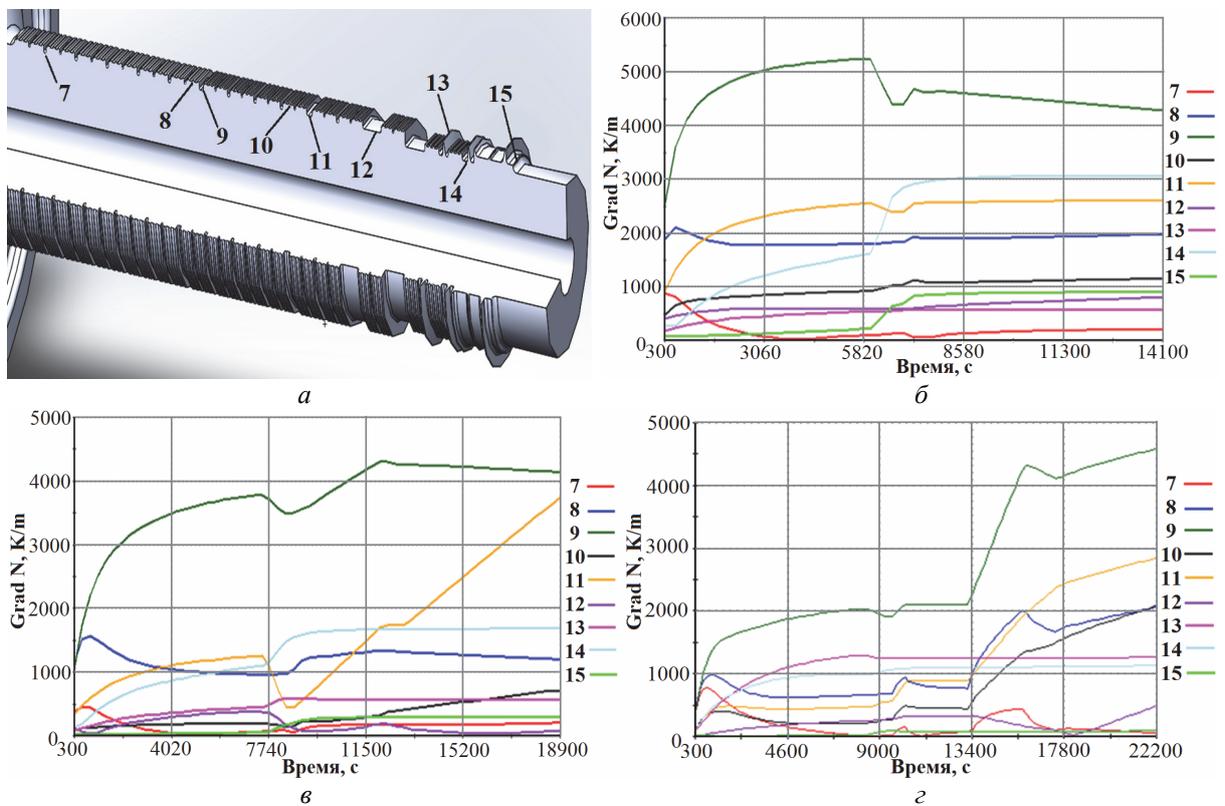


Рис. 3 – Градиенты температур для ротора ВД (область передних концевых уплотнений):  
 а – характерные узлы; б – пуск из ГС; в – пуск из НС; г – пуск из ХС

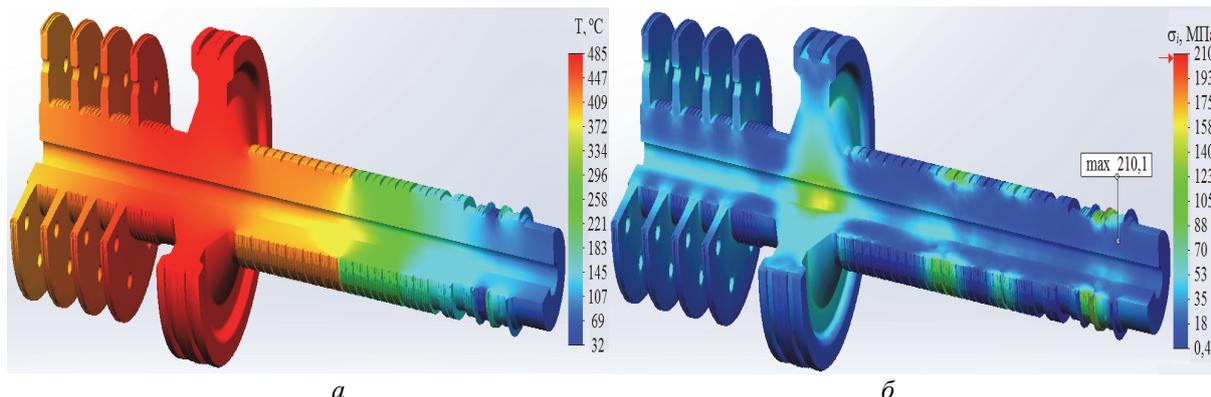


Рис. 4 – РВД при виході турбоагрегата на 3000 об/мин (7200 с) при пуску из ГС: а – ТС; б – НДС

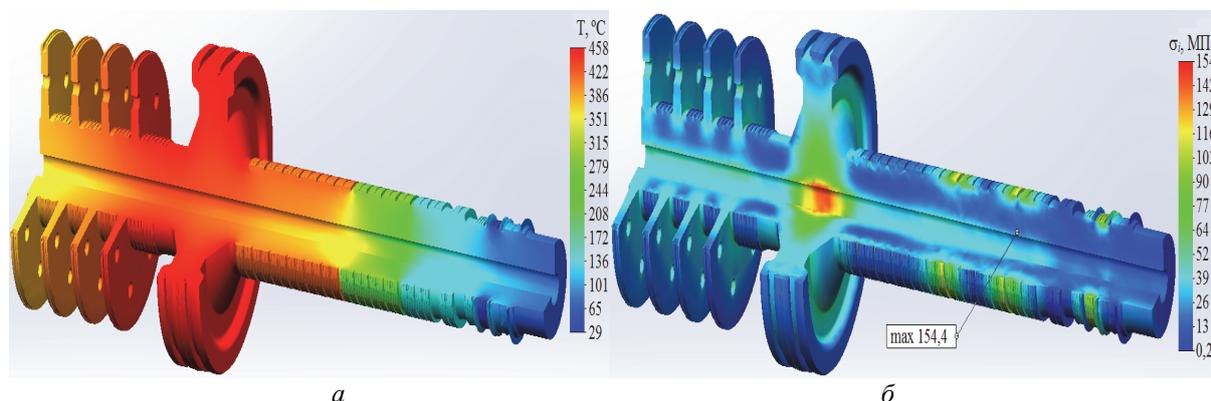


Рис. 5 – РВД при виході на номінальний режим роботи (18900 с) при пуску из НС: а – ТС; б – НДС

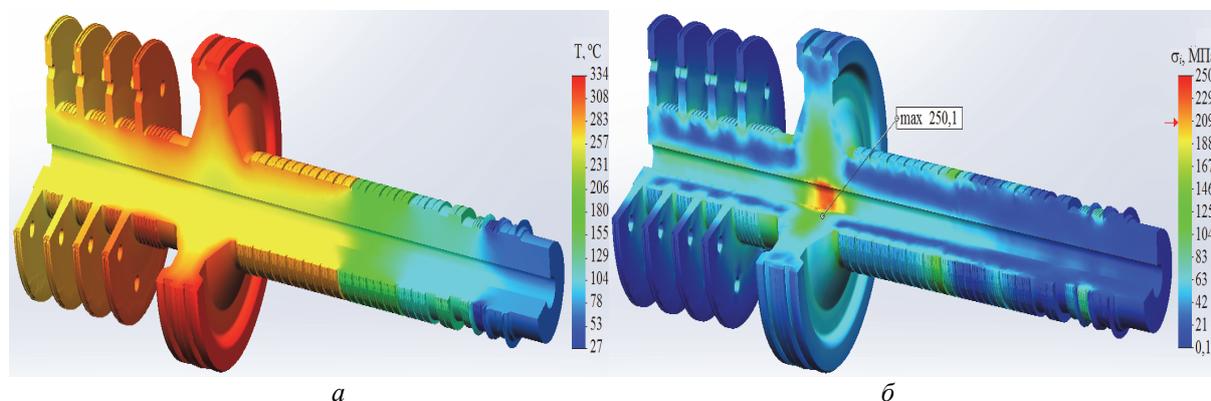


Рис. 6 – РВД в момент времени 16000 с при пуску из ХС: а – ТС; б – НДС

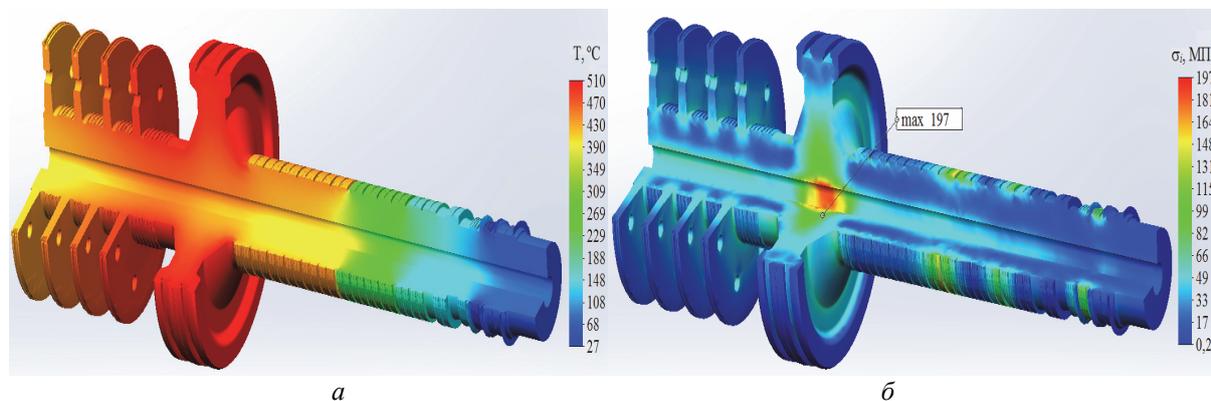


Рис. 7 – РВД при виході на номінальний режим роботи (22200 с) при пуску из ХС: а – ТС; б – НДС

Для РВД при пусках из неостывшего состояния значительный градиент температур возникает в конце режима нагружения (18900 с), а также в моменты времени 9300 с и 12900 с. Большие значения интенсивности напряжений наблюдаются в зоне передних концевых уплотнений ( $\sigma_i = 77\text{--}154$  МПа) и в осевом отверстии в зоне первой ступени ( $\sigma_i = 133\text{--}178$  МПа) в конце режима нагружения (18900 с). Наибольшие значения интенсивности напряжений наблюдаются в зоне осевого отверстия первой двухвенечной ступени скорости ( $\sigma_i = 178$  МПа) в момент выхода на номинальный режим эксплуатации 100 МВт. Значения амплитуды интенсивности напряжений, определяющей ресурс РВД при пуске из НС составляет  $\sigma_a = 98,85$  МПа.

При пусках из холодного состояния для РВД наибольшие значения интенсивности напряжений наблюдаются у осевой расточки в зоне первой регулирующей двухвенечной ступени скорости ( $\sigma_i = 124\text{--}250$  МПа) и на валу в зоне передних концевых уплотнений ( $\sigma_i = 76\text{--}113$  МПа) (рис. 6). Тепловое состояние РВД при пусках по типу ХС меняется от  $510^\circ\text{C}$  в зоне регулирующей и первых трех нерегулируемых ступеней до  $137^\circ\text{C}$  в зоне третьей обоймы передних концевых уплотнений. Значения максимальных интенсивностей условных упругих напряжений наблюдаются в зоне первой регулирующей двухвенечной ступени скорости ( $\sigma_i = 250$  МПа) в момент времени  $\tau = 16000$  с и на уровне  $\sigma_i = 197$  МПа при выходе на номинальный режим работы 100 МВт в момент времени  $\tau = 22200$  с.

Напряжения в тепловых канавках передних концевых уплотнений РВД также значительны и составляют порядка  $\sigma_i = 148\text{--}167$  МПа, что показано на фрагменте РВД (рис. 7). Значения амплитуды максимальных интенсивностей напряжений, определяющих ресурс, при пуске из ХС для РВД составляют  $\sigma_a = 135$  МПа при температуре металла  $t_m = 500^\circ\text{C}$ .

Данные теплового и напряженно-деформированного состояния РВД позволяют провести расчеты малоциклового усталости металла ротора ВД.

### Выводы

1 Для паровых турбин типа Т-100/120-130 разработана математическая модель теплового, напряженно-деформированного состояния ротора ЦВД, с учетом имеющихся повреждений проектных конструкций и ремонтно-восстановительных изменений элементов, на базе 3D-пространственных аналогов.

2 При пусках из неостывшего состояния для РВД градиенты температур значительны в момент времени 800 с, 8400 с, 9300 с, а максимум градиента температур располагается в зоне передних концевых уплотнений. При пусках из холодного состояния для РВД максимальный градиент темпе-

ратур возникает в момент времени 16000 с и нарастает к выходу блока на полную нагрузку в 100 МВт.

3 Максимальные интенсивности напряжений сосредоточены в области осевой расточки регулирующей ступени РВД, а также в зоне передних концевых уплотнений. Значения размахов максимальной интенсивности напряжений, определяющие ресурс, при пуске из ГС составляют  $\sigma_a = 87,15$  МПа при температуре металла  $t_m = 500^\circ\text{C}$  и расположены в осевой расточке ротора ВД в зоне регулирующей ступени. Максимальная амплитуда интенсивности напряжений при пуске из неостывшего состояния  $\sigma_a = 98,85$  МПа, при пуске из ХС –  $\sigma_a = 135$  МПа.

### Список литературы

- 1 НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – Київ : ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
- 2 **Мацевитый, Ю. М.** Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путём модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации : моногр. / **Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голощанов** [и др.]. – Киев : Научная мысль, 2008. – 366 с. – ISBN 978-9-660-00850-3.
- 3 Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Спец. випуск інформаційно-аналітичного бюлетеня. 23 березня 2006 р. – Київ : Відомості Мінпаливенерго України. – 2006. – 144 с.
- 4 **Базеев, Е. Т.** Энергетика: история, настоящее и будущее. Т. 3. Развитие тепловой и атомной энергетики / **Е. Т. Базеев, Б. Д. Билека, Е. П. Васильев** [и др.]. – Киев, 2008. – 528 с.
- 5 РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электро моделирования. – Москва, 1973. – № ВК-002/3209. – 104 с.
- 6 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. – Москва, 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с.
- 7 **Биргер, И. А.** Сопроотивление материалов : учеб. пособие / **И. А. Биргер, Р. П. Мавлютов**. – 2-е изд. – Москва : Ленанд, 2015. – 560 с. – ISBN 978-5-9710-1808-7.
- 8 **Костюк, А. Г.** Динамика и прочность турбомашин : учеб. для вузов по спец. «Турбиностроение» / **А. Г. Костюк**. – Москва : Машиностроение, 1982. – 264 с.

### Bibliography (transliterated)

- 1 (2005), *ND MPE Ukrayiny`. Kontrol` metalu i prodovzhennya terminu ekspluataciyi osnovny`x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy`x elektrostancij.* – *Ty`pova instrukciya. SOU-N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev,*

- Ukraine.
- 2 **Matseviy, Yu. M., Shulzhenko, N. G. and Goloschakov, V. N.** (2008), *Povyshenie jenergojektivnosti raboty turboustanovok TJeS i TJeC putem modernizacii, rekonstrukcii i sovershenstvovanie rezhimov ih jekspluatcii [Improving the energy efficiency of work of TPP and CHPP turbines by modernization, reconstruction and improvement of their operation modes]*, Nauk. Dumka, Kiev, ISBN 978-9-660-00850-3, Ukraine.
  - 3 (2006), "Enerhetychna stratehiya Ukrayiny na period do 2030 roku [Energy Strategy of Ukraine until 2030]", *Spets. vypusk informatsiyno-analitychnoho byuletenu. 23 bereznya 2006 r. [Special Issue of Information-analytical bulletin. March 23, 2006]*, Vidomosti Minpal'yvernerho Ukrayiny, Kiev, Ukraine.
  - 4 **Bazeev, E. T., Bileka, B. D., Vasilev, E. P.** et al (2008), *Energetika: istoriya, nastoyashee i bu-dushee. T. 3. Razvitie teplovoj i atomnoj energetiki [Power engineering: history, present and future. V. 3. The development of thermal and nuclear power engineering]*, Kiev, Ukraine.
  - 5 (1973), RTM 24.020.16-73. *Turbiny parovye stacionarnye. Raschet temperaturnykh polej rotorov i cilindrov parovykh turbin metodom jelektromodelirovaniya [Stationary steam turbines. The calculation of the temperature fields of the rotors and the cylinders of steam turbines by electrical analogy method]*, Moscow, Russian.
  - 6 (1985), RTM 108.021.103. *Detali parovykh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation]*, Moscow, Russian.
  - 7 **Birger, I. A. and Mavlyutov, R. R.** (2015), *Soprotivlenie materialov [Material resistance]*, Lenand, Moscow, ISBN 978 5-9710-1808-7, Russian
  - 8 **Kostyuk, A. G.** (1982), *Dinamika i prochnost turbomashin [Dynamics and strength of turbomachines]*, Mashinostroenie, Moscow, Russian.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Черноусенко Ольга Юрьевна** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры Теплоэнергетических установок Тепловых и Атомных Электростанций, Национальный Технический Университет Украины «Киевский Политехнический Институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher\_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

**Chernousenko Olga Yuriivna** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; Kyiv, Ukraine.

**Пешко Виталий Анатольевич** – аспирант кафедры Теплоэнергетических установок Тепловых и Атомных Электростанций, Национальный Технический Университет Украины «Киевский Политехнический Институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID 0000-0003-0610-1403.

**Peshko Vitaliy Anatoliyovych** – Postgraduate Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; Kyiv, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Черноусенко, О. Ю.** Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 34–40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.

Please cite this article as:

**Chernousenko, O. and Peshko, V.** (2017), "Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; block No 1 Operated by the PJSC "Kharkiv CHPP-5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Черноусенко, О. Ю.** Розрахункове дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 34–40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.

**АНОТАЦІЯ** Директива Європейського союзу про розвиток когенерації до рівня в 10 % від загального виробітку електроенергії визначає розвиток централізованого теплопостачання у великих містах переважним напрямком. Для парових турбін типу Т-100/120-130 розроблена математична модель теплового і напружено-деформованого стану. В ході розрахунків, визначені максимально навантажені зони ротора і значення інтенсивностей напружень в них. Отримані дані дозволяють провести оцінку малоциклової втомлюваності і залишкового ресурсу основного металу турбіни.

**Ключові слова:** централізоване теплопостачання, ротор ВТ, пуск з холодного стану, з неостиглого стану, з гарячого стану, тепловий стан, напружено-деформований стан.

Поступила (received) 29.01.2017

**М. Г. ШУЛЬЖЕНКО, П. П. ГОНТАРОВСЬКИЙ, Н. Г. ГАРМАШ, І. І. МЕЛЕЖИК**

**ОЦІНКА РОЗВИТКУ ТРІЩИНИ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ ПЛАСТИНЧАТИХ ЕЛЕМЕНТІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ПАРАМЕТРІВ РОЗСІЯНИХ ПОШКОДЖЕНЬ МАТЕРІАЛУ**

**АНОТАЦІЯ** Описується методика розрахунку розвитку тріщини в пластинчатих та осесиметричних елементах конструкцій при циклічному навантаженні, що базується на концепції накопичення розсіяних пошкоджень у матеріалі. Оцінювання пошкодженості матеріалу проводиться за кривими малоциклової втоми на основі розмахів пружно-пластичних деформацій на шляху розвитку тріщини з використанням гіпотези лінійного підсумовування пошкоджень. Результати порівнюються з даними, отриманими з використанням рівняння Періса.

**Ключові слова:** кінетика тріщини, циклічне навантаження, розмахи пружно-пластичних деформацій, криві малоциклової втоми, метод скінченних елементів.

**N. SHULZHENKO, P. GONTAROVSKIY, N. GARMASH. I. MELEZHUK**

**EVALUATION OF THE CRACK DEVELOPMENT AT A CYCLIC LOADING OF PLATE ELEMENTS USING THE PARAMETERS OF SCATTERED DAMAGES OF THE MATERIAL**

**ABSTRACT** The purpose of these studies was to work out the methods for the computation of crack development in the plate and axisymmetric elements of structures at cyclic loading for the plasto-elastic arrangement using the conception of the accumulation of scattered damages in the material. The processes of sign-changing plasto-elastic deformation and crack resistance of the material were simulated at the crack tip using the smooth specimen fatigue test data. Thermal and stress-strain behaviors of the construction were determined in different loading modes using the method of final elements for several fixed crack depths. The material damage was estimated using the curves of low-cycle fatigue and those of the range of plasto-elastic deformations on the would-be way of the crack development resorting to the hypothesis of linear summation. When the damageability reaches a critical value at the crack tip its depth is increased nonuniformly by a value of the specified step. This scientific paper gives consideration to the kinetics of the surface crack in the region exposed to the action of zero-repetition cyclic loading. The results were compared with the data obtained using the Paris equations. A satisfactory agreement of the data is observed. This technique can be used for the evaluation of the service life of the elements of steam turbines.

**Key words:** crack kinetics, cyclic loading, the range of plasto-elastic deformations, low-cycle fatigue curves, and the method of final elements.

**Вступ**

Розрахункове оцінювання кінетики тріщин при циклічному навантаженні елементів конструкцій виконується здебільшого з використанням кінетичних діаграм втомного руйнування типу Періса [1]. Для визначення параметрів цих діаграм необхідні трудомісткі експериментальні випробування спеціальних зразків із тріщинами.

Запропонована методика розрахунку кінетики тріщини в пластинчатих та осесиметричних елементах на основі параметрів розсіяних пошкоджень з використанням розмахів пружно-пластичних деформацій і кривих малоциклової втоми для звичайних зразків. У даній роботі на відміну від [2], де розмах пружно-пластичних деформацій оцінювався згідно з принципом Нейбера [3] на основі розв'язання задачі теорії пружності, використовується пружно-пластична постановка з урахуванням історії деформування матеріалу і ефекту Баушингера [4] при реверсі навантаження.

**Мета роботи**

Метою роботи є розвиток методики розрахунку кінетики тріщини в пружно-пластичній по-

становці на основі використання параметрів розсіяних пошкоджень матеріалу, яка не вимагає експериментальних даних по тріщиностійкості матеріалу для зразків із тріщинами.

**Методика розрахунку кінетики тріщин**

Тепловий і напружено-деформований стан конструкції на різних режимах навантаження в пружно-пластичній постановці визначається за допомогою методу скінченних елементів для фіксованих глибин тріщини. Обчислення розмахів інтенсивності пружно-пластичних деформацій на шляху розвитку тріщини виконується за декількома скінченно-елементними розрахунковими схемами конструкції з тріщинами різної глибини. Використовується теорія пластичності з ізотропним зміцненням, що враховує ефект Баушингера і діаграму циклічного деформування матеріалу згідно з принципом Мазінга [4] для відповідної температури.

Скінченноелементна дискретизація в районі вершини тріщини для різних її глибин приймалася однаковою для завдання розподілів розмахів інтенсивності пружно-пластичних деформацій на шляху розвитку тріщини. Попередні дослідження

© М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, І. І. Мележик, 2017

збіжності результатів показали, що в вершині тріщини розміри скінченних елементів доцільно приймати 0,1–0,2 мм. Після розв’язання пружно-пластичних задач для розрахунку кінетики тріщини задаються розподіли розмахів інтенсивності деформацій для декількох тріщин різної глибини при всіх режимах циклічного навантаження.

В якості вихідних даних задавались величини:  $K_N$  – кількість режимів циклічного навантаження;  $d_{Nj}$  ( $j = 1, 2, \dots, K_N$ ) – відносна доля циклів кожного режиму навантаження;  $T_j$  ( $j = 1, 2, \dots, K_N$ ) – розрахункові температури матеріалу для кожного режиму навантаження;  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, k$ ) – відстані від вершини тріщини до центрів скінченних елементів;  $\Delta \varepsilon_i^j(l_k, x_i)$  – епюри розмаху інтенсивності пружно-пластичних деформацій на шляху  $x_i$  розвитку тріщини глибиною  $l_k$  при  $j$ -тому режимі циклічного навантаження.

Вибраний напрям розвитку тріщини розбивається рівномірно на малі відрізки  $d_l$  – кроки стрибкоподібного підростання тріщини. Вводиться узагальнений цикл навантаження, який усереднює пошкодження від усіх режимів навантаження. Кожен  $j$ -тий режим характеризується розмахом пружно-пластичних деформацій, які визначаються в центрах  $x_i$  відрізків  $d_l$  шляхом квадратичної інтерполяції через їх значення, отримані в центрах скінченних елементів у напрямку розвитку тріщини. Число циклів до руйнування  $N_{pj}$  від  $j$ -того режиму навантаження визначається з кривих втоми при відповідній температурі.

Прирости пошкодженості від  $j$ -того режиму навантаження в узагальненому циклі знаходяться за формулою

$$\Delta \Pi_j(x_j) = \frac{1}{N_{pj}(x_i)} d_{Nj},$$

де  $d_{Nj} = N_j/N$  – відносна частка циклів  $j$ -того режиму в узагальненому числі  $N$  циклів.

Прирошення пошкодженості за один узагальнений цикл від усіх режимів навантаження

$$\Delta \Pi(x_i) = \sum_{j=1}^{K_N} \Delta \Pi_j(x_i).$$

Число циклів до руйнування в елементі  $d_l$ , найближчому до вершини тріщини довжиною  $l$ , визначається за формулою

$$N_i = \frac{1 - \Pi(x_i)}{\Delta \Pi(x_i)},$$

де  $\Pi(x_i)$  — накопичена пошкодженість у вершині тріщини за час її підростання до поточної глибини  $l$ . Кількість циклів, за які тріщина досягла глибини  $l$ , визначається так:

$$N(l) = \sum N_i.$$

Пошкодженість в інших точках  $x_i$  на шляху підростання тріщини після руйнування чергового елемента  $d_l$  визначається за формулою

$$\Pi(x_{i+1}) = \Pi(x_i) + \Delta \Pi(x_{i+1}) N_i.$$

Далі розрахунок повторюється для тріщини глибиною  $l_i = l_i + d_l$  до наступного її підростання.

### Результати досліджень

Оцінюється кінетика тріщини в пластині шириною 10 см і довжиною 24 см, що навантажена віднульовими циклами із максимальними розтягуючими напруженнями  $\sigma_{max} = 120; 100; 60$  МПа. Тріщина з початковою довжиною 2 см розташована з одного боку пластини в її центрі (рис. 1).



Рис. 1 – Схема пластины з тріщиною

Розмахи пружно-пластичних деформацій за цикл навантаження для тріщини глибиною  $l_k$  приводяться в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення розмахів інтенсивності деформацій

$x_i$ , мм	Глибина тріщини $l_k$ , мм				
	20	30	40	45	50
0,05	0,741	1,257	1,99	2,4978	2,856
0,15	0,2833	0,52	0,856	1,0993	1,189
0,25	0,1317	0,248	0,404	0,5302	0,558
0,3722	0,0905	0,146	0,222	0,2821	0,305
0,5456	0,068	0,103	0,154	0,187	0,211
0,7883	0,0535	0,082	0,122	0,1478	0,173
1,1281	0,043	0,067	0,099	0,1212	0,146
1,6039	0,0355	0,0545	0,082	0,0998	0,122
2,2699	0,0299	0,0445	0,068	0,0831	0,102
3,2023	0,0255	0,0365	0,0555	0,0688	0,084
4,5077	0,023	0,031	0,045	0,0559	0,065
6,3353	0,021	0,0265	0,0365	0,0446	0,055
8,8939	0,0195	0,023	0,0295	0,0349	0,0425
11,6887	0,019	0,021	0,0245	0,0277	0,0325
14,8932	0,0185	0,02	0,0215	0,0227	0,025

Розрахунки кінетики тріщини виконані для пластины зі сталі 25X1M1Ф при її температурі 535 °С. Отримані результати порівнюються зі швидкістю росту тріщини (в мм/цикл) за рівнянням Періса [5]

$$v = 7,67 \cdot 10^{-10} \Delta K^{3,846}, \quad (1)$$

де  $\Delta K$  – розмах коефіцієнта інтенсивності напружень, який для тріщини з глибиною 2; 3; 4; 5 см

відповідно дорівнює 34,24; 50,81; 74,73; 112,04 МПа $\sqrt{м}$ . Параметри в рівнянні (1) приведені для сталі 25Х1М1Ф при температурі 535 °С.

Криві малоциклової втоми при різних температурах для сталі 25Х1М1Ф, які скореговані на деформації руйнування при одноразовому навантаженні, приведено на рис. 2. Оскільки криві малоциклової втоми отримували на зразках діаметром 10 мм, враховується масштабний фактор [1] шляхом пониження розмахів пружно-пластичних деформацій на 10 %.

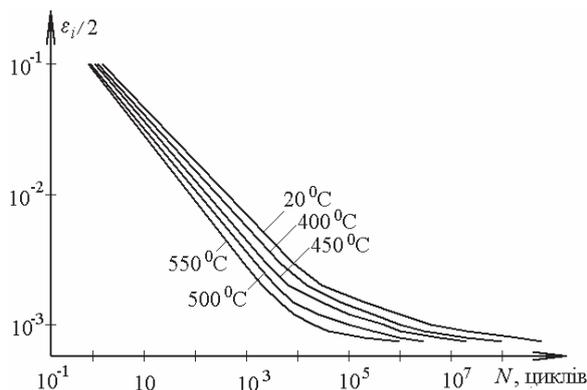


Рис. 2 – Криві малоциклової втоми для матеріалу 25Х1М1Ф

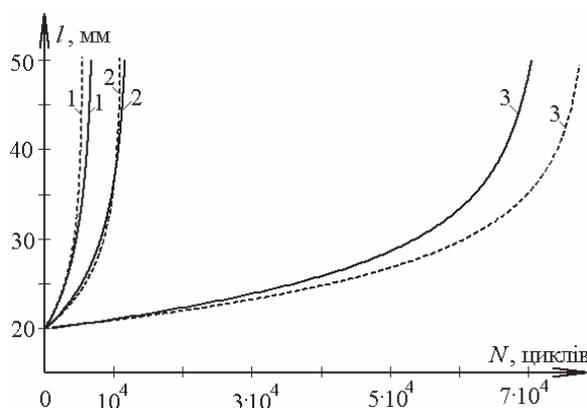


Рис. 3 – Порівняння швидкостей росту тріщини в пластині, отриманих за даною методикою і за рівнянням Періса: 1 – максимальні напруження в циклі 120 МПа; 2 – 100 МПа; 3 – 60 МПа

На рис. 3 приводяться швидкості росту тріщини в пластині, отримані за даною методикою (суцільні лінії) та рівнянням Періса (пунктирні лінії).

На рис. 3 цифрами 1, 2 та 3 позначені результати, отримані при максимальних напруженнях в циклі 120, 100 та 60 МПа, відповідно.

З ростом глибини тріщини зона пластичних деформацій у вершині тріщини збільшується. Швидкість росту тріщини уповільнюється у порівнянні з результатами за рівнянням Періса, де швидкість з глибиною тріщини зростає лінійно.

## Висновки

Розроблена методика, в якій моделюється пружно-пластичне деформування матеріалу в районі вершини тріщини в пластинчатих і осесиметричних елементах конструкцій методом скінченних елементів і використовуються криві втомного руйнування звичайних циліндричних зразків.

Швидкості росту тріщини відповідають результатам за рівнянням Періса, які використовують експериментальні константи для зразків з тріщинами.

Методика може бути розповсюджена для оцінки кінетики тріщин в теплових канавках роторів парових турбін при пуско-зупинних режимах, в замкових з'єднаннях лопаток з верховою посадкою на гребені дисків і інших деталях.

## Перелік літератури

- 1 **Романів, О.Н.** Механика разрушения и прочность материалов : справ. пособие в 4 т. Т 4. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / **О. Н. Романів, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин, Н. А. Махутов, М. М. Стадник.** – Киев : Наук. думка, 1990. – 680 с.
- 2 **Шульженко, М.** Розрахункове оцінювання розвитку тріщини при циклічному навантаженні з використанням параметрів розсіяних пошкоджень / **М. Шульженко, П. Гонтаровський, Н. Гармаш, І. Мележик** // Вісн. Тернопіль. нац. техн. ун-ту. – 2013. – № 3(71). – С. 197–204. – ISSN 1727-7108.
- 3 **Поспишил, Б.** Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / **Б. Поспишил, А. Л. Квитка, Г. Н. Третьяченко.** – Киев : Наук. думка, 1987. – 216 с.
- 4 **Москвитин, В. В.** Пластичность при переменных нагружениях / **В. В. Москвитин.** – Москва : Изд-во московского университета, 1965. – 263 с.
- 5 **Когаев, В.П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / **В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков.** – Москва : Машиностроение, 1985. – 234с.

## Bibliography (transliterated)

- 1 **Romaniv, O. N., Yarema, S. Ya., Nikiforchin, G. N., Mahutov, N. A. and Stadnik, M. M.** (1990), *Mehanika razrusheniya i prochnost` materialov. Ystalost` i ciklicheskaja treschinostojkost` konstrukcionnyh materialov [Fracture mechanics and strength of materials. Fatigue and cyclic crack resistance of structural materials]*, Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
- 2 **Shulzhenko, M., Gontarovsky, P., Garmash, N. and Melezhyk, I.** (2013), "Rozrahunkove ocinjuvannja rozvytku trischny pry cyklichnomu navantagenni z vukorustannjam parametriv rozsiyanuh pozhkodgen [Computation estimation of the crack development under cyclic loading using dissipated damages parameters]", *Visnyk Ternopil'skogo nacionalnogo universytetu [Scientific Journal of the Ternopil National Technical University]*, No. 3(71). pp. 197–204, ISSN 1727-7108.

- 3 **Pospishil, B., Kvitka, A. L. and Tretyachenko, G. N.** (1987), *Prochnost` i dolgovechnost` elementov energeticheskogo oborudovaniya [The strength and durability of the elements of power equipment]*, Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
- 4 **Moskvitin, V. V.** (1965), *Plastichnost` pri peremennykh nagruzheniyah [Plasticity at variable loadings]*, Izdatelstvo moskovskogo universiteta, Moscow, Russia.
- 5 **Kogaev, V. P., Mahutov, N. A. and Gusenkov, A. P.** (1985), *Raschety detaley mashin i konstruksiy na prochnost` i dolgovechnost` [The calculations of machine parts and structures for strength and durability]*, Mashynostroenie, Moscow, Russia.

#### Відомості про авторів (About authors)

**Шульженко Микола Григорович** – доктор технічних наук, професор, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України; провідний науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua

**Shulzhenko Nikolay Grigor'evich** – Doctor of Technical Science, Professor, head of a department of vibration and termostrength researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

**Гонтаровський Павло Петрович** кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України; м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua

**Gontarovskiy Pavel Petrovich** – Candidate of Technical Science (Ph. D.), Senior Staff Scientist, Senior Staff Scientist of Department of Vibration and Termostrength Researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

**Гармаш Наталія Григоровна** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України; м. Харків, Україна; e-mail: garm\_n@mail.ru, ORCID 0000-0002-4890-8152.

**Garmash Nataliya Grigor'evna** – Candidate of Technical Science (Ph. D.), Senior Staff Scientist, Senior Staff Scientist of Department of Vibration and Termostrength Researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

**Мележик Ірина Іванівна** – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: melezhik@online.ua, ORCID 0000-0002-8968-5581.

**Melezhik Irina Ivanovna** – Candidate of Technical Science (Ph. D.), Staff Scientist of Department of Vibration and Termostrength researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Kharkov, Ukraine.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Шульженко, М. Г.** Оцінка розвитку тріщини при циклічному навантаженні пластинчатих елементів із використанням параметрів розсіяних пошкоджень матеріалу / **М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, І. І. Мележик** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 41–44. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.06.

*Please cite this article as:*

**Shulzhenko, M, Gontarovskiy, P, Garmash, N. and Melezhik, I.** (2017), "Evaluation of the Crack Development at a Cyclic Loading of Plate Elements Using the Parameters of Scattered Damages of the Material", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp.41–44, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.06.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Шульженко, Н. Г.** Оценка развития трещины при циклическом нагружении пластинчатых элементов с использованием параметров рассеянных повреждений материала / **Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, И. И. Мележик** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 41–44. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.06.

**АННОТАЦИЯ** Описывается методика расчета развития трещины в пластинчатых и осесимметричных элементах конструкций при циклическом нагружении, основанная на концепции накопления рассеянных повреждений в материале. Оценка повреждаемости материала проводится по кривым малоциклового усталости на основе размахов упруго-пластических деформаций на пути развития трещины с использованием гипотезы линейного суммирования. Результаты сравнивались с данными, полученными с использованием уравнения Периса.

**Ключевые слова:** кинетика трещины, циклическое нагружение, размахи упруго-пластических деформаций, кривые малоциклового усталости, метод конечных элементов.

*Надійшла (received) 27.02.2017*

С. Н. МОВЧАН, Д. Н. СОЛОМОНЮК

### ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ В РЕГЕНЕРАТОРАХ ГТУ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА С ИНТЕНСИФИКАЦИЕЙ ТЕПЛООТДАЧИ ВЫСТУПАМИ И ВПАДИНАМИ

**АННОТАЦИЯ** Определено влияние размещения на наружной и внутренней поверхностях трубок впадин и выступов различной формы на теплоотдачу, гидравлическое сопротивление и массу трубчатого регенератора ГТУ. Установлено, что перспективным является применение тонкостенных (толщина стенки 1 мм) трубок с лунками на наружной поверхности, которые увеличивают теплоотдачу в 1,16–1,97 раза при незначительном увеличении сопротивления, что приведет к снижению массы поверхности теплообмена до 33 %.

**Ключевые слова:** газотурбинная установка, регенерация теплоты, трубный пучок, интенсификация теплоотдачи, масса

S. MOVCHAN, D. SOLOMONUK

### PROSPECTS OF THE USE OF HEAT-EXCHANGE SURFACES FOR THE GAS TURBINE PLANT REGENERATORS INTENSIFYING THE HEAT RELEASE BY THE RIDGES AND CAVITIES

**ABSTRACT** The heat regeneration results in an increase in the efficiency factor of gas turbine plant (GTP) on average by 6 to 8% (absolute); however the plant size and mass are increased significantly. In this connection, when designing the regeneration GTP an important task is to reduce the regenerator mass and increase its compactness; one of the ways to the solution of this problem is to make use of intensified heat-exchange surfaces. Joint experimental and computational research done by the Institute for Engineering Heat Physics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the state-owned Scientific and Production Company SE Gas Turbine Scientific Production Complex "Zorya"- "Mashproekt" allowed us to determine the influence produced by the ridges and cavities of a different shape arranged on external and internal pipe surfaces on the heat release, hydraulic resistance and the tubular regenerator mass. It has been established that the arrangement of holes on the external surface would increase the heat release by a factor of 1.16 to 1.97 with an insignificant increase in the resistance (on average 1.01 times), which will result in the reduction of the mass of heat exchange surface by 33 %. Spiral grooves made on the external surface of the pipes would increase the heat release 1.5–1.9 times with the 21 to 32 % mass reduction. The formation of cylindrical projections on the internal surface of pipes would increase the heat release 1.03–1.5 times and the resistance 1.18–2.85 times which may result both in the mass decrease (by 18 %) and the mass increase (by 27 %). The use of spiral ribs results in 1.75–2.25 times increase in the heat release and 4.05–6.8 times increase in the resistance and the mass is increased by 37 %.

**Key words:** gas turbine plant, heat regeneration, tubular beam, heat release intensification, and the mass.

#### Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) нашли широкое применение в стационарной энергетике и газотранспортной отрасли. По сравнению с другими тепловыми двигателями, ГТУ обладает такими преимуществами, как высокая агрегатная мощность, малые массогабаритные показатели, простота конструкции, ремонта и обслуживания, малые сроки введения в эксплуатацию, высокая маневренность [1]. Существенным недостатком ГТУ есть относительно низкий коэффициент полезного действия (КПД), который на сегодня составляет 34–38 %.

Регенерация теплоты повышает КПД ГТУ в среднем на 6–8 % (абс.) на номинальном режиме и обеспечивает его высокое значение на частичных режимах. Введение в состав установки регенератора приводит к существенному увеличению ее массы и габаритов, поскольку масса теплообменника может превышать массу газотурбинного двигателя (ГТД) в 5–6 раз. Потому важной задачей при проектировании регенеративных ГТУ есть

снижение массы регенератора и повышение его компактности [2].

С целью уменьшения массогабаритных показателей трубчатых регенераторов проектировщиками и производителями ГТД и теплообменных аппаратов внедряются новые поверхности теплообмена с интенсификацией теплообменных процессов [3–6]: трубы овального или каплевидного сечения, крученые, спиральные или с интенсификаторами в виде канавок, лунок, шнековых завихрителей.

#### Цель работы

Определить влияние размещения на наружной и внутренней поверхностях трубок впадин и выступов различной формы на теплоотдачу, гидравлическое сопротивление и массу трубчатого регенератора.

**Изложение основного материала**

Научно-исследовательские работы по созданию регенеративного ГТД ведутся в ЦНИОКР «Машпроект» с 1990 года. Основную сложность представляет создание высокоэффективного и надежного регенератора, который имел бы приемлемые массогабаритные и стоимостные показатели.

В качестве регенераторов в ГТУ используются рекуперативные теплообменники с трубной и пластинчатой поверхностями теплообмена [7]. Регенераторы с трубными поверхностями имеют большую массу и габариты, чем пластинчатые, однако они менее чувствительны к термическим нагрузкам, которые возникают в процессах пуска, остановки и переходных режимов работы ГТД, и способны обеспечить надежную работу при высоких температурах и давлениях рабочих сред, поэтому считаются более долговечными и надежными в эксплуатации.

Конструкции пластинчатых и трубчатых регенераторов разработки Государственного предприятия «Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект» для судовых и стационарных ГТУ, а также их основные параметры приведены в [8]. Там же выполнен анализ целесообразности применения разных типов и компоновок поверхностей теплообмена регенераторов.

С 2008 года ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» начал работы над созданием регенеративного ГТД мощностью 16 МВт для привода нагнетателя природного газа [9, 10]. Основные расчетные параметры ГТУ при стандартных атмосферных условиях в условиях компрессорной станции приведены в таблице 1, общий вид установки на рис. 1.

Таблица 1 – Основные расчетные параметры ГТУ мощностью 16 МВт для привода нагнетателя природного газа

Величина	Значение
Мощность на выходном валу, МВт	16
КПД ГТД, %	40,3
Степень повышения давления	5,75
Температура газа на входе в турбину, °С	980
Расход воздуха на входе в ГТД, кг/с	74,9
Степень регенерации теплоты	0,85
Температура воздуха на входе в регенератор, °С	223
Температура газов на входе в регенератор, °С	590
Относительные потери давления (суммарные), %	4
Масса теплообменника, т	92,6

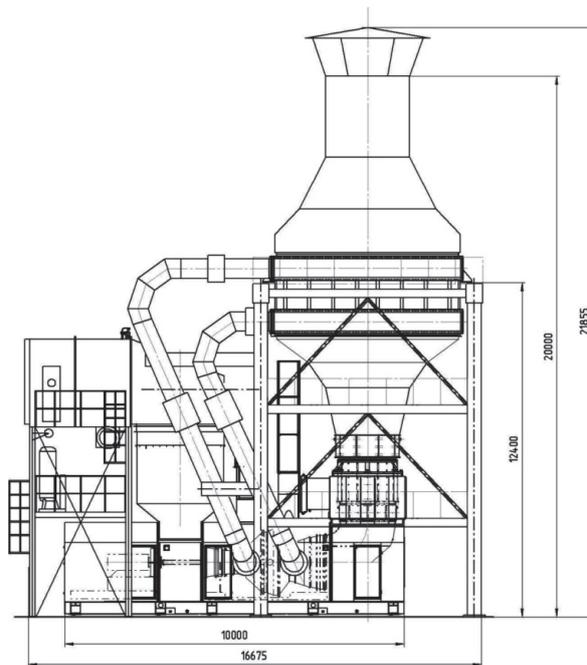


Рис. 1 – Компоновка ГТУ с регенерацией теплоты

Регенератор (рис. 2) состоит из двух секций, которые устанавливаются при монтаже параллельно. Схема движения теплоносителей в регенераторе – многократный перекрестный ток с общим противотоком. Поверхность теплообмена набрана из плоских трубных пучков, выполненных в форме змеевиков, размещенных в прямоугольном корпусе, который является частью газохода ГТД. Змеевики набраны из тонкостенных трубок размещенных в шахматном порядке.

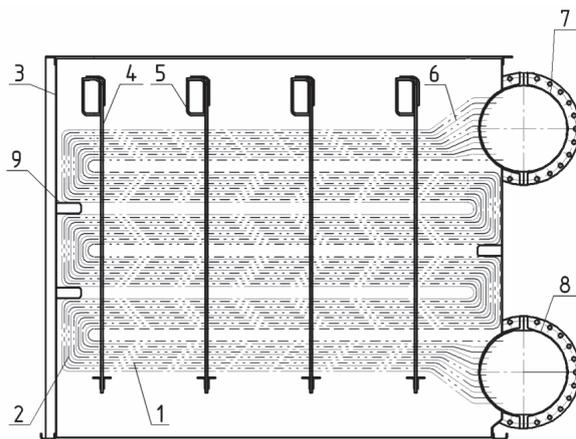


Рис. 2 – Секция регенератора:  
 1 – теплообменный пакет из плоских змеевиков;  
 2 – калачи; 3 – корпус; 4 – проставки; 5 – балки;  
 6 – отводы; 7 – раздаточный воздушный коллектор;  
 8 – собирающий воздушный коллектор;  
 9 – вытеснитель

Выхлопные газы обтекают трубки снаружи, воздух осуществляет несколько ходов в середине трубок и подводится (отводится) по круглым коллекторам. Между ходами по периметру газохода установленные вытеснители. Трубки соединяются с коллекторами с помощью гнутых отводов. Переход воздуха из одного хода в другого осуществляется по калачам. Особенности конструкции регенератора задекларированны в патенте на полезную модель UA 78601 U.

В последнее время при разработке новых компактных теплообменников все большее внимание уделяется трубным теплообменным поверхностям с выступами или впадинами на наружной или внутренней сторонах (рис. 3).

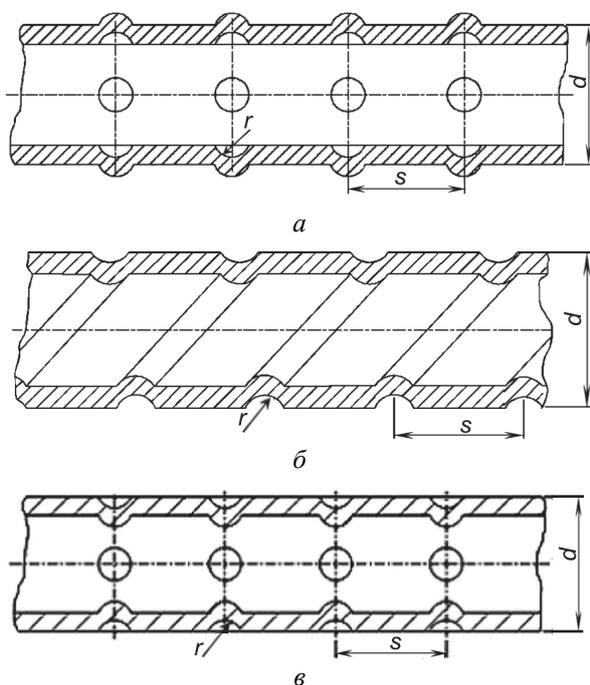


Рис. 3 – Варианты интенсификации теплоотдачи впадинами и выступами различной формы: а – труба с внутренними лунками; б – труба с винтовыми канавками, в – труба с наружными лунками

Ранее Институтом технической теплофизики НАН Украины (ИТТФ) проводилось исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при поперечном обтекании одиночных цилиндров и однорядных пучков труб, на внешней поверхности которых располагались цилиндрические углубления разной формы [11–13]. По сравнению с гладкими цилиндрами максимальная степень интенсификации в таких поверхностях составляла 1,39. При этом размещение на поверхности цилиндров лунок оказалось более эффективным, чем выступов.

По договору с ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» ИТТФ провел экспериментальное

исследование теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании пучков тонкостенных труб с лунками и спиральными канавками на наружной стороне трубок и соответствующими им выступами (одиночными и спиральными) на внутренней стороне трубок.

ИТТФ были изготовлены и испытаны одиннадцать моделей трубных пучков с различными диаметрами труб ( $d = 20, 22, 24$  мм), относительными поперечными шагами  $s_1/d = 1,36-2$ , относительными продольными шагами  $s_2/d = 1,0-2$ . Лунки на поверхности трубок размещались в шахматном (шаг 4,9 мм) и коридорном (шаг 9,8 мм) порядке. Соотношение глубины лунки к ее диаметру  $h/d = 0,3$  и  $h/d = 1,4$ . Канавки на поверхности трубок выполнялись с относительной глубиной  $h/d = 0,5$  и двумя относительными шагами  $s/d = 0,9$  и  $s/d = 1,8$ .

Сравнение параметров исследуемых труб с гладкими трубами проводилось по величинам относительного изменения теплоотдачи

$$Nu_{инн}/Nu_{гл},$$

относительного изменения сопротивления

$$\xi_{инн}/\xi_{гл}$$

и эффективности интенсификации теплоты

$$(Nu_{инн}/Nu_{гл})/(\xi_{инн}/\xi_{гл}),$$

где  $Nu = \alpha l/\lambda$  – критерий Нуссельта;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $l$  – характерный размер поверхности теплообмена, м;  $\lambda$  – теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К);  $w$  – характерная скорость потока, м/с;  $\xi = \Delta P/(\rho w^2/2)$  – коэффициент сопротивления;  $\Delta P$  – потери давления теплоносителя при течении через теплообменную поверхность, Па;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>. Индексы «инн» и «гл» относятся к интенсифицированной и гладкой поверхностям соответственно.

Считается, что интенсификация теплоты приносит положительный эффект при

$$(Nu_{инн}/Nu_{гл})/(\xi_{инн}/\xi_{гл}) > 1.$$

В результате экспериментального исследования установлено, что теплоотдача в пучках труб с лунками на наружной поверхности при числах Рейнольдса менее 1000 незначительно отличается от теплоотдачи пучков гладких труб. С увеличением числа Рейнольдса теплоотдача в пучках с лунками возрастает, и на конце исследованного диапазона она превышала теплоотдачу гладких трубок в 1,16–1,97 раза (см. табл. 2). Гидравлическое сопротивление таких пучков незначительно превышало сопротивление пучков гладких труб, и только в одном варианте возросло на 33%. По

сравнению с аналогичными гладкотрубными пучками средняя степень интенсификации теплоотдачи составила 1,4 среднее увеличение сопротивления – 1,01. Эффективность интенсификации теплоты менялась от 0,7 до 1,75.

При интенсификации теплоотдачи наружной поверхности труб спиральными однозаходными канавками теплоотдача увеличивалась в диапазоне 1,5–1,9 раза, т.е. в среднем больше, чем при интенсификации лунками, при практически равном увеличении сопротивления (табл. 2).

Таблица 2 – Изменение теплоотдачи и сопротивления труб при различных способах интенсификации

Способ интенсификации	$Nu_{инн}/Nu_{гл}$	$\xi_{инн}/\xi_{гл}$
Наружная поверхность труб		
цилиндрические лунки	1,0–1,97	1,03–1,33
винтовые канавки	1,5–1,9	1,0–1,35
Внутренняя поверхность труб		
цилиндрические выступы	1,03–1,5	1,18–2,85
спиральные ребра	1,75–2,25	4,05–6,8

При нанесении на наружную поверхность тонкостенных (толщина стенки 1 мм и меньше) труб цилиндрических лунок или винтовых канавок, на внутренней поверхности образуются аналогичные цилиндрические выступы или однозаходные спиральные ребра, которые интенсифицируют теплоотдачу внутри трубок.

При течении теплоносителя внутри трубок с цилиндрическими выступами наблюдалось увеличение теплообмена до 1,5 раз (по сравнению с гладкой поверхностью), которое сопровождалось существенным (до 2,85 раз) увеличением сопротивления. Среднее увеличение теплоотдачи было принято 1,33, сопротивления – 1,65 (табл. 2).

Образовавшиеся на внутренней поверхности труб спиральные ребра увеличили теплоотдачу

в 1,75–2,25 раза (при шаге ребра равном диаметру трубы), при увеличении сопротивления в 4,05–6,8 раза (табл. 2).

Интенсивность теплоотдачи для цилиндрических выступов находилась в диапазоне 0,8–0,95, для винтовых выступов 0,1–0,2. Исходя из чего, был сделан вывод о нецелесообразности применения такого вида интенсификации теплоотдачи.

Используя полученные ИТТФ теплогидравлические характеристики интенсифицированных поверхностей ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» было оценено изменение массы теплообменной поверхности регенератора при использовании пучков труб с лунками и спиральными канавками на наружной поверхности труб и с выступами на внутренней. Расчеты проводились на параметры теплоносителей и значения степени регенерации и суммарных потерь давления, приведенных в табл. 1.

Установлено, что в зависимости от увеличения теплоотдачи и сопротивления использование в регенераторе труб, на наружной поверхности которых размещены цилиндрические лунки, может привести к снижению массы ( $\delta M$ ) до 33 % (рис. 4). Нанесение на наружную поверхность винтовых канавок с шагом равным диаметру трубок приведет к снижению массы на 21–32 %.

Появление на внутренней стороне трубок выступов, соответствующим впадинам на наружной стороне, сопровождается существенным увеличением сопротивления и потому в большинстве случаев приводит к возрастанию массы (рис. 5).

Так, при образовании на внутренней поверхности труб цилиндрических выступов масса регенератора изменялась в диапазоне от минус 18 % (уменьшение) до 27 % (увеличение). Еще худшие результаты получены при наличии на внутренней поверхности трубок винтовых ребер. Здесь масса изменялась в диапазоне от минус 4 % (уменьшение) до 37 % (увеличение).

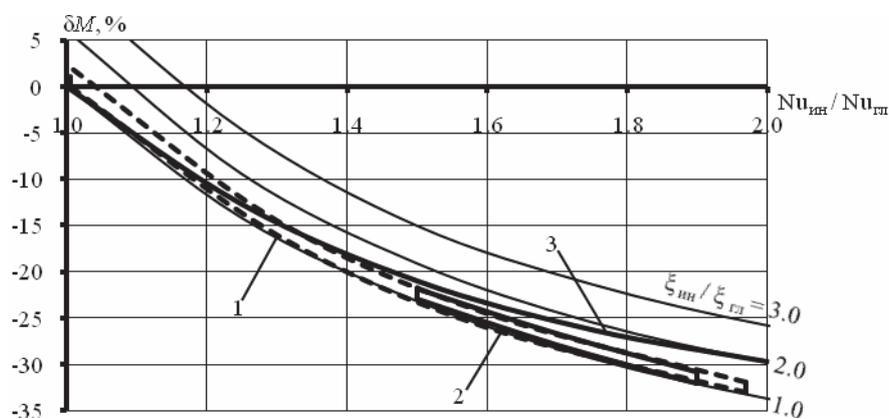


Рис. 4 – Изменение массы поверхности теплообмена регенератора при интенсификации теплоотдачи с наружной стороны трубок: 1 – лунками; 2 – винтовыми канавками; 3 – линия  $(Nu_{инн}/Nu_{гл})/(\xi_{инн}/\xi_{гл}) = 1$

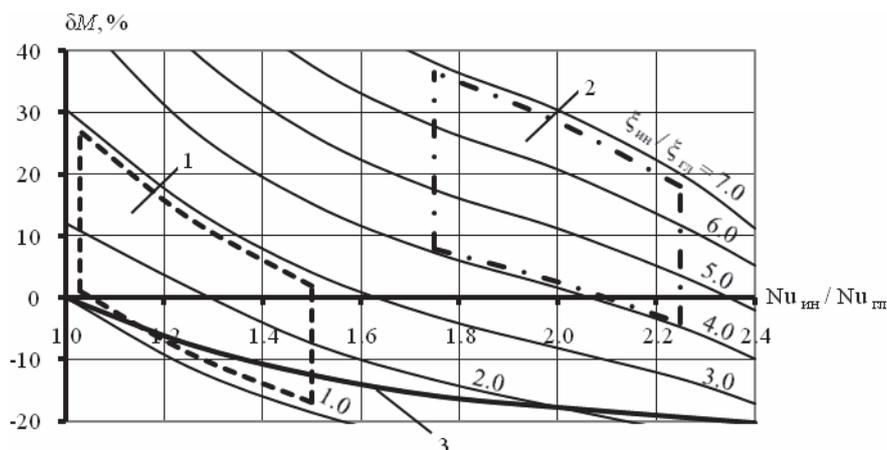


Рис. 5 – Изменение массы поверхности теплообмена регенератора при интенсификации теплоотдачи с внутренней стороны трубок: 1 – выступами; 2 – спиральными ребрами; 3 – линия  $(Nu_{инн}/Nu_{вл})/(\xi_{инн}/\xi_{вл}) = 1$

### Обсуждение результатов

Результаты расчетов показали, что при размещении на наружной поверхности трубок цилиндрических лунок и винтовых канавок возможно добиться уменьшения массы теплообменной поверхности регенератора до 33 % в зависимости от увеличения теплоотдачи и сопротивления.

Образование на внутренней поверхности тонкостенных труб выступов различной формы в большинстве случаев приводит к увеличению массы. Особенно это заметно для случая выдавливания на наружной поверхности труб винтовых канавок с образованием на внутренней поверхности спиральных ребер. В этом случае увеличение массы, вызванное ростом сопротивления внутри труб, превышает снижение массы, вызванное повышением теплоотдачи от наружной поверхности.

Таким образом, применение в регенераторах ГТУ тонкостенных (толщина стенки 1 мм) трубок с лунками на наружной поверхности является более перспективными, чем тонкостенных труб с винтовыми канавками.

Интенсификация теплоты внешней поверхности трубок является более эффективной, чем внутренней, так как при одинаковом увеличении теплоотдачи и сопротивления, она уменьшает массу на 3–20% больше (рис. 4, 5).

Из анализа графиков, приведенных на рис. 4, 5, также установлено, что снижение массы регенератора можно ожидать и в тех случаях, когда увеличение теплоотдачи меньше увеличения сопротивления, т.е. при  $(Nu_{инн}/Nu_{вл})/(\xi_{инн}/\xi_{вл}) < 1$ . Так, при наличии выступов на внутренней поверхности трубок при  $Nu_{инн}/Nu_{вл} = 2,0$  и  $\xi_{инн}/\xi_{вл} = 2,85$  эффективность интенсификации теплоты  $(Nu_{инн}/Nu_{вл})/(\xi_{инн}/\xi_{вл}) = 0,8$ , а масса регенератора при этом снижается на 7 %.

Это объясняется тем, что потери давления зависят от квадрата скорости теплоносителя, не-

значительным уменьшением которой можно компенсировать рост коэффициента сопротивления. Вызванное уменьшением скорости снижение теплоотдачи (пропорциональное величине скорости в степени 0,6–0,8) будет незначительным по сравнению с эффектом, вызванным введением интенсификации, что в результате приведет к уменьшению массы.

### Выводы

В результате экспериментального исследования, выполненного ИТТФ НАН Украины, и расчетного исследования, проведенного ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», установлено, что:

- интенсификация теплоотдачи трубных пучков путем размещения на их наружной поверхности лунок приводит к возрастанию теплоотдачи в 1,16–1,97 раза (среднее значение 1,4) при незначительном увеличении сопротивления (в среднем 1,01 раза), что приведет к снижению массы поверхности теплообмена до 33 %;

- выполнение на наружной поверхности трубок винтовых канавок увеличивает теплоотдачу в 1,5–1,9 раза, со снижением массы на 21–32 %;

- образование на внутренней поверхности трубок цилиндрических выступов увеличивает теплоотдачу в 1,03–1,5 раза, сопротивление в 1,18–2,85 раза и, в зависимости от сочетания этих величин, может привести как к снижению массы (до 18 %), так и к ее увеличению (до 27 %). Еще менее эффективно использование винтовых ребер, которые увеличивают теплоотдачу в 1,75–2,25 раза, сопротивление в 4,05–6,8 раза, что приводит к увеличению массы до 37 %;

- более перспективными для применения в регенераторах ГТУ являются тонкостенные (толщина стенки 1 мм) трубки с лунками на наружной поверхности;

– интенсификация теплоты внешней поверхности трубок является более эффективной, чем внутренней, так как при одинаковом увеличении теплоотдачи и сопротивления уменьшает массу на 3–20 % больше;

– снижение массы регенератора можно ожидать и в тех случаях, когда эффективности интенсификации теплоты меньше единицы.

#### Список литературы

- 1 Патон, Б. Концепція (проект) державної науково-технічної програми «Створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики» / Б. Патон, А. Халатов, Д. Костенко, Б. Білека, О. Письменний, А. Боцула, В. Парафійник, В. Коняхін // Вісник НАН України. – 2008. – № 4. – С. 3–9. – ISSN 1027-3239
- 2 Халатов, А. А. Какие газотурбинные двигатели необходимы газотранспортной системе Украины? / А. А. Халатов, Д. А. Костенко // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 7. – С. 22–24. – ISSN 2311-2646.
- 3 Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 365 с.
- 4 Зарянкин, А. Е. Применение новых теплопередающих поверхностей для модернизации воздушных регенеративных подогревателей / А. Е. Зарянкин, В. А. Зарянкин, Н. А. Зройчиков, Б. В. Ломакин, Н. И. Серебрянников, Б. П. Симонов // Теплоэнергетика. – 1999. – № 12. – С. 40–43. – ISSN 0040-3636.
- 5 Астановский, Д. Л. Использование теплообменных аппаратов новой конструкции в теплоэнергетике / Д. Л. Астановский // Теплоэнергетика. – 2007. – № 7. – С. 46–51. – ISSN 0040-3636.
- 6 Письменный, Е. Н. Теплоаэродинамическая эффективность трубчатых поверхностей нагрева регенераторов ГТУ / Е. Н. Письменный, А. М. Терех, А. В. Семеняко, А. В. Баранюк // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 4. – С. 63–73. – ISSN 0204-3602.
- 7 Грязнов, Н. Д. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / Н. Д. Грязнов, В. М. Елифанов, В. Л. Иванов, Э. А. Манушин. – Москва : Машиностроение, 1985. – 360 с.
- 8 Мовчан, С. Н. Регенераторы проекта ЦНИОКР «Машпроект» для стационарных и судовых газотурбинных установок / С. Н. Мовчан, Ю. В. Бочкарёв, Д. Н. Соломонюк // Наукові праці МДГУ. Серія «Техногенна безпека». – 2009. – Т. 111. – Випуск 98. – С. 205–210. – ISSN 1609-7742.
- 9 Спицын, В. Е. Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА / В. Е. Спицын, А. Л. Боцула, В. Н. Чобенко, Д. Н. Соломонюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Технології в машиностроєнні. – 2008. – № 34. – С. 3–6. – ISSN 2078-774X.
- 10 Спицын, В. Е. Регенеративная газотурбинная установка для ГПА мощностью 16 МВт / В. Е. Спицын, А. Л. Боцула, С. Н. Мовчан, В. Н. Чобенко, Д. Н. Соломонюк // Турбины и дизели – 2010. – № 5. – С. 28–31.

- 11 Коваленко, Г. В. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление трубчатых поверхностей с цилиндрическими лунками при поперечном обтекании в однорядных пучках / Г. В. Коваленко // Промышленная теплотехника. – 1998. – Т. 20, № 3. – С. 65–70. – ISSN 0204-3602.
- 12 Khalatov, A. A. Fluid flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space / A. A. Khalatov, G. V. Kovalenko // Proceeding of ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – 2003. – Vol. 5: Turbo Expo 2003, Parts A and B. –P. 945–954. – doi:10.1115/GT2003-38155. – Atlanta, Georgia, USA, 2003. – GT2002–38155. – Режим доступа: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleID=1577949>. – 15.01.2017.
- 13 Халатов, А. А. Теплогидравлическая эффективность круговых цилиндров с выступами и углублениями при поперечном обтекании / А. А. Халатов, Г. В. Коваленко // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т. 30, № 1. – С. 10–15. – ISSN 0204-3602.

#### Bibliography (transliterated)

- 1 Paton, B., Khalatov, A., Kostenko, D., Bileka, B., Pysmennyi, O., Botsula, A., Parafiinyk, V. and Koniahin, V. (2008), "Konseptsiia (proekt) derzhavnoi naukovo-tekhnichnoi prohramy "Stvorennia promyslovykh hazoturbinykh dvyhuniv novoho pokolinnia dlia hazovoi promyslovosti ta enerhetyky [Concept (project) of the state research and development program "Development of industrial gas turbine engines of new generation for gas industry and power engineering"]", *Visn. NAN Ukrainy [Herald of the NAS of Ukraine]*, No. 4, pp. 3–9.
- 2 Khalatov, A. A. and Kostenko, D. A. (2008), "Kakye hazoturbynnye dvyhately neobkhodimy hazotransportnoi systeme Ukrainy? [What gas turbine engines do need to the gas-transport system of Ukraine?]", *Hazoturbynnye tekhnolohyy [Gas turbo technology]*, No. 7, pp. 22–24.
- 3 Bazhan, P. Y., Kanevets, H. E. and Selyverstov, V. M. (1989), *Spravochnyk po teploobmennyim apparatam [Reference book on heat-exchangers]*, Mashynostroeny, Moscow, USSR.
- 4 Zarjankin, A. E., Zarjankin, V. A., Zrojchikov, N. A., Lomakin, B. V., Serebrjannikov, N. I. and Simonov, B. P. (1999), "Primenenie novyh teploperedajushhijh poverhnostej dlja modernizacii vozdushnyh regenerativnyh podogrevatelej [Application of new heat exchange surfaces for modernization of air regenerative heaters]", *Teplojenergetika [Thermal Engineering]*, No. 12, pp. 40–43.
- 5 Astanovskij, D. L. (2007), "Ispolzovanie teploobmennykh apparatov novoj konstrukcii v teplojenergetike [The use of heat-exchangers of new construction in thermal engineering]", *Teplojenergetika [Thermal Engineering]*, No. 7, pp. 46–51.
- 6 Pysmennyi E. N., Terekh, A. M., Semeniako, A. V. and Baraniuk, A. V. (2010), "Teploaerodynamicheskaia efektyvnost trubchatekh poverkhnostei nahreva reheneratorov GTU [Heat-aerodynamic efficiency of tubular heat transfer surfaces of gas-turbine plants regenerator]", *Promyshlennatai teploekhnika [Industrial heat engineering]*, Vol. 32 No. 4, pp. 63–73.

- 7 **Hriaznov, N. D., Epyfanov, V. M., Yvanov, V. L. and Manushyn, E. A.** (1985), *Teplotobmennye ustroystva hazoturbinykh y kombynyrovannykh ustanovok [Heat-exchangers of gas-turbine and combined plants]*, Mashynostroeniye, Moscow, USSR.
- 8 **Movchan, S. N., Bochkarev, Yu. V. and Solomonuk, D. N.** (2009), "Reheneratory proekta TsNYOKR "Mashproekt" dlia statsyonarnykh y sudovykh hazoturbinykh ustanovok [Regenerators of project CSRД «Mashproekt» for the stationary and ship gas-turbine plants]", *Naukovi pratsi MDGU. Seriya «Tekhnohenna bezpeka» [Bulletin of MSHU. Series "Technogenic safety"]*, Vol. 111 No. 98, pp. 205–210.
- 9 **Spytsyn, V. E., Botsula, A. L., Chobenko, V. N. and Solomonuk, D. N.**, (2008) "Vysokoeffektyvnaia hazoturbynnaia ustanovka dlia HPA [High-efficiency gas-turbine plant for gas pumping unit]", *Vestnyk NTU "KhPI" [Bulletin of NTU "KhPI". Technologies in machinebuilding]*, No. 34, pp. 3–6.
- 10 **Spytsyn, V. E., Botsula, A. L., Movchan S. N., Chobenko, V. N. and Solomonuk, D. N.** (2010) "Regenerativnaja gazoturbinnaja ustanovka dlia GPA moshhnost'ju 16 MVt [Regenerative gas turbine plant for gas pumping unit rated at 16 MWt]", *Turbiny i dizeli [Turbines & Diesels]*, No. 5, pp. 28–31.
- 11 **Kovalenko, G. V.**, (1998), "Teplotdacha i gidravlichesкое soprotivlenie trubchatykh poverhnostej s cilindricheskimi lunkami pri poperechnom obtekanii v odnorjadnih puchkah [Heat emission and hydraulic resistance of tubular surfaces with cylindrical small holes at the transversal flowing around in one row bunches]", *Promyshlennaja teplotehnika [Industrial heat engineering]*, Vol. 20 No. 3, pp. 65–70.
- 12 **Khalatov, A. A. and Kovalenko, G. V.** (2003) "Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space", *Proceeding of ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, Vol. 5: Turbo Expo 2003, Parts A and B, pp. 945–954, doi: 10.1115/GT2003-38155, available at: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleID=1577949> (accessed 15 January 2017).
- 13 **Khalatov, A. A. and Kovalenko G. V.** (2008) "Teplotdacha i gidravlichesкая jeffektivnost' krugovykh cilindrov s vystupami i uglubljenijami pri poperechnom obtekanii [Heat and hydraulic efficiency of circular cylinders with ledges and deepenings at the transversal flowing]", *Promyshlennaja teplotehnika [Industrial heat engineering]*, Vol. 30 No. 1, pp. 10–15.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Мовчан Сергей Николаевич** – начальник отдела, Государственное предприятие «Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект»; г. Николаев, Украина; e-mail: mov\_sn@rambler.ru, ORCID 0000-0002-2893-7597.

**Movchan Sergej** – Chief of department, Gas Turbine Scientific Production Complex "Zorya"- "Mashproekt", Mykolaiv, Ukraine.

**Соломонюк Денис Николаевич** – ведущий инженер-конструктор, Государственное предприятие «Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект»; г. Николаев, Украина; e-mail: dns\_wrk@ukr.net, ORCID 0000-0002-3479-9397.

**Solomonuk Denis** – leading engineer-designer, Gas Turbine Scientific Production Complex "Zorya"- "Mashproekt"; Mykolaiv, Ukraine.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Мовчан, С. Н.** Перспективы применения в регенераторах ГТУ поверхностей теплообмена с интенсификацией теплоотдачи выступами и впадинами / **С. Н. Мовчан, Д. Н. Соломонюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 45–51. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.07.

*Please cite this article as:*

**Movchan, S. and Solomonuk, D.** (2017), "Prospects of the Use of Heat-Exchange Surfaces for the Gas Turbine Plant Regenerators Intensifying the Heat Release by the Ridges and Cavities", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 45–51, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.07.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Мовчан, С. М.** Перспективи використання у регенераторах ГТУ поверхонь теплообміну з інтенсифікацією теплообміну виступами та западинами / **С. М. Мовчан, Д. М. Соломонюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 45–51. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.07.

**АНОТАЦІЯ** Визначено вплив розміщення на зовнішній та внутрішній поверхнях трубок западин і виступів різної форми на тепловіддачу, гідравлічний спротив і масу трубчастого регенератора ГТУ. Встановлено, що перспективним є використання тонкостінних (товщина стінки 1 мм) трубок з лунками на зовнішній поверхні, які збільшують тепловіддачу у 1,16–1,97 рази при незначному збільшенні опору, що приведе до зниження маси поверхні теплообміну до 33 %.

**Ключові слова:** газотурбіна установка, регенерація теплоти, регенератор, трубний пучок, інтенсифікація тепловіддачі, маса.

Поступила (received) 14.02.2017

**О. В. АЛТУХОВА, Г. Е. КАНЕВЕЦ**

### **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ: КОМПЛЕКСНЫЙ ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ**

**АННОТАЦИЯ** В статье изложены некоторые пути развития алгоритмов оптимизации пластинчатых теплообменников: рекомендации по выбору оптимальных скоростей теплоносителей, точности проведения отдельных частей расчётов (теплового и гидравлического), порядку и шагу перебора независимых переменных. Рекомендации получены как результат проведения ряда оптимизационных вычислительных экспериментов с помощью разработанных авторами алгоритма и программы оптимизации пластинчатых теплообменников (ОПТО).

**Ключевые слова:** пластинчатые теплообменники, оптимизация, алгоритмы оптимизации, алгоритмы поиска экстремума критерия эффективности.

**O. ALTUKHOVA, G. KANEVETS**

### **THE EFFICIENCY OF PLATE-TYPE HEAT EXCHANGERS: INTEGRATED COMPUTATIONAL OPTIMIZATION EXPERIMENT**

**ABSTRACT** This scientific paper gives recommendations on the development of the algorithms for computational optimization experiments using the algorithms and OPHEX programs developed by the authors. The following key recommendations have been suggested: 1. Recommendations on the order and sorting interval of independent variables. These recommendations were worked out using the data of the ranging of independent variables in terms of their influence on optimization results. The order of influence of these variables for different types of equipment has been given. 2. Recommendations on the choice of optimal media rates. The values of optimal rates of heat carriers used at the present time for manual and automatic calculations were obtained long ago and therefore these fail to take into account changed economic factors and require more accurate definition. The data of multiple calculations were generalized and the recommendations on the selection of optimal rates for heat carriers were worked out taking into consideration current prices and their change with an increase in energy and material prices was predicted. 3. Recommendations on the possibility of simplification of the models for some calculations with no significant loss in the general computation accuracy. This section gives the conclusions on the degree of influence produced by the individual parts of computation on its general results and optimization results on the whole. We came to the conclusions based on the data of computational experiments. The recommendations given can be included in the form of heuristics into the optimization algorithms of the plate-type heat exchangers that considerably reduces the dimension of optimization problem and allows us to increase its efficiency at the same machine resource.

**Key words:** plate-type heat exchangers, optimization, optimization algorithms, efficiency criterion extremum search algorithms.

#### **Введение**

Пластинчатые теплообменники (ПТО) показывают высокую эффективность в сравнении с традиционными кожухотрубчатыми во многих областях в связи с компактностью, меньшей металлоемкостью, простотой обслуживания. По мере совершенствования этого вида оборудования возможна замена им кожухотрубчатых теплообменников (КТО) всё в большем числе случаев.

Для повышения эффективности как вновь проектируемого, так и заменяемого оборудования требуется его оптимизация. И если методы оптимизации КТО проработаны достаточно детально [1–3], то методы поиска экстремума критерия эффективности при оптимизации ПТО нуждаются в доработке.

Основная трудность при проведении оптимизации теплообменного оборудования – огромные объёмы вычислений. Проектный расчёт теплообменника содержит сотни вычислений, а для достаточно полной оптимизации необходимо проводить десятки, а иногда и сотни тысяч таких расчётов. Например, при проектной оптимизации

пластинчатого маслоохладителя турбины при переборе всего четырех типов пластин количество только реальных вариантов конструкций теплообменников составляет примерно 1,35 млн. Банальное сокращение количества перебираемых вариантов снижает эффективность выбранного теплообменника. Поэтому для сокращения размерности задачи оптимизации требуются обоснованные выводы, позволяющие отсекаать только заведомо неоптимальные варианты.

#### **Цель работы**

Цель работы состоит в поиске путей развития алгоритма оптимизации пластинчатых теплообменников, а именно в усовершенствовании методов поиска экстремума критерия оптимальности.

#### **Изложение основного материала**

Ниже приведены некоторые рекомендации по усовершенствованию алгоритмов поиска экстремума с целью сокращения объёма проводимых вычислений без существенного снижения эффек-

тивности выбираемого теплообменника (ТО).

Рекомендации выработаны по результатам проведения ряда вычислительных экспериментов с помощью разработанного авторами инструмента – алгоритма оптимизации пластинчатых теплообменников (ОПТО) и написанной по нему программе [4–6]. ОПТО построен на основе обобщенного структурно-модульного подхода, что позволяет легко расширять его и применять для расчёта различных видов оборудования для широкого спектра задач расчёта; можно проводить оптимизацию теплообменников по конструктивным и режимным параметрам, реализована возможность формирования теплообменника как комплекса аппаратов, соединенных различными схемами тока сред.

В качестве объектов при проведении вычислительного эксперимента выбраны маслоохладители турбин и теплообменники домовых систем отопления<sup>1</sup>.

В ходе вычислительного эксперимента сравнивались эффективности кожухотрубчатых и пластинчатых теплообменников по двум критериям: приведенные затраты, который включает как капитальные вложения в теплообменник, так и эксплуатационные расходы, и просто капитальные вложения.

Независимые переменные при проведении оптимизации:  $N_{\text{канО}}$ ,  $N_{\text{канВ}}$  – количества каналов в пластинчатом теплообменном аппарате по средам, отдающей и воспринимающей тепло (средам О и В);  $U_{\text{О}}$ ,  $U_{\text{В}}$  – числа рядов аппаратов в теплообменнике по средам О и В для заданных регулярных комплексов аппаратов;  $F_{\text{пл}}$  – площадь теплопередающей поверхности пластины;  $t_{\text{БК}}$  – конечная температура охлаждающей воды.

Установлено, что для выбранных объектов пластинчатые теплообменники по выбранному критерию практически в 2 раза экономичнее кожухотрубчатых.

### Обсуждение результатов

На основании проведенных вычислительных экспериментов были выработаны следующие рекомендации.

#### 1 Рекомендации относительно порядка и шага перебора независимых переменных

<sup>1</sup> Маслоохладители турбин. Среда О – масло. Процесс теплообмена – без изменения агрегатного состояния (охлаждение). Загрязнение – масло машинное и трансформаторное  $R_0 = 0,00015 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ . Начальная температура  $t_{\text{он}} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ , конечная  $t_{\text{ок}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Начальная температура охлаждающей воды  $t_{\text{вн}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , конечная находится в процессе оптимизации из интервала  $t_{\text{вк}} = 20\text{--}60 \text{ }^\circ\text{C}$  с шагом  $\Delta t_{\text{вк}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Теплообменники системы отопления. Среда О и В – вода. Процессы теплообмена – без изменения агрегатного состояния. Загрязнения – вода жесткая. Температурный режим:  $t_{\text{он}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{ок}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{вн}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{вк}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ . Оптимизация режимных параметров не проводится.

По степени влияния на результаты оптимизации вышеуказанные независимые переменные расположились в следующем порядке:

- Для маслоохладителей:
  - по критерию оптимальности приведенные затраты:  $t_{\text{БК}}$ ;  $N_{\text{канО}}$ ;  $U_{\text{В}}$ ;  $N_{\text{канВ}}$ ;  $U_{\text{О}}$ ;  $F_{\text{пл}}$ ;
  - по критерию оптимальности капитальные вложения:  $t_{\text{БК}}$ ;  $N_{\text{канВ}}$ ;  $N_{\text{канО}}$ ;  $U_{\text{О}}$ ;  $U_{\text{В}}$ ;  $F_{\text{пл}}$ .
- Для теплообменников системы отопления по критериям оптимальности приведенные затраты и капитальные вложения результаты ранжирования совпадают:  $F_{\text{пл}}$ ;  $N_{\text{канВ}}$ ;  $U_{\text{О}}$ ;  $N_{\text{канО}}$ ;  $U_{\text{В}}$ .

Полученные результаты позволяют определить очерёдность и шаг перебора независимых переменных при реализации методов поиска экстремума. Чем существеннее влияние независимой переменной на результаты оптимизации, тем больше шагов по ней необходимо сделать при поиске оптимума, и наоборот, если влияние переменной незначительно, можно ограничиться перебором небольшого количества её значений на завершающих этапах поиска экстремума целевой функции.

#### 2 Рекомендации по выбору оптимальных скоростей сред

Проектирование любого теплообменника начинается с задания скоростей теплоносителей, которые выбираются в определенных диапазонах. Это же касается и изначального выбора диапазона перебираемых скоростей при проведении оптимизации. Такие диапазоны рекомендованы многочисленной литературой и устанавливаются в пределах до 1 м/с для невязких жидкостей (например, воды) и несколько меньшей – до 0,4 м/с – для вязких (например, масел) [7, 8], некоторые источники рекомендуют формулы расчёта оптимальной скорости для каждого конкретного случая [9]. Однако не ясно, насколько актуальны такие оптимальные скорости с учётом изменившихся цен на материалы и энергоносители. Со времени, когда были сформулированы эти рекомендации, соотношения цен металла и энергии на перекачку теплоносителей поменялись, поэтому существует необходимость уточнения оптимальных скоростей теплоносителей.

В ходе проведения вычислительного эксперимента для маслоохладителей турбин и теплофикационных теплообменников установлено, что оптимальная скорость воды при нынешнем уровне цен примерно 0,2 м/с и изменяется в диапазоне 0,01–0,5 м/с, масла – 0,35 м/с (0,1–0,65 м/с).

Из полученных результатов можно сделать вывод, что оптимальная скорость теплоносителей при нынешних уровнях цен несколько ниже, чем рекомендованная литературой.

Интересен также тот факт, что оптимальная скорость масла выходит большей, чем оптимальная скорость воды. В литературе она устанавлива-

ется меньшей в связи с тем, что вязкость масла значительно больше вязкости воды, поэтому на его перекачку требуются большие энергозатраты. Изменившиеся соотношения капитальных и эксплуатационных расходов при нынешних ценах требует снижения скорости теплоносителей, что видно на примере воды. Но, как показывает эксперимент, снижения оптимальной скорости масла пропорционально снижению скорости воды не происходит.

Это обусловлено всё той же повышенной вязкостью этой среды. Для рассматриваемых условий критические скорости, ниже которых происходит переход к ламинарному течению жидкости, для воды – 0,006 м/с, а для масла – 0,67 м/с. Таким образом, маслоохладитель работает в турбулентном режиме по стороне воды и в ламинарном – по стороне масла. Поэтому при пропорциональном снижении скоростей теплоносителей коэффициент теплоотдачи по стороне масла падает быстрее, чем по стороне воды.

Это влияет также и на температуру стенки – при снижении скоростей она приближается ближе к температуре охлаждающей воды. Угол наклона линейно аппроксимированной зависимости критерия Прандтля от температуры в исследуемом интервале работы теплоносителей примерно в 1,8 тыс. раз больше для масла, чем для воды. Следовательно, изменение температуры стенки влияет на поправку на неизотермичность пограничного слоя для масла в 6,5 раз сильнее, чем для воды.

Физически это означает следующее. При снижении скоростей теплоносителей снижение коэффициента теплопередачи вызывает по стороне масла возникновение слоя с преобладанием переноса теплоты теплопроводностью, масло около стенок становится как бы «изолятором». Поэтому для поддержания оптимального коэффициента теплопередачи необходимы достаточно большие скорости масла, тогда как скорость воды можно снижать значительно.

На рис. 1 приведены зависимости оптимальных скоростей теплоносителей при изменении цен на электроэнергию и металл.

При росте цены электроэнергии оптимальные скорости теплоносителей уменьшаются, причем для масла быстрее, при увеличении цены в 5 раз оптимальные скорости масла и воды примерно равны. При росте цены в 10 раз оптимальные скорости немного больше 0,1 м/с. При росте цены металла оптимальные скорости теплоносителей возрастают, при росте цены в 10 раз оптимальные скорости воды находятся на уровне 0,3 м/с, масла – 0,6 м/с. Обобщив полученные данные для воды можно получить следующую зависимость оптимальной скорости её (в м/с) от цен на металл и электроэнергию

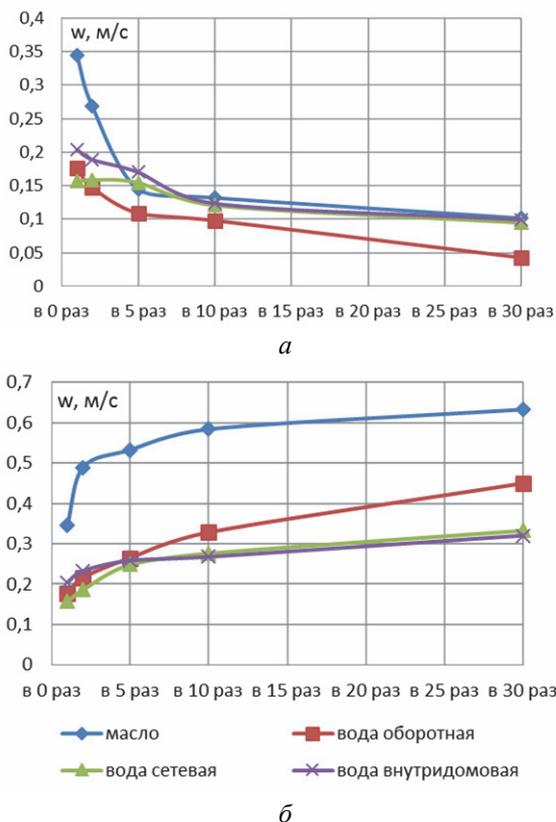


Рис. 1 – Зависимость усреднённых оптимальных скоростей теплоносителей от роста цен: а – электроэнергии; б – металла

$$w_{\text{опт}} = 8,19 \cdot 10^{-2} \cdot \left( \frac{C_{\text{мет}}}{C_{\text{эз}}} \right)^{0,2}$$

где  $C_{\text{мет}}$  – цена материала пластин, у.е./кг;  $C_{\text{эз}}$  – цена электроэнергии, у.е./(кВт·ч).

Полученную зависимость можно также использовать для оценки оптимальных скоростей сред при использовании для производства теплообменников дорогостоящих металлов.

### 3 Рекомендации по возможности упрощения моделей отдельных расчётов без существенного изменения общей точности расчёта

Исследовалось влияние погрешностей расчёта, допущенных на этапе расчёта коэффициента теплопередачи  $k$  (тепловой расчёт) и падений давления в теплообменнике по обеим средам  $\Delta P_0$  и  $\Delta P_B$  (гидравлический расчёт), на конечные результаты расчёта теплообменника и его оптимизации. В табл. 1 приведены степени зависимости конечной погрешности расчёта от изначально допущенной погрешности. Фактически эти значения представляют собой процент погрешности расчёта указанной величины при допущении погрешности в 1 % при расчёте  $k$ ,  $\Delta P_0$  или  $\Delta P_B$ .

Таблица 1 – Влияние погрешности отдельных расчётов на итоговые результаты расчёта и оптимизации теплообменника

Итоговые результаты расчёта и оптимизации	Степень влияния при корректировке					
	для маслоохладителя			для теплообменника системы отопления		
	$k$	$\Delta P_O$	$\Delta P_B$	$k$	$\Delta P_O$	$\Delta P_B$
Приведенные затраты, З	-2,25	0,14	0,01	-1,35	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$6,8 \cdot 10^{-3}$
Капитальные вложения, К	-3,03	$8,3 \cdot 10^{-2}$	$5,6 \cdot 10^{-3}$	-1,90	$7 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-3}$
Эксплуатационные расходы, Э	-1,59	0,18	$1,3 \cdot 10^{-2}$	-0,88	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$9,7 \cdot 10^{-3}$
Поверхность теплообмена, F	-1,89	0	0	-1,75	0	0
Скорость среды O, $w_O$	-0,49	-0,81	$-2,6 \cdot 10^{-2}$	-0,32	-0,25	0,25
Скорость среды B, $w_B$	$1,7 \cdot 10^{-2}$	-0,35	-0,56	-0,16	0,13	-0,13
Конечная температура охлаждающей воды, $t_{вк}$	0,22	$1,7 \cdot 10^{-2}$	0	-	-	-

Таким образом, при погрешности расчёта коэффициента теплопередачи в 1 % погрешность определения поверхности теплообмена составляет примерно 2 %. При определении экономических величин эта погрешность больше влияет при расчёте маслоохладителя, чем теплообменника системы отопления. Здесь соответственно влияние следующее: при определении приведенных затрат 2,2 %/1,4 % соответственно на каждый процент погрешности; капитальных вложений 3 %/1,9 %; эксплуатационных расходов 1,6 %/0,9 %. Зависимость погрешности расчёта экономических величин от погрешности расчёта гидравлических сопротивлений значительно меньше: около 1 % на каждые 10 % погрешности  $\Delta P$  для масла, и меньше 1 % на каждые 100 % погрешности  $\Delta P$  для воды. Зависимости поверхности теплообмена от коэффициента коррекции к гидравлическим сопротивлениям по обеим средам не просматривается, т.к. при расчёте этой поверхности гидравлические сопротивления не учитываются (гидравлический расчёт производится после теплового). Погрешность нахождения оптимальной скорости теплоносителей примерно 1–8 % на каждые 10 % погрешности расчёта коэффициента теплопередачи или гидравлического сопротивления. Погрешность расчёта коэффициента теплопередачи в 1 % приводит к погрешности определения оптимальной конечной температуры охлаждающей среды в маслоохладителе в 0,2 %.

Из перечисленных особенностей расчёта можно сделать вывод, что точность гидравлического расчёта влияет на точность основных его результатов в значительно меньшей степени, чем

точность теплового расчёта. Следовательно, при уточнении модели расчёта теплообменника следует уделить основное внимание именно тепловым расчётам. Кроме того, конечная погрешность расчёта значительно больше для маслоохладителей, что, вероятно, связано со значительным влиянием изменения температуры на теплофизические характеристики масла. Поэтому для расчёта этого оборудования стоит применять более точные модели.

### Выводы

Приведенные выше рекомендации могут быть включены в виде эвристик в алгоритмы оптимизации пластинчатых теплообменников. При этом существенно уменьшается размерность задачи оптимизации, что позволяет повысить её эффективность при том же машинном ресурсе.

### Список литературы

- 1 **Каневец, Г. Е.** Обобщённые методы расчета теплообменников / **Г. Е. Каневец** – Киев : Наукова думка, 1979. – 352 с.
- 2 **Каневец, Г. Е.** Теплообменники и теплообменные системы / **Г. Е. Каневец** – Киев : Наукова думка, 1981. – 272 с.
- 3 **Каневец, Г. Е.** Оптимизация теплообменного оборудования пищевых производств / **Г. Е. Каневец, И. И. Сагань, Н. В. Иванова** и др. – Киев : Техніка, 1981. – 192 с.
- 4 **Каневец, Г. Е.** Пилотный синтезатор средств оптимизации промышленных пластинчатых теплообменников / **Г. Е. Каневец, О. В. Алтухова, С. Д. Суима** // Математические методы в технике и технологиях, – ММТТ-25 : сб. трудов XXV Международ. науч. конф.: в 10 т. Т. 10. Секция 12 / под общ. ред. **А. А. Большакова**. – Волгоград : Волгogr. гос. техн. ун-т, 2012 ; Харьков : Национ. техн. ун-т «ХПИ», 2012. – 224 с. – С. 50–53. – ISBN 978-5-7433-2386-9.
- 5 **Каневец, Г. Е.** Синтезатор средств оптимизационного вычислительного эксперимента с теплообменным оборудованием различных конструкций и назначения как инструмент повышения эффективности теплообменников муниципальной энергетики / **Г. Е. Каневец, О. В. Алтухова** // Наукове видання. Муніципальна енергетика: Проблеми, рішення. П'ята міжнародна науково-технічна конференція. – Миколаїв : НУК, 2013. – 288 с. – С. 103–106. – ISBN 978-966-321-288-3.
- 6 **Каневец, Г. Е.** Синтезатор алгоритмов и программ ОКПТО-2014. Структура, область применения, дальнейшие пути совершенствования / **Г. Е. Каневец, О. В. Алтухова** // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 4. – 148 с. – С. 130–133. – ISSN 2078-5364.
- 7 **Барановский, Н. В.** Пластинчатые и спиральные теплообменники / **Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребенецкий**. – Москва : Машиностроение, 1973.
- 8 **Тарадай, А. М.** Пластинчатые теплообменные аппараты / **А. М. Тарадай, О. И. Гуров, Л. М. Коваленко**, под. ред. **Н. М. Зингера**. – Харь-

ков : Прапор, 1995.

- 9 Пластинчатые теплообменные аппараты : Каталог УкрНИИХиммаш / Сост. **Л. М. Коваленко, С. Л. Рудь**. – Москва : Цинтихимнефтемаш, 1983. – 51 с.

#### Bibliography (transliterated)

- Kanevets, G. E.** (1979), *Obobshchonnyye metody rascheta teploobmennikov [Generalized methods of calculation of heat exchangers]*, Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
- Kanevets, G. E.** (1981), *Teploobmenniki i teploobmennyye sistemy [Heat exchangers and heat exchange system]*, Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
- Kanevets, G. E., Sagan, I. I. and Ivanova, N. V.** (1981), *Optimizatsiya teploobmennogo oborudovaniya pishchevykh proizvodstv [Optimization of heat exchange equipment for food production]*, Tekhnika, Kiev, Ukraine.
- Kanevets, G. E., Altukhova, O. V. and Suima, S. D.** (2012), "Pilotnyy sintezator sredstv optimizatsii promyshlennykh plastinchatyykh teploobmennikov [The pilot synthesizer of means optimization of industrial heat exchangers]", *Matematicheskiye metody v tekhnike i tekhnologiyakh*, NTU "KhPI", Kharkov, pp. 50–53, ISBN 978-5-7433-2386-9.
- Kanevets, G. E. and Altukhova, O. V.** (2013), "Sintezator sredstv optimizatsionnogo vychislitel'nogo eksperimenta s teploobmennym oborudovaniyem razlichnykh konstruksiy i naznacheniya kak instrument povysheniya effektivnosti teploobmennikov munitsipal'noy energetiki [Synthesizer optimization means of computer simulation of heat exchange equipment of various designs and purpose as a tool to improve the efficiency of heat exchangers municipal energy]", *Munitsipal'na yenergetika: Problemi, rishennya*, NUK, Nikolaev, pp. 103–106, ISBN 978-966-321-288-3.
- Kanevets, G. E. and Altukhova, O. V.** (2014), "Sintezator algoritmov i programm OKPTO-2014. Struktura, oblast' primeneniya, dal'neyshiyeh puti sovershenstvovaniya [Synthesizer algorithms and programs OKPTO-2014. The structure, scope, further ways of improving]", *Integrovani tekhnologii ta yenergozberzhennya*, NTU "KhPI", Kharkov, pp. 130–133, ISSN 2078-5364.
- Baranovsky, N. V., Kovalenko, L. M. and Yastrebenetsky, A. R.** (1973), *Plastinchatyye i spiral'nyye teploobmenniki [The plate and spiral heat exchangers]*, Mashinostroyeniye, Moscow, Russia.
- Taraday, A. M., Gurov, O. I., Kovalenko, L. M. and Zinger, N. M.** (1995), *Plastinchatyye teploobmennyye apparaty [Plate heat exchangers]*, Prapor, Kharkov, Ukraine.
- Kovalenko, L. M. and Rud, S. L.** (1983), *Plate heat exchangers: Catalog UkrNIHimMash*, Tsintikhimneftemash, Moscow, Russia.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Алтухова Ольга Васильевна** – ассистент кафедры теплотехники и энергоэффективных технологий, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: ovaolga@gmail.com, ORCID 0000-0003-0575-3047.

**Altukhova Olga** – Assistant, Department of power engineering, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine.

**Каневец Георгий Евдокимович** – доктор технических наук, профессор; e-mail: gekan37@gmail.com.

**Kanevets George** – Doctor of Technical Sciences, Professor.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Алтухова, О. В.** Эффективность пластинчатых теплообменников: комплексный оптимизационный вычислительный эксперимент / **О. В. Алтухова, Г. Е. Каневец** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 52–56. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.08.

*Please cite this article as:*

**Altukhova, O. and Kanevets, G.** (2017), "The Efficiency of Plate-Type Heat Exchangers: Integrated Computational Optimization Experiment", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 52–56, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.08.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Алтухова, О. В.** Ефективність пластинчастих теплообмінників: комплексний оптимізаційний розрахунковий експеримент / **О. В. Алтухова, Г. Є. Канівець** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 52–56. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.08.

**АНОТАЦІЯ** У статті наводяться деякі шляхи розвитку алгоритмів оптимізації пластинчастих теплообмінників: рекомендації щодо вибору оптимальних швидкостей току теплоносіїв, точності проведення окремих частин розрахунків (теплого та гідравлічного), порядку та шагу перебору незалежних змінних. Рекомендації отримано як результат проведення ряду оптимізаційних розрахункових експериментів за допомогою розроблених авторами алгоритму та програми ОПТО (оптимізація пластинчастих теплообмінників).

**Ключові слова:** пластинчасті теплообмінники, оптимізація, алгоритми оптимізації, алгоритми пошуку екстремуму критерію ефективності.

Поступила (received) 08.02.2017

**Н. А. БОРИСОВ, О. Г. ГОЛУБКОВ, Р. Н. СЕРЕДА, М. Н. УДОД**

**РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КОЖУХОТРУБНОГО  
ГАЗОМАСЛЯНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА НА СТЕНДЕ НАУЧНО-  
ИСПЫТАТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ПАО «СУМСКОЕ НПО»**

**АННОТАЦИЯ** Представлена конструкция газомасляного теплообменного аппарата на базе биметаллических ребристых труб с безопасным каналом и конструкция стенда для проведения теплотехнических испытаний, а также описана методика обработки результатов испытаний. Теплотехнические испытания проведены на стенде ПАО «Сумское НПО». Приведены зависимости влияния среднего логарифмического температурного напора на величину теплового потока в кожухотрубном газомасляном теплообменном аппарате, передаваемого от горячего теплоносителя к холодному, зависимости потерь давления в трубном и межтрубном пространстве аппарата в диапазоне расходов теплоносителей; приведены значения контактного термического сопротивления и термического сопротивления воздуха безопасного канала для конструкции биметаллических ребристых труб, использованных в газомасляном теплообменном аппарате.

**Ключевые слова:** теплотехнические испытания, газомасляный теплообменный аппарат, биметаллическая ребристая труба, безопасный канал, термическое сопротивление.

**N. BORISOV, O. GOLUBKOV, R. SEREDA, M. UDOD**

**HEAT ENGINEERING TEST DATA OBTAINED FOR THE SHELL-&-TUBE GAS-OIL HEAT  
EXCHANGER USING THE SCIENTIFIC TEST SYSTEM OF THE PJSC "SUMY SCIENTIFIC  
AND INDUSTRIAL ASSOCIATION"**

**ABSTRACT** Application of gas-oil heat exchangers (GOH) to heat up the fuel gas and cool down oil in the lubrication system of gas turbine engine of the gas blower requires safe operation of this equipment to eliminate the leakage and the mixing of actuating media and provide quick response in case of emergency. The latter is provided by the use of bimetal tubes for GOH with the safe channel (SC) connected to the automatic gas blower emergency stop system. The PJSC "Sumy Scientific and Industrial Association" has designed a prototype of the shell-&-tube GOH on the basis of bimetal ribbed tubes (BRT) with the safe channel. Therefore, the heat engineering tests of the shell-&-tube GOH based on BRT with SC are of great practical and theoretical interest and enable the generation of specific and reliable information on the prototype system. The purpose of this research was to carry out heat-engineering tests of the prototype system of shell-&-tube GOH equipped with BRT and safe channel. The obtained test data were used to plot the relationships of the influence of average logarithmic temperature pressure on the value of thermal flow transferred from the hot heat carrier to the cold heat carrier. The values of pressure loss in the tubular and intertubular zones of the heat exchanger were defined in the range of change of the flow rates of heat carriers. The values of heat resistance of the contact and those of air in the SC were obtained for the given structure of bimetal ribbed tubes used for the GOH. Heat-engineering tests allowed us to specify the mathematical model and the appropriate program used for the computation of the process of heat transfer to the GOH based on BRT with the SC.

**Key words:** heat-engineering tests, gas-oil heat exchanger, bimetal ribbed tube, safe channel, and the heat resistance.

### Введение

Газомасляные теплообменные аппараты (ГМТ) получили распространение на отечественном и зарубежном рынках теплообменного оборудования для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) магистральных газопроводов. Применение ГМТ позволяет обеспечить одновременно охлаждение масла системы смазки газотурбинного двигателя (ГТД) и подогрев топливного газа перед камерой сгорания ГТД [1, 2]. Участие в процессе теплообмена таких сред как топливный газ и смазочное масло в системе ГТД предъявляет повышенные требования к безопасной работе ГМТ: исключение утечек и смешивания рабочих сред, быстрое реагирование системы управления и защиты агрегата в случае наступления аварийной ситуации. Это обеспечивается применением биметаллических труб с безопасным каналом (БК), который соединен с автоматической системой аварийного оста-

нова ГПА.

В ПАО «Сумское НПО» разработана конструкция опытного образца кожухотрубного ГМТ на базе биметаллических ребристых труб (БРТ) с БК [3], применение которых требует уточнения методики теплового расчета аппарата. Последнее относится к определению термического сопротивления контакта биметаллических ребристых труб БРТ с БК. Теоретическое изучение вопроса по определению контактного термического сопротивления БРТ с БК является сложной задачей, в связи со множеством факторов, зависящих как от технологии изготовления БРТ с БК, так и от условий эксплуатации такой конструкции теплообменника.

Таким образом, теплотехнические испытания кожухотрубного ГМТ на базе БРТ с БК представляют практический и теоретический интерес, которые позволяют получить конкретную и надежную информацию об исследуемом объекте.

В работе применены следующие единицы  
© Н. А. Борисов, О. Г. Голубков, Р. Н. Серeda, М. Н. Удод, 2017

измерения: температура – °С, давление – Па, расход – кг/с, тепловая мощность – Вт, длина – мм.

**Цель работы**

Проведение, обработка и анализ результатов теплотехнических испытаний опытного образца кожухотрубного ГМТ на базе БРТ с БК с использованием специально созданного стенда в составе научно-испытательного комплекса ПАО «Сумское НПО».

**Объект исследования**

Объектом исследования является опытный образец ГМТ на базе БРТ с БК, который разработан в отделе теплообменного оборудования специального конструкторского бюро на ПАО «Сумское НПО» (рис. 1). Основные конструктивные характеристики ГМТ и биметаллической трубы с БК представлены соответственно на рис. 1 и рис. 2. БК представляет собой спиральную канавку, заполненную воздухом, на наружной поверхности внутренней трубы.

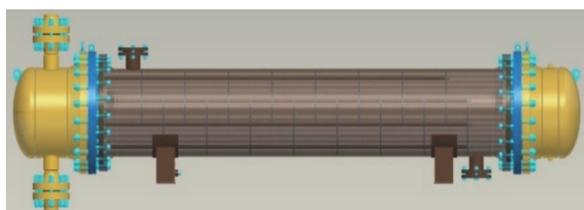


Рис. 1 – Общий вид ГМТ на базе биметаллических ребристых труб с БК

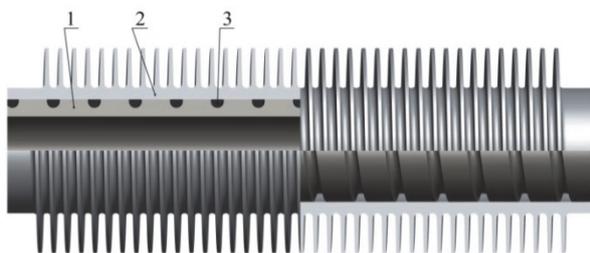


Рис. 2 – Биметаллическая ребристая труба с БК: 1 – внутренняя труба; 2 – наружная ребристая труба; 3 – спиральный БК

Таблица 1 – Характеристики опытного образца ГМТ на базе биметаллических ребристых труб с БК

Наименование параметра	Величина
<i>Тепловые характеристики</i>	
Холодный теплоноситель	природный газ
Расход газа, кг/с	0,857
Температура газа на входе, °С	15
Температура газа на выходе, °С	80
Давление газа, МПа	3,1
Горячий теплоноситель	смазочное масло ТП-22С
Расход смазочного масла, кг/с	3,06
Температура смазочного масла на входе, °С	107
Температура смазочного масла на выходе, °С	87
Давление масла, МПа	0,6
Тепловая мощность, кВт	136
<i>Геометрические характеристики</i>	
Габаритные размеры ГМТ (диаметр × длина), мм	420×3520
Тип труб	биметаллические ребристые
Материал внутренней трубы	сталь 12Х18Н10Т
Материал наружной ребристой трубы	алюминиевый сплав АД1
Коэффициент оребрения	9
Параметры внутренней трубы (диаметр × толщина), мм	18×3
Наружный диаметр ребристой трубы, мм	36
Ширина безопасного канала, мм	2,2
Высота безопасного канала, мм	1,5
Шаг безопасного канала, мм	7
Компоновка труб	шахматная
Шаг труб (поперечный × продольный), мм	86,6×25
Эффективная длина труб, мм	2500
Количество труб	44
Число ходов по трубам	2

**Испытательный стенд**

Теплотехнические испытания опытного образца кожухотрубного ГМТ на базе БРТ с БК проводились на заводском испытательном стенде. Принципиальная схема стенда и состав оборудования представлены на рис. 3.

Стенд состоит из ГМТ 6, системы горячего теплоносителя (СГТ), системы холодного теплоносителя (СХТ) и комплекта измерительных средств. В качестве горячего теплоносителя выступает трансформаторное масло подаваемое в межтрубное пространство ГМТ, а холодным теп-

лоносителем является атмосферный воздух, который поступает от специальной компрессорной установки 8 и подается в трубное пространство GMT.

СГТ для испытания GMT представляет собой замкнутый контур, в состав которого входит теплоизолированный бак 1 объемом 5 м<sup>3</sup>, заполненный трансформаторным маслом 2 Т-1500 (ГОСТ 982-80). Количество вносимого тепла в GMT регулируется числом включенных трубчатых электронагревателей ТЭН-10Z220 3 суммарной мощностью 320 кВт. Циркуляция масла в системе, обеспечивается при помощи электронасосного агрегата Х100-65-160 4 производительностью 0,028 м<sup>3</sup>/с и напором 32 м, который соединен с баком трубопроводной обвязкой. Для регулирования потока горячего теплоносителя в циркуляционном контуре предусмотрена установка регулирующего вентиля 5. Расход масла контролируется измерительной диафрагмой 7.

Система холодного теплоносителя включает в себя поршневой компрессор 4ВМ2,5-25/8 производительностью 0,42 м<sup>3</sup>/с и давлением нагнетания 0,8 МПа для подачи воздуха в GMT. Воздух, нагретый в процессе сжатия в компрессоре, поступает в кожухотрубный теплообменник 9, где его температура понижается при теплообмене с охлаждающей водой, поступающей от градирни. Расход воздуха контролируется измерительной диафрагмой 10. GMT посредством фланцевого соединения крепится к трубопроводам СГТ и СХТ. На-

гретый воздух в GMT выбрасывается в атмосферу.

Экспериментальный стенд для испытания GMT обеспечивает параметры масла на входе в GMT, выбранные с учетом тепловых режимов работы маслосистемы агрегата типа ГПА-Ц-16С, созданного на основе двигателя типа ДГ90 конструкции ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев):

- Горячий теплоноситель – трансформаторное масло Т-1500 (ГОСТ 982-80):
  - расход – 24,7 кг/с (при  $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
  - температура на входе в GMT – 40–80 °С;
  - давление на входе в GMT – 0,25 МПа.
- Холодный теплоноситель – атмосферный воздух (после компрессора):
  - расход – 0,52 кг/с (при  $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P = 0,101325\text{ МПа}$ );
  - температура на входе в GMT – 5–30 °С;
  - давление на входе в GMT – 0,8 МПа.

На стенде проводятся исследования теплопередачи, гидравлического и аэродинамического сопротивлений в GMT на базе БРТ с соблюдением критериев подобия в диапазоне:

- Рейнольдс – со стороны воздуха  $Re_v = 4 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^6$ , со стороны трансформаторного масла  $Re_m = 10^2 - 2 \cdot 10^4$ ;
- Прандтль – со стороны воздуха  $Pr_v = 0,1 - 2 \cdot 10^3$ , со стороны трансформаторного масла  $Pr_m = 0,7 - 4,4 \cdot 10^3$ .

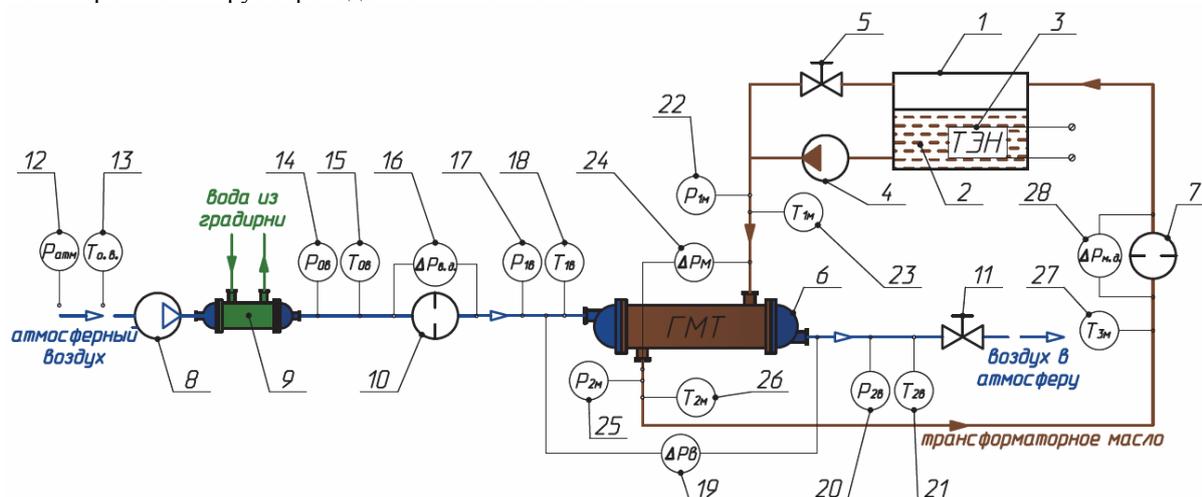


Рис. 3 – Принципиальная схема стенда по исследованию характеристик GMT:

- 1 – бак; 2 – теплоноситель (трансформаторное масло); 3 – трубчатые электронагреватели; 4 – насос; 5 – регулирующий вентиль; 6 – GMT; 7 – расходомерная диафрагма; 8 – компрессор; 9 – кожухотрубный теплообменник; 10 – расходомерная диафрагма; 11 – регулирующий вентиль; 12 – атмосферное давление воздуха; 13 – температура окружающего воздуха; 14, 15 – давление/температура воздуха перед расходомерной диафрагмой; 16 – перепад давления воздуха на расходомерной диафрагме; 17, 18 – давление/температура воздуха на входе в GMT; 19 – перепад давления воздуха на GMT; 20, 21 – давление/температура воздуха на выходе из GMT; 22, 23 – давление/температура масла на входе в GMT; 24 – перепад давления масла на выходе из GMT; 25, 26 – давление/температура масла на выходе из GMT; 27 – температура масла перед расходомерной диафрагмой; 28 – перепад давления масла на расходомерной диафрагме

**Методика обработки результатов  
теплотехнических испытаний**

Тепловой поток в ГМТ определяется по формулам:

$$Q_M = G_M C_{PM} (T_{HM} - T_{KM}), \quad (1)$$

$$Q_B = G_B C_{PB} (T_{KB} - T_{NB}), \quad (2)$$

где  $Q_M, Q_B$  – тепловой поток со стороны масла и воздуха, Вт;  $G_M, G_B$  – массовый расход масла и воздуха, кг/с;  $C_{PM}, C_{PB}$  – средние удельные массовые теплоемкости масла и воздуха, Дж/(кг·К);  $T_{HM}, T_{NB}, T_{KM}, T_{KB}$  – начальные и конечные температуры масла и воздуха, °С.

Согласно уравнению теплопередачи тепловой поток определяется по формуле:

$$Q = kF\Delta T_{лог}, \quad (3)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\Delta T_{лог}$  – средний логарифмический температурный напор, °С.

Коэффициент теплоотдачи ГМТ определяется из уравнения (3):

$$k = \frac{Q}{F\Delta T_{лог}}. \quad (4)$$

Средний логарифмический температурный напор в случае теплообмена без изменения фазового состояния сред, рассчитывают по уравнению [4]:

$$\Delta T_{лог} = \frac{\Delta T}{\ln \frac{\theta_б}{\theta_м}}, \quad (5)$$

где  $\theta_б = \theta_{ca} + 0,5\Delta T$  – наибольшая разность температур, °С;  $\theta_м = \theta_{ca} - 0,5\Delta T$  – наименьшая разность температур, °С;  $\theta_{ca} = T_{HM} - T_{NB} - \frac{\delta T_M + \delta T_B}{2}$  –

среднеарифметическая разность температур, °С;

$\Delta T = \sqrt{(\delta T_M + \delta T_B)^2 - 4X\delta T_M\delta T_B}$  – характеристическая разность температур, °С;  $X$  – индекс противоточности, учитывает схемы движения сред отличной от прототока (принимается по таблице в зависимости от схемы тока);  $\delta T_M = T_{HM} - T_{KM}$  –

разность температур между входом и выходом по маслу, °С;  $\delta T_B = T_{KB} - T_{NB}$  – разность температур между входом и выходом по воздуху, °С.

Коэффициент теплопередачи БРТ, отнесенный к полной площади поверхности оребрения  $F$  равен [5]:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_{мпр}} + \frac{d_o\phi_p}{2\lambda_{al}} \ln \left( \frac{d_o}{d_n} \right) + R_k \frac{d_o\phi_p}{d_k} + \right.$$

$$\left. + \frac{d_o\phi_p}{2\lambda_{st}} \ln \left( \frac{d_n}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{\alpha_B} \frac{d_o\phi_p}{d_{вн}} \right)^{-1}, \quad (6)$$

где  $\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи воздуха протекающего внутри труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_{мпр}$  – приведенный коэффициент теплоотдачи от масла, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\phi_p$  – коэффициент оребрения;  $d_o$  – диаметр наружной ребристой трубы у основания ребра, м;  $d_{вн}$  – внутренний диаметр внутренней трубы, м;  $d_n$  – наружный диаметр внутренней трубы, м;  $d_k$  – диаметр контакта поверхностей биметаллической трубы, м;  $R_k$  – термическое сопротивление контакта (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $\lambda_{st}, \lambda_{al}$  – теплопроводность внутренней и наружной ребристой трубы Вт/(м·К).

Обычно в расчетах принимается допущение  $d_n = d_k$ .

Термическое сопротивление контакта для БРТ с БК определяется путем совместного решения уравнений (4) и (6) относительно искомой величины, и равно:

$$R_k = \frac{d_k}{d_o\phi_p} \left( \frac{F\Delta T_{лог}}{Q} - \frac{1}{\alpha_{мпр}} - \frac{d_o\phi_p}{2\lambda_{al}} \ln \left( \frac{d_o}{d_n} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{d_o\phi_p}{2\lambda_{st}} \ln \left( \frac{d_n}{d_{вн}} \right) - \frac{1}{\alpha_B} \frac{d_o\phi_p}{d_{вн}} \right). \quad (7)$$

Величины  $\alpha_B$  и  $\alpha_{мпр}$  определяются по зависимостям, изложенным в [6] и [7] соответственно.

Контактное термическое сопротивление БРТ, в свою очередь, определяется по формуле [8]:

$$R_{к1} = R_{фк} + R_{мс}, \quad (8)$$

где  $R_{фк}$  – термическое сопротивление мест фактического контакта (металл↔металл), (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_{мс}$  – термическое сопротивление межконтактной среды (воздух), (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Согласно [5] контактное термическое сопротивление БРТ, у которых несущая труба из стали и накатные ребра из алюминия определяется по зависимости:

$$R_{к1} = 0,22 \cdot 10^{-3} + 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot (t_k - 95), \quad (9)$$

где  $t_k$  – температура в зоне мест фактического контакта [5], °С.

Область применимости формулы (9) находится в диапазоне  $t_k = 50...230$  °С, при этом погрешность определения  $R_{к1}$  составляет не более 10 %.

Применительно к конструкции БРТ с БК (рис. 2) контактное термическое сопротивление определяется сумой термического сопротивления мест фактического контакта, термического сопротивления межконтактной среды (воздуха) и тер-

мического сопротивления воздуха в БК:

$$R_k = R_{\text{фк}} + R_{\text{мс}} + R_{\text{бк}} = R_{\text{к1}} + R_{\text{бк}}, \quad (10)$$

где  $R_{\text{бк}}$  – термическое сопротивление воздуха в БК,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

Тогда из уравнения (10) получим выражение для определения термического сопротивления воздуха в БК:

$$R_{\text{бк}} = R_k - R_{\text{к1}}. \quad (11)$$

Гидродинамическое сопротивление масла (межтрубная зона) определяется разностью измеренных давлений масла на входе и выходе из ГМТ.

Гидродинамическое сопротивление воздуха (трубная зона) определяется разностью измеренных давлений воздуха на входе и выходе из ГМТ.

Теплофизические свойства теплоносителей определяются в соответствии с [9, 10].

Погрешности эксперимента определяются в соответствии с рекомендациями, изложенными в [11–13].

### Результаты испытаний

По данным результатов теплотехнических испытаний опытного образца ГМТ полученные зависимости влияния среднего логарифмического температурного напора на величину теплового потока, передаваемого от горячего теплоносителя (трансформаторного масла) к холодному (воздуху) (рис. 4). Получены величины термического сопротивления контакта и термического сопротивления воздуха БК для конструкции БРТ с БК (рис. 5). Определены потери давления в трубном (рис. 6) и межтрубном (рис. 7) пространстве опытного образца ГМТ в диапазоне расходов теплоносителей, воздуха и трансформаторного масла, соответственно. По каждой из указанных зависимостей получено девять экспериментальных точек, при этом на рис. 4–7 точками нанесены экспериментальные характеристики ГМТ, а сплошной линией обозначена линия тренда, показывающая тенденцию изменения характеристик ГМТ.

При проведении теплотехнических испытаний диапазон тепловых потоков в опытном образце ГМТ составил: для трансформаторного масла –  $Q_M = 6,54–22,22$  кВт; для воздуха –  $Q_B = 5,56–19,97$  кВт. При этом величина среднего логарифмического температурного напора находилась в пределах  $\Delta T_{\text{лог}} = 12,1–37,5$  °С. Отклонение теплового потока горячего теплоносителя от теплового потока холодного теплоносителя не превышало 15%. Температуры горячего и холодного теплоносителей на входе в ГМТ составляли: трансформаторное масло –  $T_{\text{нм}} = 37,5–81,0$  °С, воздух –  $T_{\text{нв}} = 10,3–15,7$  °С. Температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе из ГМТ составляли: трансформаторное масло –  $T_{\text{км}} = 35,59–79,5$  °С; воздух –  $T_{\text{кв}} = 31,3–62,9$  °С.

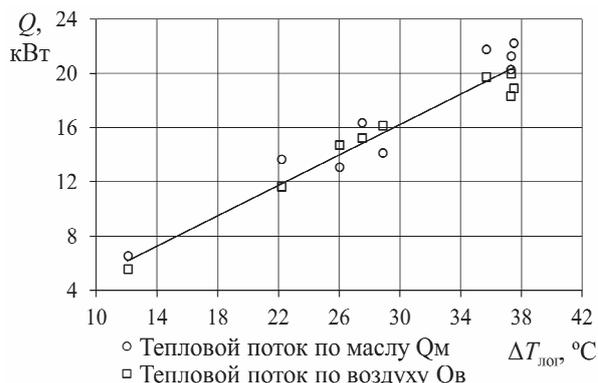


Рис. 4 – Зависимость теплового потока от среднего логарифмического температурного напора

Величина термического сопротивления воздуха БК для данной конструкции БРТ с БК и при данных режимах эксплуатации находится в пределах  $R_{\text{бк}} = 0,00572–0,00671$   $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ . Контактное термическое сопротивление БРТ с БК составило  $R_k = 0,00594–0,00693$   $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ . Таким образом величина термического сопротивления воздуха БК составляет более 95% от общего термического сопротивления контакта БРТ с БК (рис. 5).

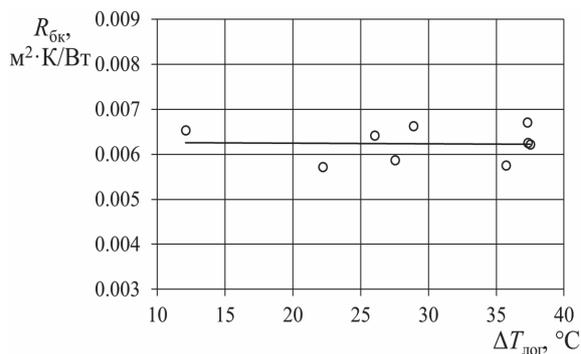


Рис. 5 – График зависимости термического сопротивления воздуха БК от среднего логарифмического температурного напора

Потери давления воздуха в трубном пространстве ГМТ находились в пределах  $\Delta P_B = 13,8–35,1$  кПа, при изменении расхода воздуха  $G_B = 0,33–0,396$  кг/с (рис. 6).

Потери давления масла в межтрубном пространстве ГМТ составили  $\Delta P_M = 0,502–2,724$  кПа, при изменении расхода масла  $G_M = 2,451–7,389$  кг/с (рис. 7).

Относительные погрешности косвенных величин полученных по результатам теплотехнических испытаний опытного образца ГМТ на базе БРТ с БК составили: тепловой поток по воздуху –  $\delta Q_B = 2–3$  %; тепловой поток по маслу –  $\delta Q_M = 7–16$  %; расход воздуха –  $\delta G_B = 1–2$  %; расход трансформаторного масла –  $\delta G_M = 1–2$  %; потери давления воздуха –  $\delta(\Delta P_B) = 1–2$  %; потери давления трансформаторного масла –  $\delta(\Delta P_M) = 1–3$  %; термическое сопротивление контакта –  $\delta R_k = 10–20$  %.

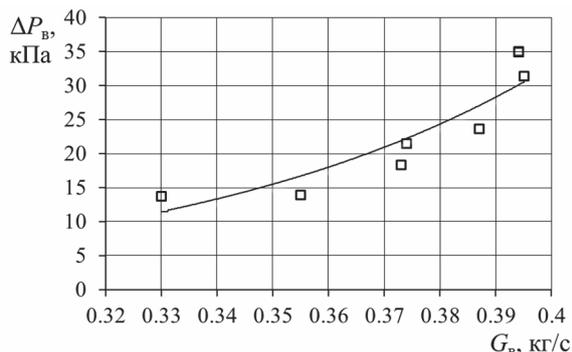


Рис. 6 – Графік залежності втрат тиску повітря від витрати повітря

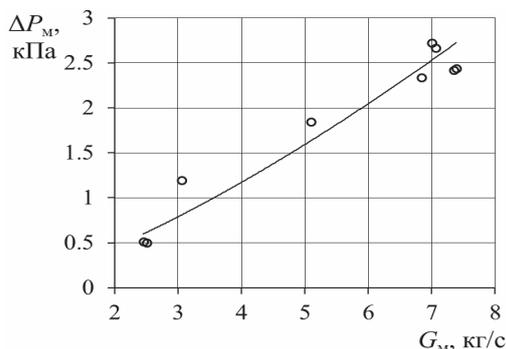


Рис. 7 – Графік залежності втрат тиску масла від витрати масла

**Выводы**

По результатам теплотехнических испытаний опытного образца ГМТ на базе БРТ с БК можно сделать следующие выводы:

1 Специально созданный стенд в составе научно-испытательного комплекса ПАО «Сумское НПО» позволяет проводить и обеспечивает необходимые режимы испытания кожухотрубного ГМТ.

2 Кожухотрубный ГМТ на базе БРТ с БК справляется со своей основной задачей – подогревом холодного теплоносителя, протекающего по трубному пространству аппарата. Это подтверждает величина подогрева воздуха в ГМТ от его начальной температуры (температуры входа в ГМТ), которая при испытаниях составила от 16 °C до 52 °C.

3 Теплотехнические испытания позволили уточнить математическую модель и соответствующую ей программу расчета процесса теплопередачи в ГМТ на базе БРТ с БК путем введения постоянного значения термического сопротивления воздуха БК в форм. (10)  $R_{\text{БК}} = 0,00624 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ . Указанное значение является среднеарифметическим значением  $R_{\text{БК}}$  по проведенным косвенным вычислениям из форм. (11) и не выходит за диапазон погрешности данной величины для каждого вычисления.

**Список литературы**

- 1 **Triesch, F.** Rekuperative Brennstoffvorwärmung – Erhöhte Wirtschaftlichkeit von Gasturbinen // *BWK. Das Energie-Fachmagazin*. – 2001. – vol. 53. – no. 10. – P. 60–62.
- 2 **Бодунов, Д. П.** Безопасное решение теплообмена для систем предварительного подогрева топлива на тепловых и электрических станциях / **Д. П. Бодунов** ; ООО «ГЕА Машимпэкс» // *Газотурбинные технологии*. – 2013. – № 6. – С. 18–19. – ISSN 2311-2646.
- 3 **Борисов, Н. А.** Газомазляный утилизационный теплообменник в системе смазки газотурбинного двигателя / **Н. А. Борисов, В. В. Мирошниченко, В. М. Арсеньев, О. Г. Голубков** // *Холодильна техніка та технологія*. – 2016. – Т. 52, Вип. 2. – С. 40–45. – ISSN 0453-8307.
- 4 **Рабинович, Г. Г.** Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки : справ. / **Г. Г. Рабинович, П. М. Рябых, П. А. Хохрянков** и др. ; Под. ред. Е. Н. Судакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Химия, 1979. – 568 с.
- 5 **Бессонный, А. Н.** Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения : справ. / **А. Н. Бессонный, Г. А. Дрейцер, В. Б. Кунтыш**, и др. ; Под. общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – Санкт-Петербург : Недра, 1996. – 512 с.
- 6 **Исаченко, В. П.** Теплопередача : учеб. для вузов / **В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел**. – 4-е изд., прераб. и доп. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 416 с.
- 7 **Зинявичус, Ф. В.** Теплоотдача и сопротивление оребренных труб в потоке вязкой жидкости : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.05. / **Зинявичус Феликсас Вацлович**. – Каунас, 1984 – 210 с.
- 8 **Шлыков, Ю. П.** Контактное термическое сопротивление / **Ю. П. Шлыков, Ю. Э. Ганин, С. Н. Царевский**. – Москва : Энергия, 1977. – 328 с.
- 9 **Варгафтик, Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – Москва : Наука, 1972. – 720 с.
- 10 **Андреев, В. А.** Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. – Ленинград : Энергия, 1971. – 152 с.
- 11 **Кассандрова, О. Н.** Обработка результатов измерений / **О. Н. Кассандрова, В. В. Лебедев** – Москва : Наука, 1970. – 104 с.
- 12 **Новицкий, П. В.** Оценка погрешностей результатов измерений / **П. В. Новицкий, И. А. Зограф** – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1991. – 304 с.
- 13 **Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами: РД 50-213-80.** – Москва : Издательство стандартов, 1982. – 320 с.

**Bibliography (transliterated)**

- 1 **Triesch, F.** (2001), "Rekuperative Brennstoffvorwärmung – Erhöhte Wirtschaftlichkeit von Gasturbinen", *BWK. Das Energie-Fachmagazin*, Vol. 53, No. 10, pp. 60–62.
- 2 **Bodynov, D.** (2013), "Bezopasnoe reshenie teplotobmena dlya sistem predvaritelnogo podogreva topliva na teplovih i elektricheskikh stanciyah", ООО «ГЕА Машимпэкс». *Gazotyrbinnye tehnologii*, No. 6, pp. 18–19, ISSN 2311-2646.
- 3 **Borisov, N., Miroshnichenko V., Arsenov V. and**

- Golybkov, O.** (2016), "Gazomaslyanii ytilizacionnii teploobmennik v sisteme smazki gazotyrbinnogo dvigate-lya", *Holodilna tehnika ta tehnologiya*, Vol. 52, No. 2, pp. 40–45, ISSN 0453-8307.
- 4 **Rabinovich, G., Ryabih, P., Hohryankov, P.** et al. (1979), *Rascheti osnovnykh processov i apparatov neftepererabotki*, Spravochnik, in Sydakova, E. N. (Ed.), Himiya, 3-d ed., rev. and enl., Moscow, Russian.
  - 5 **Bessonni, A., Dreicer, G., Kyntish, V.** et al. (1996), *Osnovi rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozduyshnogo ohlajdeniya*, Spravochnik, in Kyntish, V. B. and Bessonni, A. N. (Ed.), Nedra, St. Petersburg, Russian.
  - 6 **Isachenko, V., Osipova, A. and Sykomel, A.** (1981), *Teploperedacha*, Energoizdat, 4-th ed., rev. and enl., Moscow, Russian.
  - 7 **Zinyavichus, F.** (1984), *Teplootdacha i soprotivlenie orebrennih tryb v potoke vyazkoi jidkosti*, Ph. D. thesis, Kaunas, Lithuania.
  - 8 **Shlikov, U., Ganin, U. and Carevskii, S.** (1977), *Kontaktное termicheskoe soprotivlenie*, Energiya, Moscow, Russian.
  - 9 **Vargaftik, N.** (1972), *Spravochnik po teplofizicheskim svoistvam gazov i jidkosti*, Nayka, Moscow, Russian.
  - 10 **Andreev, V.** (1971), *Teploobmennye apparaty dlya vyazkih jidkosti*, Energiya, Leningrad, Russian.
  - 11 **Kassandrova, O. and Lebedev, V.** (1970), *Obrabotka rezul'tatov izmerenii*, Nayka, Moscow, Russian.
  - 12 **Novickii, P. and Zograf, I.** (1991), *Ocenka pogreshnosti rezul'tatov izmerenii*, Energoatomizdat, 2-d ed., rev. and enl., Leningrad, Russian.
  - 13 (1982), *Pravila izmereniya rashoda gazov i jidkosti standartnimi syjaushimi ystroistvami, RD 50-213-80*, Izdatel'stvo standartov, Moscow, Russian.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Борисов Николай Анатольевич** – младший научный сотрудник, ПАО «Сумское НПО»; г. Сумы, Украина; e-mail: borisov.nikolai.85@yandex.ua.

**Borisov Nikolai** – Junior Researcher, PJSC "Sumy NPO", Sumy, Ukraine.

**Голубков Олег Григорьевич** – старший научный сотрудник, ПАО «Сумское НПО»; г. Сумы, Украина; e-mail: golubkov\_o@frunze.com.ua.

**Golubkov Oleg** – Senior Researcher, PJSC "Sumy NPO", Sumy, Ukraine.

**Середа Роман Николаевич** – начальник отдела теплообменного оборудования, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: sereda\_r@frunze.com.ua.

**Sereda Roman** – Head of department of heat-exchange equipment, PJSC «Sumy NPO», Sumy, Ukraine.

**Удод Михаил Николаевич** – ведущий инженер, ПАО «Сумское НПО»; г. Сумы, Украина.

**Udod Michael** – Senior Engineer, PJSC "Sumy NPO", Sumy, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Борисов, Н. А.** Результаты теплотехнических испытаний кожухотрубного газомасляного теплообменного аппарата на стенде научно-испытательного комплекса ПАО «Сумское НПО» / **Н. А. Борисов, О. Г. Голубков, Р. Н. Середа, М. М. Удод** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 57–63. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.09.

*Please cite this article as:*

**Borisov, N., Golubkov, O., Sereda, R. and Udod, M.** (2017), "Heat Engineering Test Data Obtained for the Shell-&-Tube Gas-Oil Heat Exchanger Using the Scientific Test System of the PJSC "Sumy Scientific and Industrial Association", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 57–63, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.09.

*Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:*

**Борисов, М. А.** Результаты теплотехнических испытаний кожухотрубного газомасляного теплообменного аппарата на стенде научно-испытательного комплекса ПАТ «Сумське НВО» / **М. А. Борисов, О. Г. Голубков, Р. М. Середа, М. М. Удод** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 57–63. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.09.

**АНОТАЦІЯ** Представлена конструкція газомасляного теплообмінного апарату на базі біметалевих оребрених труб з безпечним каналом і конструкція стенду для проведення теплотехнічних випробувань, а також описана методика обробки результатів випробувань. Теплотехнічні випробування проведені на стенді ПАТ «Сумське НВО». Наведено залежності впливу середнього логарифмічного температурного напору на величину теплового потоку в кожухотрубному газомасляному теплообмінному апараті, що передається від гарячого теплоносія до холодного, залежності втрат тиску в трубному та міжтрубному просторі апарату в діапазоні витрат теплоносіїв; наведені значення контактної термічної опору і термічної опору повітря безпечного каналу для конструкції біметалевих оребрених труб, використаних в газомасляному теплообмінному апараті.

**Ключові слова:** теплотехнічні випробування, газомасляний теплообмінний апарат, біметалева оребрена труба, безпечний канал, термічний опір.

Поступила (received) 28.02.2017

**А. В. БАРАНИЮК, В. А. РОГАЧОВ, А. М. ТЕРЕХ, А. И. РУДЕНКО**

### **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА И АЭРОДИНАМИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПЛАСТИНЧАТО-РАЗРЕЗНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ**

**АННОТАЦИЯ** Представлены результаты CFD-моделирования теплообмена и аэродинамического сопротивления пластинчато-ребристых поверхностей с разрезными ребрами в условиях вынужденной конвекции. Получены данные численного расчета средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления теплоотводящих поверхностей. Доказано, что разрезка повышает интенсивность теплообмена в 1,16–1,25 раза при одновременном росте аэродинамического сопротивления в 1,25–1,35 раза по сравнению с пластинчато-ребристой поверхностью без разрезки. Показана приемлемая сходимость результатов опытных и численных исследований.

**Ключевые слова:** численное моделирование, вынужденная конвекция, теплообмен, аэродинамическое сопротивление пластинчато-ребристая поверхность, разрезка ребра.

**A. BARANYUK, V. ROGACHOV, A. TEREKH, A. RUDENKO**

### **NUMERICAL SIMULATION OF THE CONVECTIVE HEAT EXCHANGE AND AERODYNAMICS OF THE SURFACES WITH THE LAMELLAR-SPLIT RIBBING**

**ABSTRACT** Providing optimal modes for the cooling of the elements of radio-electronic equipment (REE), personal computers (PC) and other heat-stressed elements of electronic equipment is a vital problem the solution of which will provide their reliable functioning. Different methods are used for the solution of this problem, but the method of forced air cooling still remains to be the simplest, cheapest and easy-to-use. To increase the air cooling efficiency of the elements of REE and PC we use at the present time extended heat removal surfaces in the form of a flat base with plate ribs and needle-pin ribs fixed to it that increasingly fail to meet the requirements of a maximum heat removal and temperature drop on the heat-stressed element. Therefore, the researchers and the designers have to solve an important problem to increase the thermal efficiency of heat exchange of such small-size surfaces. This scientific paper describes the method of the intensification of heat emission due to the partial splitting of lamellar ribs along their height. This would allow us to create conditions for the initiation of separation of the boundary layer on the flat surface of the ribs, decrease the layer thickness and turbulize the flow passing over the ribbed surface. The research was done using the CFD models of lamellar-ribbed surfaces with split ribs to provide the forced convection. The numerical computation data of the average heat emission and aerodynamic resistance have been obtained.

**Key words:** numerical simulation, forced convection, heat exchange, aerodynamic resistance, lamellar-ribbed surface and the rib splitting.

#### **Введение**

В современных условиях повышения плотности компоновки элементов радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) и персональных компьютеров (ПК), увеличения их миниатюризации и степени интеграции, применяемых в них элементов, вопросы обеспечения оптимальных тепловых режимов изделий электронной техники с помощью систем охлаждения, а также методы их расчетов приобретают особую актуальность. Например, вследствие роста производительности и быстродействия ПК, уровень тепловых нагрузок на автономные элементы может достигать (100...150 Вт). Если 10-ть лет назад для обеспечения комфортного режима работы вычислительной техники достаточно было пассивных радиаторов, то сегодня требуются уже полноценные охлаждающие устройства с крупногабаритным радиатором и мощным вентилятором [1]. При этом необходимо отметить, что для решения этой проблемы уже разработаны системы с жидкостным или испарительным охлаждением [2, 3], но большинство пользователей отдает предпочтение самому простому, дешевому и удобному в эксплуатации воздушному охлаждению.

Современное теплоотводящее устройство работает в условиях ограниченности пространства, непосредственно у процессора и отводит от высокотемпературной площадки достаточно большой тепловой поток, порядка 10 Вт/см<sup>2</sup> и выше. Для решения этой задачи часто используют тепловые трубы, отводящие теплоту от теплонагруженного элемента, однако, остается проблема эффективного охлаждения зоны конденсации такой тепловой трубы. Большинство производителей комплектуют теплонагруженные элементы достаточно громоздкими радиаторами, имеющими, во многих случаях, малоэффективную поверхность теплообмена.

Одним из перспективных способов интенсификации теплообмена, за счет изменения конструкции теплоотводящего ребра радиатора, является создание на нем зон отрыва, дополнительного вихреобразования в пристенном слое, образование на ребре нескольких начальных участков и связанных с ними уменьшения толщины пограничного слоя и, как следствие, турбулизации в целом воздушного потока, омывающего ребристую поверхность и увеличение интенсивности теплообмена. Указанные условия могут возникать на ребре, например, в результате его гофрировки, перфориро-

© А. В. Баранюк, В. А. Рогачов, А. М. Терех, А. И. Руденко, 2017

вания [3–5], разрежки на короткие участки [6–10].

В литературе довольно широко освещены вопросы влияния изменения формы ребер на теплоаэродинамические характеристики теплоотводящих поверхностей. Например, по данным работ [3–9], разрезка вершин кольцевых ребер трубы позволяет увеличить интенсивность теплоотдачи на (12–36) %, однако, при этом наблюдается опережающий рост аэродинамического сопротивления по сравнению с ростом интенсивности теплообмена, что в целом заметно снижает суммарную теплоаэродинамическую эффективность всей поверхности.

Работы, посвященные экспериментальному исследованию теплоаэродинамических характеристик поверхностей с пластинчато-разрезным оребрением, позволили показать влияние разрезки ребер на процессы теплообмена и аэродинамики [1–5].

Смоделировать и описать физические процессы, происходящие на поверхности с пластинчато-разрезным оребрением можно современными численными методами, не прибегая к дорогостоящему и сложному физическому эксперименту.

### Цель работы

Цель работы – разработать численную модель теплообмена и аэродинамики теплоотводящей поверхности в виде плоского основания с пластинчато-разрезными ребрами в условиях омывания ее воздушным потоком. Провести верификацию численной модели с экспериментальными данными.

### Постановка задачи

Изучить, проанализировать и систематизировать данные модели. К ним относятся: температурные поля на основании и ребрах поверхности, детальные картины течения в пристеночном слое у корня ребра, в местах разрезки у вершин ребер. Используя численную модель, определить уровень интенсивности теплообмена и аэродинамическое сопротивление при условиях вынужденной конвекции в диапазонах чисел  $Re = (2–11) \cdot 10^3$  и тепловых нагрузок  $Q = 50 \dots 150$  Вт. Установить влияние относительной глубины разрезки ребра  $h_p/h$  на интенсивность теплообмена и аэродинамическое сопротивление и определить оптимальное значение  $h_p/h$ .

Исследуемая поверхность состоит из плоского медного основания размерами  $L \times L = 70 \times 70$  мм толщиной 2,5 мм, к которому припаяны пластинчатые ребра высотой  $h = 35$  мм с шагом  $t = 6,9$  мм, разрезанные у их вершин на «лепестки» прямоугольной формы. Глубина разрезки изменялась в пределах  $h_p/h = 0,4 \dots 0,8$ . Ширина разрезки  $u$  равна толщине ребра  $\delta = 1,4$  мм. Шири-

на «лепестков» ребер  $b$  составляла 5,7 мм [9].

На рис. 1 показана расчетная область теплоотводящей поверхности, размещенной в канале аэродинамической трубы сечением  $58 \times 85$  мм. Тонкими осевыми линиями выделен исследуемый элемент поверхности, стрелками показано направление воздушного потока и подводимый к основанию тепловой поток.

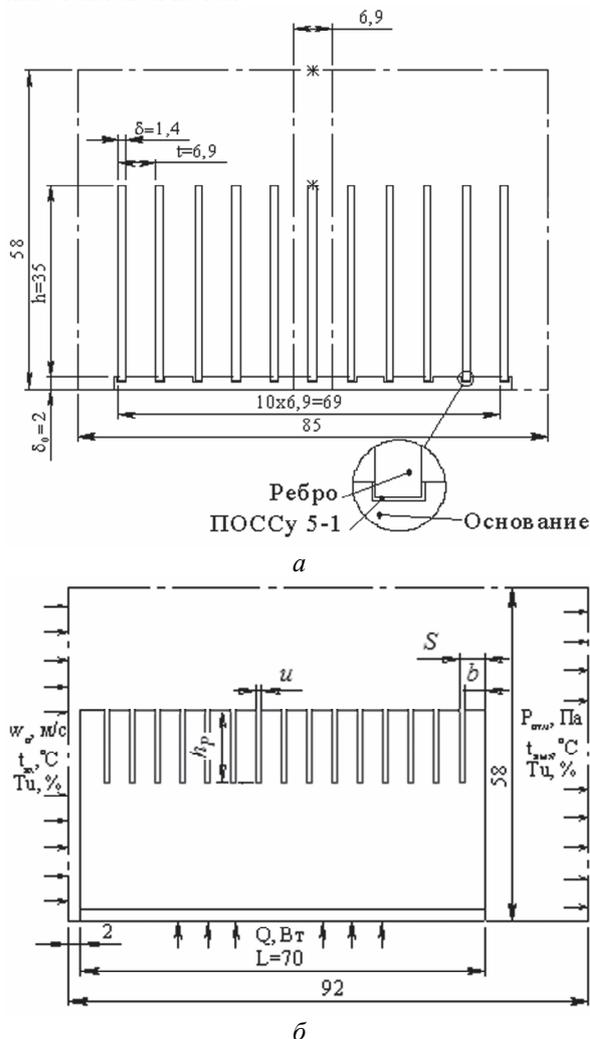


Рис. 1 – Исследуемая поверхность и расчетная область:  
а – фронтальный вид; б – вид сбоку

Ввиду симметричности картины течения в поперечном сечении межреберных каналов область течения около выделенного ребра ограничивалась двумя плоскостями, находящимися на расстоянии полушага от оси ребра, а также поверхностями основания ребра (снизу) и стенки аэродинамической трубы (сверху). Взаимное влияние пограничных слоев, развивающихся на поверхностях ребер, образующих полуоткрытый канал, учитывалось симметричными граничными условиями [8].

Модель течения основывалась на построении геометрической модели расчетной области и

дискретизации ее в соответствии с представлениями о влиянии характеристики сетки конечных элементов на устойчивость и сходимость решения, задании граничных условий. Расчетная область покрывалась неравномерной, со сгущением к стенкам основания и ребер прямоугольной сеткой. Минимальный и максимальный шаги при этом составляли  $5 \cdot 10^{-5}$  и  $1 \cdot 10^{-4}$  м. В продольном направлении расчетная сетка состоит из двух декартовых сеток: равномерной густой с минимальным

шагом  $5 \cdot 10^{-5}$  м, расположенной вблизи передней кромки ребра, и неравномерной со сгущением в окрестности торцов ребра.

При моделировании «каверны», образованной разрезкой ребер, использовалась неравномерная декартовая сетка, сгущающаяся в продольном направлении к стенкам «каверны». В поперечном – она разбивалась на равномерные интервалы шагом  $1 \cdot 10^{-4}$  м. Трехмерная расчетная сетка для разрезного ребра с  $h_p/h = 0,6$  представлена рис. 2.

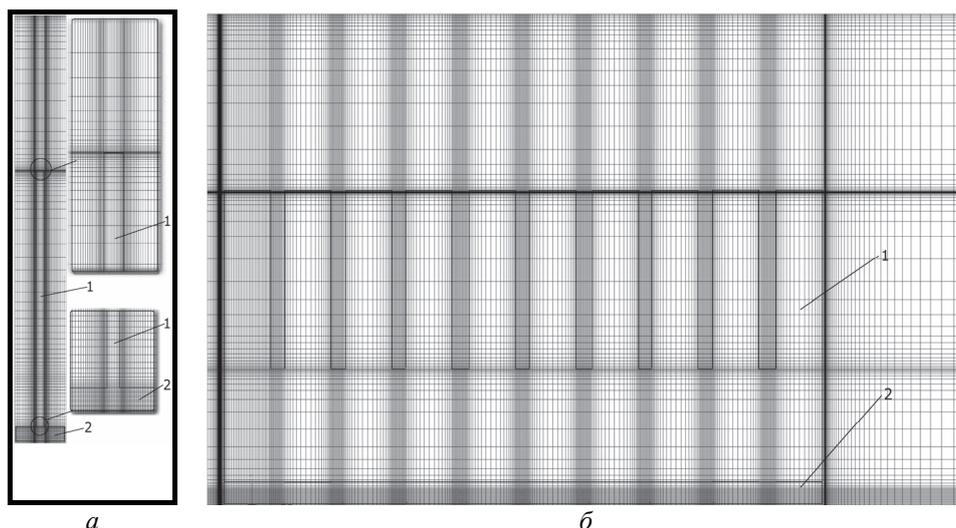


Рис. 2 – Расчетная сетка: а – вид спереди; б – вид сбоку; 1 – разрезное ребро при  $h_p/h = 0,6$ ; 2 – основание

Выбранный алгоритм решения основывался на неявном конечно-объемном методе решения уравнений Навье-Стокса, замкнутых с помощью модели турбулентности Ментера, так как именно эта модель, является наиболее приемлемой для расчета отрывных течений [6, 7]. Инициализация решения проведена в абсолютной системе координат по условиям входа в канал.

Теплофизические свойства воздуха задавались в виде полиномиальных функций температуры. Модель учитывала наличие прослойки оловянно-свинцового припоя типа ПОССу 5-1, посредством которого ребра были припаяны к основанию. Теплофизические свойства твердых тел задавались постоянными. За определяющий размер принимался эквивалентный диаметр  $d_s$  проходного сечения канала.

Граничные условия формировались следующим образом:

- на входе в канал задавалась температура  $t_{вх}$ , полное давление воздушного потока  $p_0$

$$p_0 = p_s + \frac{1}{2} \rho |w_n|^2, \quad (1)$$

где  $p_s$  – статическое давление;  $w_n$  – скорость набегающего воздушного потока;

- интенсивность турбулентных пульсаций

$\sqrt{w'^2}/w = 4\%$  характерная, для аэродинамической трубы в которой проведены исследования [9, 10];

- на выходе из канала – так называемые, «мягкие» граничные условия (условие продолжения решения) [8].

При задании тепловых граничных условий учитывалась плотность теплового потока, подводимая к основанию ребер

$$q = \frac{Q - Q_n}{zL}, \quad (2)$$

где  $Q$  – тепловой поток, подводимый к основанию модели;  $Q_n$  – потери;  $z$  – количество ребер модели;  $t$  – шаг между ребрами;  $L$  – длина основания.

Средний коэффициент конвективной теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Q}{\Delta t_n F_n}, \quad (3)$$

где  $F_n$  – полная площадь теплоотдающей поверхности,  $\Delta t_n = t - t_{нв}$  – среднеповерхностный температурный напор по отношению к омывающему потоку;  $t_{нв}$  – средняя температура потока воздуха омывающего поверхность, определяемая балансовым методом

$$t_{пв} = t_{в} + \frac{Q}{2Gc_p}, \quad (4)$$

где  $t_{в}$  – температура воздуха на входе;  $Q$  – количество подводимой к поверхности теплоты;  $G$  – расход воздуха в рабочем участке;  $c_p$  – теплоемкость воздуха.

Среднеповерхностная температура оценивалась путем осреднения значений температур, рассчитанных в центре каждой ячейки расчетной области.

Приведенный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{пр} = \frac{Q}{(\bar{t}_{осн} - t_{п})F_{п}}, \quad (5)$$

где  $\bar{t}_{осн}$  – температура основания поверхности.

Аэродинамическое сопротивление поверхности определялось по разности абсолютных давлений  $\Delta P$  между входом и выходом потока из моделируемого рабочего участка (рис. 1б). По значениям  $\Delta P$  и фиксированной скорости набегающего потока рассчитывались числа Эйлера.

### Результаты исследований и их анализ

Результат визуализации температурных полей основания и ребер с  $h_p/h = 0,6$  представлен на рис. 3. На рисунке нанесены местоположение термопар (№ 1...9) и значения температур, полученные в эксперименте [9] (обозначение черным цветом) и расчетные значения в тех координатах, полученные при численном моделировании (обозначение красным цветом).

На рис. 4 приведен результат верификации экспериментальных и численных данных в виде графиков зависимости средних температур основания и ребер при  $h_p/h = 0,6$  и  $h_p/h = 0$  для скорости набегающего потока  $w_n = 4,4$  м/с и различных тепловых нагрузках.

Средние температуры для всей теплоотдающей поверхности ( $t_{ср.пов} \sim 31...45$  °С) и основания ( $t_{осн} \sim 36...51$  °С) минимальны при  $h_p/h = 0,6$ . Отклонение опытных и расчетных значений температур находятся в пределах 2–7 % для разных  $Q$ .

Распределение температуры на неразрезной части поверхности ребра носит следующий характер:

- в области контакта основания и ребра, изотермы имеют некоторый излом, вследствие наличия между медным основанием и медным ребром прослойки тугоплавкого припоя с существенно более низкой теплопроводностью.

- на поверхности неразрезного ребра наблюдается однородное распределение температуры. Однако, по мере удаления от основания ребра температура монотонно уменьшается, как по длине, так и по высоте ребра. Темп уменьшения температуры зависит от скорости омывания и количества теплоты, подведенной к основанию ребра.

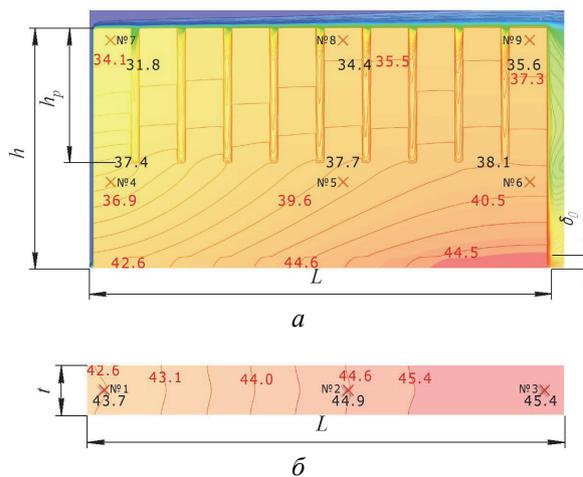


Рис. 3 – Температурное поле поверхности с  $h_p/h = 0,6$  при  $w_n = 4,4$  м/с,  $t_{вх} = 19$  °С и  $Q = 90$  Вт: а – распределение температур на поверхности ребра; б – распределение температур на поверхности основания

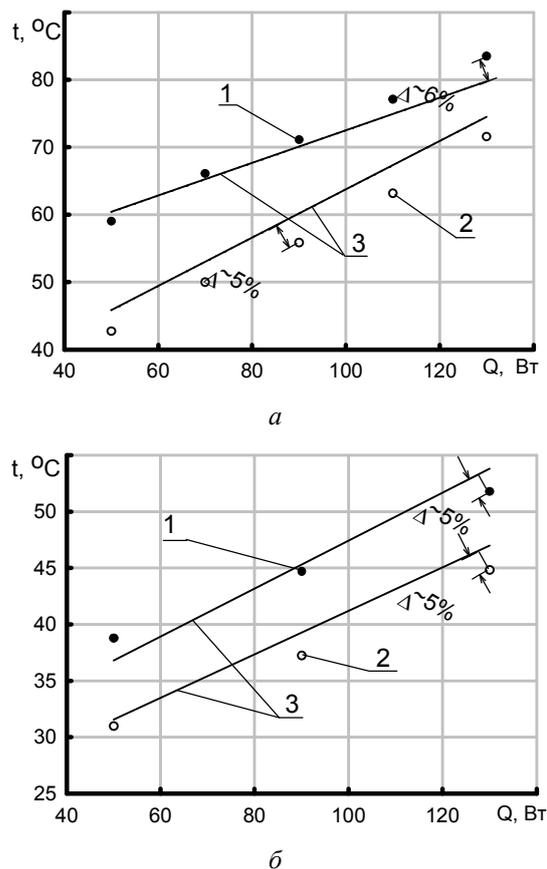


Рис. 4 – Зависимость средней температуры поверхности и основания от тепловой нагрузки при  $w_n = 4,4$  м/с,  $t_{вх} = 19$  °С: а – при  $h_p/h = 0$ ; б –  $h_p/h = 0,6$ ; 1 –  $t_{осн}$ ; 2 –  $t_{ср.пов}$ ; 3 – расчет

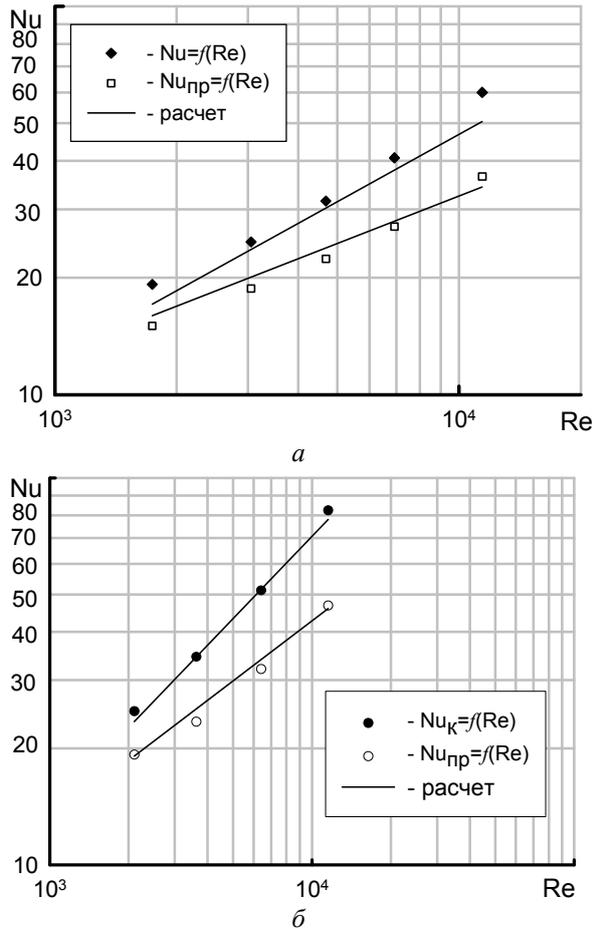


Рис. 5 – Верификация численной модели ребра без разрезки: а – при  $h_p/h = 0$ ; б – при  $h_p/h = 0,6$ .

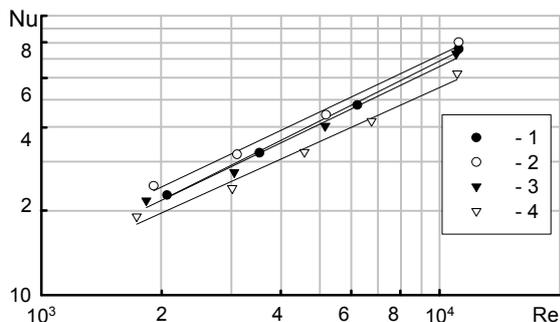


Рис. 6 – Результаты исследования теплообмена поверхностей с пластинчато-разрезным оребрением: 1 –  $h_p/h = 0,4$ ; 2 –  $h_p/h = 0,6$ ; 3 –  $h_p/h = 0,8$ ; 4 –  $h_p/h = 0$

По сравнению с неразрезным ребром температурное поле разрезного ребра (рис. 4б) имеет ряд особенностей. Характер распределения температур по толщине основания на неразрезной части ребра качественно сохранился таким же, как и на неразрезном ребре. Анализ же температурных полей на разрезных частях ребер свидетельствует о том, что:

- температурное поле каждого «лепестка» однородно, изменение температуры происходит

только по его высоте;

- разрезка ребра на «лепестки» создает условия для развития более тонкого пограничного слоя на каждом отдельном «лепестке»;

- увеличение глубины разрезки до  $h_p/h = 0,6$  позволяет уменьшить температуру ребра, а дальнейшее ее увеличение приводит к ухудшению процесса теплоотвода.

Верификация данных численной модели по средним числам Нуссельта конвективного Nu и приведенного  $Nu_{\text{пр}}$  для неразрезных и разрезных ребер представлена на рис. 5.

Сравнительный анализ расчетных и опытных данных показал наличие максимума интенсивности теплообмена для поверхности с  $h_p/h = 0,6$ . Сравнение данных на рис. 5 показывает расхождение между опытными и расчетными значениями в пределах 2–10 %.

На рис. 6 приведены данные по влиянию параметра  $h_p/h$  на конвективный теплообмен исследуемых поверхностей. Точками на графиках обозначены экспериментальные данные, а линиями – расчетные.

Из рис. 6 следует, что разрезка ребер повышает интенсивность теплообмена во всем диапазоне изменения чисел Рейнольдса. Наибольшей интенсивностью теплообмена обладает поверхность с  $h_p/h = 0,6$ , а наименьшей с  $h_p/h = 0$ , т.е. поверхность со сплошными пластинчатыми ребрами без разрезки.

На рис. 7 представлены данные по исследованию аэродинамического сопротивления поверхностей с пластинчато-разрезным оребрением и влиянию на него относительной глубины разрезки  $h_p/h$ .

Рис. 7 свидетельствует о том, что численная модель в среднем на 12–17 % завышает данные по аэродинамическому сопротивлению. Анализ результатов показывает, что увеличение глубины разрезки приводит к росту сопротивления на 12 % при  $h_p/h = 0,4$  и на 32 % при  $h_p/h = 0,8$ .

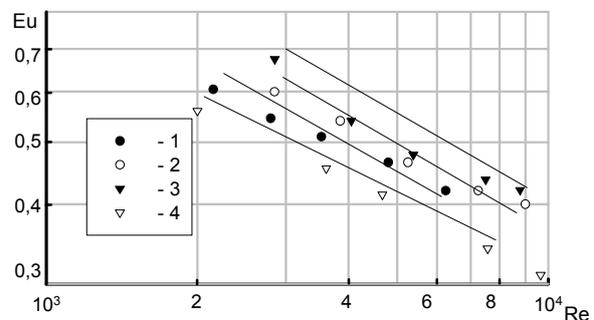


Рис. 7 – Результаты исследования теплообмена поверхностей с пластинчато-разрезным оребрением: 1 –  $h_p/h = 0,4$ ; 2 –  $h_p/h = 0,6$ ; 3 –  $h_p/h = 0,8$ ; 4 –  $h_p/h = 0$

## Выводы

Численные исследования теплоаэродинамических характеристик поверхностей с пластинчато-разрезным оребрением показали, что:

- в условиях вынужденной конвекции пластинчато-ребристых поверхностей в диапазонах чисел  $Re = (2-11) \cdot 10^3$  и относительной глубины разрезки ребер  $h_p/h = 0,4-0,8$ , разрезка повышает интенсивность теплообмена в 1,16–1,25 раза и аэродинамическое сопротивление в 1,25–1,35 раза по сравнению с пластинчато-ребристой поверхностью без разрезки;

- наибольшая интенсификация теплообмена достигается при относительной глубине разрезки пластинчатого ребра  $h_p/h = 0,6$ ;

- пайка ребер к основанию увеличивает контактное термическое сопротивление между ними, а следовательно приводит к уменьшению эффективности теплосброса оребренной поверхности в целом, поэтому целесообразно использовать такие технологии, которые обеспечивают идеальный контакт, например, изготовление поверхности с помощью экструзии.

## Список літератури

- 1 **Чернышев, А. А.** Обеспечение тепловых режимов изделий электронной техники / **А. А. Чернышев.** – Москва : Энергия, 1989. – 216 с.
- 2 **Пархоменко, Г. А.** Водные процедуры. Достоинство и недостатки водяных систем охлаждения / **Г. А. Пархоменко** // Мой компьютер. – 2004. – № 9. – С. 17–19.
- 3 **Мигай, В. К.** Теплообмен в поперечно-обтекаемых пучках труб с оребрением лепесткового типа / **В. К. Мигай, П. Г. Быстров, В. В. Федотов** // Тяжелое машиностроение. – 1992. – № 7. – С. 8–10.
- 4 **Eckels, P. W.** Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Finned Tube Bundles / **P. W. Eckels, T. J. Rabas** // *Journ. of Heat Transfer.* – 1985. – Vol. 107. – P. 205–213.
- 5 **Таранян, И. Г.** Исследование влияния параметров оребрения на теплоотдачу и сопротивление шахматных пучков труб с поперечными гладкими и интегральными ребрами / **И. Г. Таранян, Ф. М. Иохведов, В. Б. Кунтыш** // Теплофизика высоких температур. – 1972. – Т. 10, №5. – С. 1049–1054.
- 6 **Sparrow, E. M.** Crossflow Heat Transfer for Tubes with Periodically Interrupted Annular Fins / **E. M. Sparrow, T. A. Myrum** // *Int. Jour. of Heat and Mass Transfer.* – 1985. – Vol. 28, No. 2. – P. 509–512.
- 7 **Кунтыш, Б. В.** Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / **Б. В. Кунтыш, А. Н. Бессонный.** – Санкт-Петербург : Недра, 1996. – 508 с.
- 8 **Быстров, Ю. А.** Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / **Ю. А. Быстров, С. А. Исаев, Н. А. Кудрявцев, А. И. Леонтьев.** – Санкт-Петербург : Судостроение, 2005. – 392 с.
- 9 **Письменный, Е. Н.** Теплообмен плоских пластинчатых поверхностей с разрезным оребрением при вынужденной конвекции / **Е. Н. Письменный, В. Д. Бурлей, А. М. Терех, В. А. Рогачов, А. В. Баранюк** // *Промышленная теплотехника.* – 2005. – Т. 27, № 4. – С. 11–16.
- 10 **Баранюк, А. В.** Аэродинамическое сопротивление пластинчатых поверхностей с разрезным оребрением при вынужденной конвекции / **А. В. Баранюк, Е. Н. Письменный, А. М. Терех, В. А. Рогачов, В. Д. Бурлей** // *Промышленная теплотехника.* – 2006. – Т. 28, № 4. – С. 29–34.

## Bibliography (transliterated)

- 1 **Chernyshev, A. A.** (1989), *Obespechenye teplovykh rezhimov izdeliy elektronnoy tekhniki* [Provision of thermal modes of electronic products], Energy, Moscow, Russian.
- 2 **Parkhomenko, G. A.** (2004), "Vodnye protsedury. Dostoinstvo y nedostatky vodyanykh system okhlazhdeniya" [Water procedures. Advantages and disadvantages of water cooling systems], *My Computer*, No. 9, pp. 17–19.
- 3 **Migay, V. K., Bystrov, P. G., and Fedotov, V. V.** (1992), "Teploobmen v poperechno-obtekaemykh puchkakh trub s orebrenyem lepestkovoogo typu" [Heat transfer in transversely streamlined tube bundles with a fin type finning], *Mashinostroenie severe* [Heavy Engineering], No. 7, pp. 8–10.
- 4 **Eckels, P. W., and Rabas, T. J.** (1985), "Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Finned Tube Bundles", *Journ. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 205–213.
- 5 **Taranyan, Y. H., Yokhvedov, F. M. and Kuntys, V. B.** (1972), "Yssledovanye vlyyanaya parametrov orebreniya na teplootdachu y soprotivlyeniye shakmatnykh puchkov trub s poperechnymy hladkymy y ynternalnymy rebramy" [Investigation of the influence of finning parameters on the heat transfer and resistance of chess bundles of tubes with transverse smooth and integral fins], *Teplofizyka vysokikh temperatur* [Thermal physics of high temperatures], Vol. 10, No. 5, pp. 1049–1054.
- 6 **Sparrow, E. M. and Myrum, T. A.** (1985), "Cross flow Heat Transfer for Tubes with Periodically Interrupted Annular Fins", *Int. Jour. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No. 2, P. 509–512.
- 7 **Kuntys, B. V. and Bessonny, A. N.** (1996), *Osnovy rascheta y proektyrovaniya teploobmennikov vozdušno-ohlazhdeniya* [Basics of calculation and design of air cooling coils], Nedra, Saint-Petersburg, Russian.
- 8 **Bystrov, Y. A., Isaev, S. A., Kudryavtsev, N. A. and Leontiev, A. I.** (2005), *Numerical simulation of heat transfer enhancement in the vortex bags pipes Sudostroenie*, Saint-Petersburg, Russian.
- 9 **Pis'mennyi, E. N., Burley, V. D., Terekh, A. M., Rogachev, V. A., and Baranyuk, A. V.** (2005), "Teploobmen ploskykh plastynchatykh poverkhnostey s razreznym orebrenyem pry vynuzhdennoy konvektsyy" [Heat exchange of flat plate surfaces with cut-off fins in forced convection], *Industrial Heat Engineering*, Vol. 27, No. 4, pp. 11–16.
- 10 **Baranyuk, A. V., Pis'mennyi, E. N., Terekh, A. M., Rogachev, V. A., and Burley, V. D.** (2006), "Teploobmen ploskykh plastynchatykh poverkhnostey s razreznym orebrenyem pry vynuzhdennoy konvektsyy"

[Aerodynamic resistance of plate surfaces with cut-off fins in forced convection]", *Industrial Heat Engineering*, Vol. 28, No. 4, pp. 29–34.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Баранюк Александр Владимирович** – кандидат технических наук, старший преподаватель, Кафедра атомных электрических станций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: aleksandrW@i.ua, ORCID 0000-0001-6008-6465.

**Baranyuk Alexandr** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer. Department of nuclear power plants and engineering thermophysics, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

**Рогачов Валерий Андреевич** – кандидат технических наук, доцент, Кафедра атомных электрических станций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: valeriy\_rogachov@ukr.net, ORCID 0000-0001-5489-874X.

**Rogachov Valeriy** – Candidate of Technical Sciences, associate professor. Department of nuclear power plants and engineering thermophysics, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

**Терех Александр Михайлович** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Кафедра атомных электрических станций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: terem57@meta.ua, ORCID 0000-0002-1320-8594.

**Terekh Alexander** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research. Department of nuclear power plants and engineering thermophysics, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

**Руденко Александр Игоревич** – кандидат технических наук, доцент. Кафедра экономики и предпринимательства. Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: a\_rudenko55@mail.ru, ORCID 0000-0002-8541-9710.

**Rudenko Alexander** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), associate professor. Department of economy and enterprise. National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Баранюк, А. В.** Численное моделирование конвективного теплообмена и аэродинамики поверхностей с пластинчато-разрезным оребрением / **А. В. Баранюк, В. А. Рогачов, А. М. Терех, А. И. Руденко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 64–70. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.10.

*Please cite this article as:*

**Baranyuk, A., Rogachov, V., Terekh, A. and Rudenko, A.** (2017), "Numerical Simulation of the Convective Heat Exchange and Aerodynamics of the Surfaces with the Lamellar-Split Ribbing", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 64–70, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.10.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Баранюк, О. В.** Числове моделювання конвективного теплообміну і аеродинаміки поверхонь з пластинчато-розрізним оребренням / **О. В. Баранюк, В. А. Рогачов, О. М. Терех, О. І. Руденко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 64–70. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.10.

**АНОТАЦІЯ** Представлені результати CFD-моделювання теплообміну та аеродинамічного опору пластинчато-ребристих поверхонь з розрізними ребрами в умовах вимушеної конвекції. Отримані дані розрахунку середньої тепловіддачі та аеродинамічного опору тепловідвідної поверхні. Доведено, що розрізання торцевих частин ребер збільшує інтенсивність теплообміну в 1,16–1,25 рази при одночасному зростанні аеродинамічного опору в 1,25–1,35 рази порівняно з пластинчато-ребристою поверхнею без розрізання. Показана прийнятна збіжність результатів дослідних і числових досліджень.

**Ключові слова:** числове моделювання, вимушена конвекція, теплообмін, аеродинамічний опір, пластинчато-ребриста поверхня, розрізання ребра

Поступила (received) 08.02.2017

**А. И. БРУНЕТКИН, М. В. МАКСИМОВ**

### **ПРИБЛИЖЕННЫЙ АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА НЕСИММЕТРИЧНОГО НАГРЕВА БЕСКОНЕЧНОЙ ПЛАСТИНЫ**

**АННОТАЦИЯ** С помощью метода интегральных коэффициентов получено аналитическое выражение, позволяющее приближенно рассчитать температуру внутри бесконечной пластины в процессе ее несимметричного нагрева. Полученное выражение является обобщающим для случая симметричного нагрева бесконечной пластины. Применение интегрального подхода позволило получить выражение, описывающее процесс прогрева в зависимости всего лишь от одной переменной – модифицированного числа гомохронности. Это соответствует свертке полученных результатов без потери информации.

**Ключевые слова:** метод интегральных коэффициентов, модифицированное число гомохронности, несимметричный нагрев пластины.

**A. I. BRUNETKIN, M. V. MAKSYMOV**

### **APPROXIMATE ANALYTICAL METHOD FOR THE COMPUTATION OF ASYMMETRIC HEATING OF THE INFINITE PLATE**

**ABSTRACT** The fuel of a variable composition can change heat exchange conditions in the structure elements of heat power equipment. This can be manifested by energy accumulation effects and affect the equipment operation. Computational skills that enable the calculation of nonstationary temperature fields in structure elements are of great importance for the operation controllability. First of all, it concerns analytical computation methods. The purpose of this research was to develop the approximate analytical method for the computation of nonstationary temperature fields inside the infinite plate exposed to the asymmetrical heating, in particular at different heat emission coefficients on its sides, but the same ambient temperature. The solution is based on the use of the method of integral coefficients. It provides for the use of a priori information in the form of a selected profile of a change in temperature. The solution is done with the integral coefficient accuracy. Its value is defined by the comparison of obtained data and already available analytical, numerical and experimental data. As a result, we derived a simple analytical expression that enables the computation of a change in the temperature at different points on the plate. The accuracy of obtained data is comparable with the permissible accuracy of engineering computations. The obtained expression allows for the generalization of computation data due to a decrease in the number of independent variables. In the dimensionless form a modified number of homochronicity  $\overline{Ho}$  is used instead of generally used criteria  $Bi$  (Bio) and  $Fo$  (Fourier) number. Due to this fact just one curve (one independent variable) is used instead of the set of curves (two independent variables) to determine a relative temperature at some points.

**Key words:** the method of integral coefficients, modified number of the homochronicity, and the asymmetrical plate heating.

#### **Введение**

Современное развитие энергетического оборудования характеризуется использованием топлива переменного состава [1]. Изменение состава продуктов сгорания, их теплофизических свойств и количества при неизменной геометрии оборудования ведет к изменению условий теплообмена [2] и проявлению свойств инерционности, связанных с аккумуляцией тепловой энергии в элементах конструкции. Во всех работах, как самых ранних [3], так и более поздних [4], связанных с управлением энергетическим оборудованием, отмечается основополагающее влияние его аккумуляционных свойств на управляемость протекающих теплофизических процессов. В связи с этим разработка методов расчета аккумуляции тепловой энергии в элементах конструкций является важной задачей. Существует большое количество численных методов решения подобных задач. Но для решения задач теории автоматического управления важную роль играют именно аналитические методы.

#### **Цель работы**

Одним из мест аккумуляции энергии является материал (металл) теплообменных поверхностей. В качестве характеристического параметра величины аккумуляции энергии используется средняя температура стенки теплообменника, определяемая из условий [3–4]:

- постоянной температуры по толщине стенки;
- на основании граничных условий II рода по передаваемому тепловому потоку от стенки теплообменника к рабочему телу (жидкому теплоносителю).

Поверхность теплообменника со стороны рабочего тела выбирается из-за большой величины коэффициента теплоотдачи, превосходящего коэффициент теплоотдачи со стороны газообразных продуктов сгорания на 2–3 порядка.

Такой подход оправдан при изменении параметров в малом диапазоне (что чаще всего и рассматривается). Но даже в этом случае существует ряд устройств, в которых в качестве

рабочего тела используется газ (охлаждение камер сгорания газовых турбин), пар (пароперегреватели) или меняется положение границы парообразования (прямоточные паровые котлы). В этом случае коэффициенты теплоотдачи со стороны греющих газообразных продуктов сгорания и газо- или парообразного рабочего тела хотя и различаются, но сравнимы по величине и описанный выше подход для определения средней температуры стенки теплообменной поверхности не правомерен.

Анализ работ [5, 6] показывает, что в них рассмотрена наиболее простая задача нагрева бесконечного цилиндра, шара, симметричного нагрева бесконечной пластины и тел, полученных путем пересечения этих геометрических примитивов. Это важно с точки зрения разработки методов решения подобных задач и для ответа на некоторые технологические вопросы, связанные с термообработкой деталей. Но решение задач, связанных с аккумуляцией энергии при теплопередаче, требует рассмотрения термического воздействия, например, на бесконечную пластину, как идеализированного элемента теплообменных поверхностей, при несимметричных условиях на ее поверхностях. Это относится как к коэффициентам теплоотдачи с обеих ее сторон, так и к температурам окружающих сред. Шагом в этом направлении является рассмотрение частного случая несимметричного нагрева пластины при разных на ее поверхностях коэффициентах теплоотдачи, но одинаковых температурах. В [5, стр. 127, п. 9] указано направление, в котором необходимо двигаться для решения этой задачи, но само решение не приводится. В работе [6], вышедшей несколько позже и, зачастую, опирающейся в методах решения на [5], приводится искомое решение [6, стр. 216]. Анализ показывает, что оно, в отличие от решения для случая симметричного нагрева, не соответствует физике описываемого процесса. **Целью** работы является разработка приближенного аналитического метода расчета нестационарного температурного поля внутри бесконечной пластины при несимметричном ее нагреве: различных коэффициентах теплоотдачи по ее сторонам, но одинаковой температуре окружающей среды.

### Изложение основного материала

В [7] предложен приближенный метод расчета температурного поля внутри бесконечной пластины при ее симметричном нагреве. В силу симметричности нагрева профиль температуры симметричный. Поэтому рассматривалась только половина толщины пластины  $\delta$ . Начало координат помещено в центр с направлением оси  $X$  от центра к поверхности пластины. Рассматривались граничные условия III рода как наиболее общие. Начальная температура пластины и окружающей среды  $T_0$ . Температура окружающей среды скач-

ком изменяется до  $T_{срд} > T_0$ . Предложенное решение основано на принятии априори профиля изменения температуры внутри пластины в виде экспоненты с неизвестными изначально и подлежащими определению изменением температурами на поверхности  $\vartheta_n$  и в центре  $\vartheta_c$  пластины

$$\vartheta_x = \vartheta_c + (\vartheta_n - \vartheta_c) \exp(1 - \delta/x), \quad (1)$$

где  $\vartheta_n = T_n - T_0$ ,  $\vartheta_c = T_c - T_0$ .

Принято, что с течением времени нагрева температуры изменяются, но форма профиля (1) остается неизменной. Решение получено для относительных температур, определяемых из соотношений

$$\theta_n = \vartheta_n / \vartheta_{срд}, \quad \theta_c = \vartheta_c / \vartheta_{срд}, \quad (2)$$

где  $\vartheta_{срд} = T_{срд} - T_0$ ,

и в силу этого находятся в диапазоне [0...1]. В результате получено решение, например, для изменения температуры в центре пластины в виде;

$$\theta_c = 1 - \exp(-\overline{Ho}), \quad (3)$$

где  $\overline{Ho} = Fo \frac{Bi}{1 + k \cdot Bi}$ . (4)

Интегральный коэффициент  $k = 0,4$  был определен из сравнения результатов расчетов с результатами аналитических решений. При этом было показано, что ошибка в определении момента окончания прогрева пластины не превышает 3 % во всем рассмотренном диапазоне  $Bi$  (0,005...50).

Использованный в [7] подход позволил получить простое решение (3), которое, к тому же, в отличие от [5, 6] зависит лишь от одной величины  $-\overline{Ho}$ . В результате изменение температуры, например, в центре пластины во времени можно представить всего лишь с помощью одной кривой в отличие от набора кривых в [5, 6].

Такой же подход был использован при решении задачи несимметричного нагрева бесконечной пластины. Пусть в начальный момент температура тела и окружающей среды одинаковые и равны  $T_0$  (рис. 1).

В некоторый момент времени внешняя температура скачком поднимается до величины  $T_{срд}$ . Она одинакова с обеих сторон пластины. Но коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , соответственно и критерии Био  $Bi_1$  и  $Bi_2$ , разные. Через определенный промежуток времени температура пластины станет равной температуре окружающей среды  $T_{срд}$ . Но в процессе нагрева профиль температуры внутри пластины будет иметь несимметричный вид  $T_{n1} \dots T_c \dots T_{n2}$ . Предварительные исследования показали, что в процессе нагрева хотя положение минимума температуры  $T_c$  в конкретном случае неизвестно, но он всегда перемещается вдоль пря

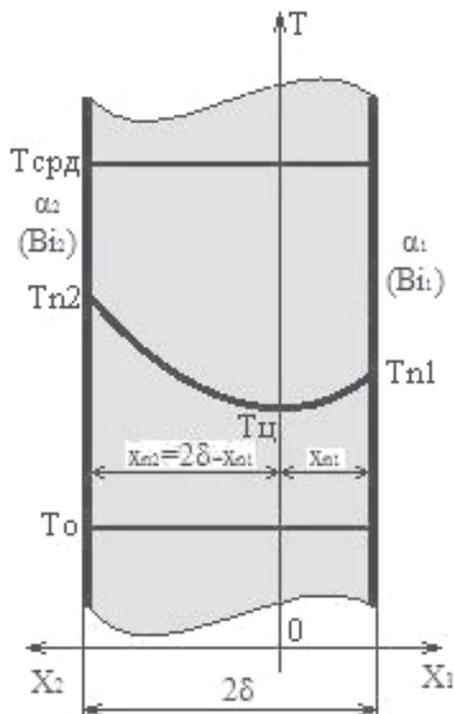


Рис. 1 – Температурное поле внутри бесконечной пластины при ее несимметричном нагреве

мой, параллельной сторонам пластины. Свяжем систему координат с пластиной таким образом, чтобы вертикальная ось отсчета температур проходила через минимум  $T_{ц}$ . Расстояние  $x_{н1}$  от нее до одной из сторон неизвестно и подлежит определению. Расстояние  $x_{н2} = 2\delta - x_{н1}$  от оси до второй стороны пластины определяется исходя из заданной ее толщины  $2\delta$ . Отсчет геометрической координаты ведется в обе стороны по направлению к поверхностям пластины. При таких условиях к каждому из направлений  $X_1$  и  $X_2$  применим метод, изложенный в [7]. Для определения неизвестной величины  $x_{н1}$  вводится еще одно уравнение, построенное на равенстве температуры  $T_{ц}$ , рассчитанной на основе профилей  $T_{n2} \dots T_{ц}$  и  $T_{ц} \dots T_{n1}$ . Выполнив преобразования, подобные [7], могут быть определены величины  $T_{n2}$ ,  $T_{ц}$ ,  $T_{n1}$  и определены температуры в любой точке внутри пластины на основе профилей вида (1). Так, например, в точке минимума температуры  $T_{ц}$  ее относительная (обезразмеренная) величина определяется из соотношения, аналогичного (3)

$$\theta_{ц} = 1 - \exp(-Ho). \quad (5)$$

Здесь

$$\overline{Ho} = Fo \frac{Bi_1 \left( 1 + \frac{Bi_2}{Bi_1} + 2kBi_2 \right)^2}{1 + kBi_2} \times$$

$$\times \frac{1}{1 + \frac{Bi_2}{Bi_1} + 2kBi_2 + kBi_1 + k^2Bi_1Bi_2}. \quad (6)$$

Местоположение этой температуры в относительных долях от толщины пластины определяется выражением

$$\frac{x_{н1}}{2\delta} = \frac{1 + kBi_2}{1 + \frac{Bi_2}{Bi_1} + 2kBi_2}. \quad (7)$$

Выражения для  $Fo$  и  $Bi$  в отличие от (4) определены не для половины толщины пластины  $\delta$ , а для  $2\delta$  – всей толщины. Интегральный коэффициент  $k$  может быть определен из сравнения результатов расчетов с помощью (5) с результатами, например, численных расчетов или взяты из случая симметричного нагрева (4).

### Обсуждение результатов

Выражение для определения обезразмеренной температуры в случаях симметричного (3) и несимметричного (5) нагрева получились идентичными. Выражения для определения входящего в них модифицированного числа гомохронности имеют различный вид. Правильно построенные выражения (5)–(6) должны включать возможность описания случая симметричного нагрева как частного случая. Для проверки этого положим в (6)  $Bi_1 = Bi_2 = \overline{Bi}$ , что соответствует симметричному нагреву. Необходимо учитывать, что в обоих случаях  $Bi$  и  $Fo$  строятся на разных характерных геометрических размерах:  $\delta$  и  $2\delta$  соответственно. Поэтому  $2\overline{Bi} = \overline{Bi}$  и  $Fo = 4\overline{Fo}$ . Здесь  $Bi$  и  $Fo$  – для симметричного нагрева,  $\overline{Bi}$  и  $\overline{Fo}$  – для несимметричного нагрева. Выполнив преобразования над (6) получим выражение, идентичное (4). Следовательно, как и предполагалось, выражения (3), (4) являются частным случаем выражений.

Количественная оценка погрешности вычислений с помощью выражений (5), (6) была получена путем их сравнения с результатами численных расчетов на основе метода контрольных объемов [8]. В частности, на основе этого метода построен пакет *SolidWorks* – программный комплекс для автоматизации работ на этапах конструкторской и технологической подготовки производства. Численный расчет был выполнен для 51 узловой одномерной сетки. С учетом двух узлов на поверхностях пластины получилось 50 интервалов разбиения с шагом 0,02 при относительной обезразмеренной толщине пластины 1. В качестве примера рассмотрим вариант:  $Bi_1 = 1$ ,  $Bi_2 = 10$ .

В первую очередь определим положение минимума температуры. Численный расчет показал, что с точностью шага расчетной сетки (0,02) при большинстве значений  $Fo$  в рамках относи-

тельной координаты он располагается при  $X = 0,74$  (рис. 2). Следует учитывать, что в соответствии с принятой схемой системы координат для аналитических расчетов (рис. 1) это соответствует  $x_{n1}/(2\delta) = 1 - 0,74 = 0,26$ . При выбранных значениях  $Bi_1$  и  $Bi_2$  вычисленное с помощью (7) эта же величина составляет  $x_{n1}/(2\delta) = 0,2632$ , что хорошо совпадает с численными результатами при большинстве значений  $Fo$ . Небольшие расхождения наблюдаются только при малых значениях  $Fo$ . Это может быть объяснено начальным распространением волны тепловой энергии от поверхностей пластины к ее центральным областям.

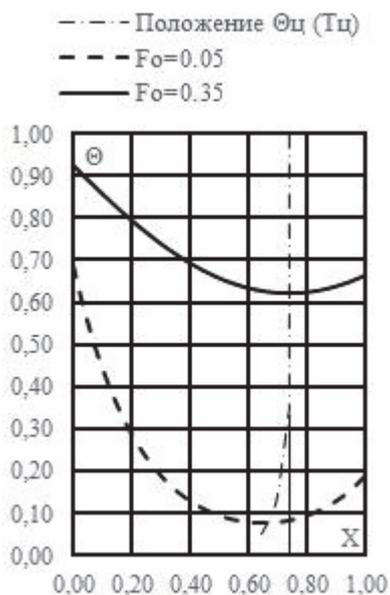


Рис. 2 – Положение минимальной температуры внутри бесконечной пластины при ее несимметричном нагреве

На следующем этапе сравним значения минимальных температур при различных значениях  $Fo$ , полученных в численных расчетах  $\Theta_{\text{ц}}^{\text{числ}}$ , и результаты вычислений с помощью выражений (5)–(6)  $\Theta_{\text{ц}}^{\text{аналит}}$ . Численные расчеты выполнялись с шагом  $\Delta(Fo) = 0,05$ . Результаты сравнения в некоторых точках приведены в табл. 1. В последней строке представлена относительная погрешность  $\epsilon$  аналитических вычислений по отношению к численным расчетам.

Таблица 1 – Сравнение результатов численных и аналитических расчетов минимальной температуры

$Fo$	0,05	0,30	0,55	0,80	1,05	1,30
$\Theta_{\text{ц}}^{\text{числ}}$	0,084	0,557	0,802	0,912	0,961	0,983
$\Theta_{\text{ц}}^{\text{аналит}}$	0,115	0,519	0,739	0,858	0,923	0,958
$\epsilon$	0,031	0,038	0,063	0,054	0,038	0,024

Погрешность отнесена к диапазону изменения относительной температуры, т.е. к 1. Из таблицы следует, что погрешность вычислений с помощью соотношений (5), (6) во многих точках не превосходит допустимой погрешности инженерных расчетов (5 %) и лишь в некоторых превосходит незначительно. Этим превышением во многих случаях можно пренебречь учитывая точность определения коэффициентов теплоотдачи  $a$ , следовательно, и  $Bi$ . На практике во многих случаях коэффициент  $\alpha$  определяется из критериальных уравнений с погрешностью 15–20 %. На этом фоне погрешность в 6 % можно считать приемлемой.

### Выводы

1 С помощью метода интегральных коэффициентов получено приближенное аналитическое решение нестационарной задачи определения температурного поля внутри бесконечной пластины при несимметричном ее нагреве.

2 Погрешность вычислений не превышает 6 %, что существенно меньше погрешности определения исходных данных (коэффициентов теплоотдачи), используемых при решении.

3 Полученное решение является обобщающим для рассмотренного ранее случая симметричного нагрева бесконечной пластины.

4 Полученное выражение позволяет обобщить результаты расчетов вследствие уменьшения количества независимых переменных. В безразмерном виде вместо критерия  $Bi$  и числа  $Fo$  используется только модифицированное число гомохронности  $\overline{Ho}$ . Вследствие этого при определении относительной температуры в отдельных точках вместо набора кривых (две независимые переменные) используется только одна кривая (одна независимая переменная).

### Список литературы

- 1 Брунеткин, А. И. Идентификация количественного состава неизвестного газообразного горючего и его продуктов сгорания на основе измеренных технологических параметров процесса сжигания топлива / А. И. Брунеткин, М. В. Максимов, А. В. Бондаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 131–141. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.
- 2 Брунеткин, А. И. Визначення діапазону зміни конвективного коефіцієнта тепловіддачі при спалюванні альтернативних видів газоподібного пального / А. И. Брунеткин, А. В. Гусак // Праці Одеського політехнічного університету. – Одеса : ОНПУ, 2015. – Вип. 2(46). – С. 79–84. – ISSN 2223-3814 (online).
- 3 Профос, П. Регулирование паросиловых установок / П. Профос ; Пер. с англ., под ред. Н. И. Давыдова. – Москва : Энергия, 1967. – 368 с.
- 4 Демченко, В. А. Автоматизация и моделирование технологических процессов АЭС и ТЭС : учебное

- пособие / В. А. Демченко. – Одесса : Астропринт, 2001. – 308 с.
- 5 Карслоу, Г. Теплопроводность твердых тел / Г. Карслоу, Д. Егер ; Пер. с англ., под ред. А. А. Померанцева. – Москва : Наука, 1964. – 488 с.
  - 6 Лыков, А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – Москва : Высшая школа, 1967. – 600.
  - 7 Brunetkin, A. I. Integrated approach to solving the fluid dynamics and heat transfer problems / A. I. Brunetkin // Праці Одеського політехнічного університету. – Одеса : ОНПУ, 2014. – Вип. 2(44). – С. 108–115. – ISSN 2076-2429 (print); ISSN 2223-3814 (on line).
  - 8 Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар ; Пер. с англ. под ред. В. Д. Виленского. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 126 с.
- 2 Brunetkin, A. I. and Gusak, A. V. (2015), "Determining the range of variation of convective heat transfer coefficient by burning alternative types of gaseous fuel", *Collection of the Odessa Polytechnic University*, Vol. 2(46), pp. 79-84, ISSN 2223-3814 (online).
  - 3 Profos, P. (1962), *Regulation of steam power plants*, Springer-Verlag, Berlin.
  - 4 Demchenko, V. A. (2001), *Automation and modeling processes nuclear and thermal power plants*, Astroprint, Odessa.
  - 5 Carslaw, H. S. and Jaeger J. C. *Conduction of heat in solids*, 2nd ed., Oxford, At the Clarendon Press.
  - 6 Lykov, A. V. (1967), *The theory of heat conduction*, Higher School, Moscow, Russia.
  - 7 Brunetkin, A. I. (2014), "Integrated approach to solving the fluid dynamics and heat transfer problems", *Proceedings of the Odessa Polytechnic University*, Vol. 2(44), pp 108–115, ISSN 2076-429 (print); ISSN 2223-3814 (on line).
  - 8 Patankar, S. V. (1980), *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, New York.

#### Bibliography (transliterated)

- 1 Brunetkin, A. I., Maksimov, M. V. and Bondarenko, A. V. (2014), "The Identification of the Quantitative Composition of Unknown Gaseous Fuel and its Combustion Products using the Measured Technological Parameters of the Fuel Combustion Process", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 12(1055), pp. 131–141, ISSN 2078-774X.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Брунеткин Александр Иванович** – кандидат технических наук, доцент, кафедра автоматизации теплоэнергетических процессов, Одесский национальный политехнический университет; Одесса, Украина; e-mail: alexbrun@rambler.ru.

**Brunetkin Alexander Ivanovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of automation of heat power processes, Odessa National Polytechnic University; Odessa, Ukraine.

**Максимов Максим Витальевич** – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой, кафедра автоматизации теплоэнергетических процессов, Одесский национальный политехнический университет; Одесса, Украина; e-mail: prof.maksimov@gmail.com.

**Махымов Максим В.** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Department of automation of heat power processes, Head of Department, Odessa National Polytechnic University; Odessa, Ukraine.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Брунеткин, А. И.** Приближенный аналитический метод расчета несимметричного нагрева бесконечной пластины / А. И. Брунеткин, М. В. Максимов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 71–75. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.11.

*Please cite this article as:*

**Brunetkin, A. I. and Maksymov, M. V.** (2017), "Approximate Analytical Method for the Computation of Asymmetric Heating of the Infinite Plate", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 71–75, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.11.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Брунеткін, О. І.** Наближений аналітичний метод розрахунку несиметричного нагріву нескінченної пластини / О. І. Брунеткін, М. В. Максимов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 71–75. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.11.

**АНОТАЦІЯ** За допомогою методу інтегральних коефіцієнтів отримано аналітичний вираз, що дозволяє наближено розрахувати температуру всередині нескінченної пластини в процесі її несиметричного нагріву. Отриманий вираз є узагальнюючим для випадку симетричного нагріву нескінченної пластини. Застосування інтегрального підходу дозволило отримати вираз, що описує процес прогріву в залежності лише від однієї змінної – модифікованого числа гомохронності. Це відповідає згортці отриманих результатів без втрати інформації.

**Ключові слова:** метод інтегральних коефіцієнтів, модифіковане число гомохронності, несиметричний нагрів пластини.

Поступила (received) 08.02.2017

**А. В. ЕФИМОВ, А. Л. ГОНЧАРЕНКО**

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТИПА ПУТЕМ ВВОДА ВЛАГИ В ТОПКУ КОТЛА**

**АННОТАЦИЯ** С целью повышения экономичности и экологических показателей системы для глубокой утилизации теплоты уходящих газов котельного агрегата небольшой паропроизводительности предложено осуществить ввод влаги в топку котла. С помощью компьютерной программы выполнено расчетное исследование по оценке влияния этой технологии на технико-экономические, теплотехнические и конструктивные характеристики теплоутилизационной системы и ее элементов. Осуществлена оценка воздействия впрыска влаги на степень снижения выбросов оксидов азота в окружающую среду. Показано, что предлагаемая технология является достаточно эффективной: при вводе 10 % влаги в зону горения топлива КПД системы повышается на 1,1 %, а концентрация оксидов азота в продуктах сгорания топлива уменьшается на 25 %.

**Ключевые слова:** система глубокой утилизации теплоты, ввод влаги, топка котла, коэффициент полезного действия, расход воды, расход конденсата, площадь поверхности теплообмена, концентрация оксидов азота.

**A. V. YEFIMOV, A. L. GONCHARENKO**

### **INCREASING THE EFFECTIVENESS AND THE ECOLOGIC EFFICIENCY OF THE HEAT RECOVERY SYSTEM OF A CONDENSATION TYPE BY INJECTING MOISTURE INTO THE BOILER FURNACE**

**ABSTRACT** To increase the effectiveness and ecological indices of the system used for the deep recovery of the heat of exhaust gases of the boiler unit with a low steam capacity we proposed to inject moisture into the boiler furnace. This technology is relatively inexpensive, because the pipelines of a large diameter are not required. This technology can be highly efficient for the systems of a condensation type, because the heat loss with exhaust gasses is not increased in them. Due to an increase in the amount of heat released during the condensation of excess water steam added by gasses escaping from the boiler the efficiency factor of the system or the flow rate of heated up water and condensate can also be increased. This fact is proved by the computational investigation carried out to estimate the effect of this technology on engineering and economical performances and also on heat-engineering and structural characteristics of the heat recovery system and its elements using the computer program. The injection of 10 % of the moisture into the fuel burning zone results in the increase of the efficiency factor of the system by 1.1 % and the flow rate of the water heated for the hot water supply system is increased by 0.0679 kg/s (244 kg/h) and the condensate flow rate is increased by 0,00405 kg/s (14,6 kg/h). The temperature of heated water is increased by 1.9 °C. The estimation of the influence of the injected moisture on the level of a decrease in the emission of nitrogen oxides into the environment done using the well-known methods showed that the proposed technology is also rather efficient from the standpoint of improved ecological indices, in particular the nitrogen oxide concentration in fuel burning products has decreased by 25% with the injection of 10% of the moisture into the combustion zone.

**Key words:** deep heat recovery system, moisture injection, boiler furnace, efficiency factor, heated water flow rate, condensate flow rate, heat exchange surface area, and the nitrogen oxide concentration.

#### **Постановка проблемы в общем виде**

Повышение энергоэффективности котельных установок малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе в отраслях промышленной и коммунальной теплоэнергетики Украины в условиях дефицита и дороговизны природного газа и мазута, а также неудовлетворительного технического состояния оборудования, эксплуатируемого с низкими значениями КПД [1], в настоящее время является актуальной задачей.

Одним из эффективных путей решения этой задачи, как свидетельствуют многочисленные исследования [2–4], является разработка технологий глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов с конденсацией водяного пара из них. Внедрение таких технологий позволяет существенно (на 10–15 %) обеспечить экономию природного газа, а также улучшить экологические показатели

за счет снижения выбросов в окружающую среду теплоты, оксидов азота и углекислоты.

В работе [5] была предложена такая теплоутилизационная технология в виде системы замкнутого типа «котел–КВП–КТА» на базе парового котла Е-1,0-09 ГЗ. Конденсационный воздухоподогреватель (КВП) представляет собой регенеративный теплообменный аппарат вращающегося типа с промежуточным шарообразным теплоносителем, КТА (конденсационный теплообменный аппарат) рекуперативного типа, предназначенный для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

На основе математической модели утилизационной системы и ее элементов нами была разработана компьютерная программа, краткое описание которой приведено в работе [6]. Выполненный с ее помощью тепловой расчет системы подтвердил высокую эффективность глубокой утилизации

© А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, 2017

теплоты уходящих из котла газов: КПД системы при расчете по высшей теплоте сгорания топлива составляет 93,3 % (КПД котла равен 79,96 %), что позволяет обеспечить условную экономию 14,4 % природного газа. При сохранении расхода топлива на неизменном уровне обеспечивается получение: горячего воздуха с расходом 0,3745 кг/с и температурой 179 °С, подаваемого в топку котла и частично в газоотводящий тракт системы для обеспечения его защиты от разрушения, воды для горячего водоснабжения с расходом 0,3868 кг/с (1392 кг/ч) и температурой 47,5 °С, а также конденсата с расходом 0,02824 кг/с (101,7 кг/ч), который может быть использован в качестве подпитки котла или системы теплоснабжения.

### Состояние и актуальность проблемы

Конденсационные технологии утилизации теплоты уходящих из котлов газов успешно используются уже достаточно давно, однако проблема их совершенствования и в настоящее время является насущной и актуальной. Особенно важными являются проблемы повышения технико-экономических и экологических показателей теплоутилизационных установок.

Одним из достаточно эффективных и наиболее доступных методов достижения этой цели является впрыск влаги в топку котлов (водяного пара, воды, увлажненного воздуха) [7–9].

Подача воды или пара в зону горения вызывает значительный интерес у исследователей. Это обусловлено тем, что за счет уменьшения максимальной температуры горения и времени пребывания продуктов сгорания в зоне горения, а также изменения содержания активных промежуточных соединений происходит снижение генерации оксидов азота.

При этом эта технология является относительно малозатратной, так как в связи со сравнительно малым расходом среды нет необходимости в трубопроводах большого диаметра. Кроме того, положительными являются процессы догорания в факеле окиси углерода СО и бенз[а]пирена.

Однако при вводе влаги в топку котла традиционного исполнения возрастает температура уходящих газов  $t_{yx}$  (при вводе влаги в количестве 1 % номинальной паропроизводительности котла  $t_{yx}$  повышается на 2 °С [7]) и, соответственно, потеря теплоты с уходящими газами  $q_2$ . При впрыске влаги в количестве 10 % от расхода топлива КПД котла уменьшается на 0,6–0,7 %.

В конденсационных системах (и в котлах), несмотря на относительно небольшое увеличение температуры точки росы, при вводе влаги в топку, сохраняется возможность обеспечить  $t_{yx}$  и  $q_2$  на неизменном уровне. При этом в системе увеличи-

вается количество теплоты, выделяющейся за счет конденсации из уходящих газов избыточно добавленного водяного пара, что приводит к повышению КПД системы и расходов нагреваемой воды и конденсата.

### Постановка задачи

Выполнить расчетное исследование по оценке влияния ввода воды в зону горения на технико-экономические, теплотехнические и конструктивные характеристики утилизационной системы и ее элементов с помощью разработанной компьютерной программы. Осуществить оценку воздействия впрыска воды в топку котла на эффективность снижения концентраций оксидов азота в продуктах сгорания топлива.

### Изложение основного материала

При проведении исследования с целью сохранения  $t_{yx}$  и  $q_2$  температура газов на выходе из КТА принималась равной 35 °С, а на выходе из системы (после подмешивания части горячего воздуха в газоотводящий тракт) – 58 °С. В качестве вводимой влаги предлагается использовать получаемый в системе конденсат с температурой 20 °С.

Как известно [7, 8], ввод воды может несколько ухудшить процесс горения топлива в топочной камере, поэтому ее расход не должен превышать 10 % расхода топлива. Установлено также, что наиболее целесообразно подавать воду через горелки.

В связи с тем, что вода, вводимая в топку котла, полностью превращается в пар, расход влаги определяется в процентном отношении к теоретическому объему водяного пара на входе в теплоутилизаторы  $V_{H_2O}^{BX}$

$$G_{влi} = BV_{H_2O}^{BX} \rho_{H_2O},$$

где  $B$  – расход топлива, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_{H_2O}$  – плотность водяного пара, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_{H_2O} = 0,804$  кг/м<sup>3</sup>;  $V_{H_2O}^{BX}$  – объем водяного пара на входе в теплоутилизаторы, определяемый как

$$V_{H_2O}^{BX} = V_{H_2O}^0 + V_{H_2O}^0 n_i / 100,$$

где  $n_i$  – количество вводимой влаги, %.

Водотопливное отношение, кг·влаги/м<sup>3</sup> газа, находится как

$$g_i = G_{влi} \rho_{газ}^0 / G_{газ},$$

где  $G_{влi}$  и  $G_{газ}$  – соответственно расход влаги и природного газа, кг/с;  $\rho_{газ}^0$  – плотность сухого природного газа при 0 °С и 101,3 кПа,  $\rho_{газ}^0 = 0,724$  кг/м<sup>3</sup> (из теплового расчета котла).

Парциальное давление водяного пара, МПа, в уходящих из котла газах определяется по формуле

$$p_{pi}^{BX} = pV_{H_2O}^{BX} / V_{\Gamma}^{BX} .$$

Влагосодержание уходящих из котла газов, г/кг с. г., определяется как

$$d_{vxi} = \frac{M_{H_2O}}{M_{с.г.}^{BX}} \frac{p_{pi}^{BX} \cdot 10^3}{p - p_{pi}^{BX}} ,$$

где  $M_{H_2O}$  и  $M_{с.г.}^{BX}$  – молекулярные массы водяного пара и сухих газов;  $p$  – давление уходящих из котла газов, МПа.

Температура точки росы находится в соответствии с зависимостью

$$t_{pi} = \frac{\log(7500p_{pi}^{BX}) \cdot 236 - 156}{8,12 - \log(7500p_{pi}^{BX})} .$$

Дальнейший расчет осуществляется с помощью компьютерной программы в соответствии с алгоритмом, изложенным в [5].

Результаты расчетного исследования по оценке влияния ввода влаги в зону горения на технико-экономические, теплотехнические и конструктивные характеристики утилизационной системы и ее элементов приведены в табл. 1. Расчет выбросов оксидов азота выполнялся в соответствии с методиками [10–12] (в пересчете на NO<sub>2</sub> при коэффициенте избытка воздуха, равном 1,4). Так

как паропроизводительность котла, входящего в теплоутилизационную систему, составляет 1 т/ч, то за основу взята методика определения выбросов NO<sub>2</sub> в атмосферу при сжигании газообразного топлива в котлах производительностью менее 30 т/ч пара [10].

Суммарное количество оксидов азота  $M_{NO_2}$  (мг/с), поступающего в атмосферу с дымовыми газами, рассчитывается по уравнению

$$M_{NO_2} = C_{NO_2} V_{с.г.} B ,$$

где  $C_{NO_2}$  – массовая концентрация оксидов азота в сухих дымовых газах при  $\alpha = 1,4$  и нормальных условиях, мг/м<sup>3</sup>;  $V_{с.г.}$  – объем сухих дымовых газов при  $\alpha = 1,4$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Поэтому концентрация оксидов азота, мг/м<sup>3</sup>, в соответствии с [10] определяется по формуле

$$C_{NO_2} = Q_i^r K'_{NO_2} \beta_k \beta_t \beta_\alpha \cdot 10^3 / V_{с.г.} , \quad (1)$$

где  $Q_i^r$  – теплота сгорания топлива, МДж/м<sup>3</sup>;  $K'_{NO_2}$  – удельный выброс оксидов азота, г/МДж;  $\beta_k$  – коэффициент, учитывающий принципиальную конструкцию горелки,  $\beta_k = 1$ ;  $\beta_t$  – коэффициент, учитывающий температуру воздуха, подаваемого для горения;  $\beta_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха на образование оксидов азота,  $\beta_\alpha = 1,225$ .

Таблица 1 – Результаты расчетного исследования

Параметр	Размерность	Водотопливное отношение г, кг-влаги/м <sup>3</sup> природного газа					
		0	0,03441	0,06882	0,10123	0,13764	0,17206
$n$	%	0	2	4	6	8	10
$V_{H_2O}^{BX}$	м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> топл.	2,140	2,183	2,226	2,268	2,311	2,354
$p_{\Pi}^{BX}$	МПа	0,01646	0,01672	0,01699	0,01726	0,01752	0,01778
$d_{vх}$	г/кг с. г	122,7	124,7	127,1	129,5	131,9	134,3
$t_p$	°С	56,0	56,3	56,7	57,0	57,3	57,6
$\eta_c^B$	%	93,3	93,5	93,8	94,0	94,2	94,4
$\Delta B_{усл}$	%	14,4	14,5	14,8	14,9	15,1	15,3
$G_{вод}$	кг/с	0,3868	0,3966	0,4062	0,4158	0,4253	0,4347
$G_{конд}$	кг/с	0,02824	0,02905	0,02986	0,03067	0,03148	0,03229
$t_{вод}$	°С	47,5	47,9	48,3	48,6	49,0	49,4
$H_{КВП}$	м <sup>2</sup>	49,4	49,0	48,6	48,2	47,8	47,5
$H_{КТА}$	м <sup>2</sup>	11,7	11,8	12,0	12,2	12,3	12,4
$Q_{сух}$	кДж/м <sup>3</sup>	2541	2544	2548	2551	2555	2558
$Q_{КВП}^K$	кДж/м <sup>3</sup>	223	219	216	212	208	204
$Q_{КТА}$	кДж/м <sup>3</sup>	2936	3027	3118	3210	3301	3392
$T_a$	К	2297	2286	2274	2262	2251	2239
$C_{NO_2}$	мг/м <sup>3</sup>	149	142	134	127	119	112

В соответствии с рекомендациями [12] учет температуры подогрева воздуха осуществляется путем суммирования теплоты сгорания топлива с теплотой, вносимой в зону активного горения с воздухом,

$$Q_T = Q_i' + Q_B,$$

где

$$Q_B = \alpha_T I_B^0 + 0,5 \Delta \alpha_T I_{XB}^0,$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха в горелке;  $I_B^0$  – энтальпия горячего воздуха, МДж/м<sup>3</sup>;  $\Delta \alpha_T$  – присос воздуха в топку;  $I_{XB}^0$  – энтальпия холодного воздуха, МДж/м<sup>3</sup>.

Поэтому из формулы (1) исключается  $\beta_i$ .

Кроме этого, в методике [10] отсутствует учет влияния ввода влаги в зону горения. В соответствии с этим в формулу (1) необходимо включить заимствованный из [11] коэффициент  $K_{вл} = 1 - a_{вл} n$ , где  $a_{вл}$  – коэффициент, учитывающий место ввода влаги, при вводе в корень факела  $a_{вл} = 0,025$ . Учитывая это, формула (1) преобразуется к виду

$$C_{NO_2} = Q_T K'_{NO_2} \beta_k \beta_\alpha \cdot 10^3 K_{вл} / V_{с.г.}$$

Методики, представленные в [11, 12], предназначены для расчета выбросов оксидов азота из котлов большой мощности и, к сожалению, не могут быть использованы в нашем случае, ввиду того, что эмпирические зависимости для определения теплонапряжения зоны активного горения и других параметров не могут быть применены для котлов небольшой производительности. Однако использование методики [12] позволило осуществить оценку изменения адиабатической температуры горения в зависимости от водотопливного отношения (см. табл. 1).

Результаты расчетной оценки влияния ввода влаги в зону горения на эффективность снижения концентраций оксидов азота в продуктах сгорания топлива представлены в табл. 1 и на рис. 1.

### Обсуждение результатов

Анализ результатов расчетного исследования свидетельствует, что при вводе воды в зону горения котла в количестве 10 % расхода природного газа за счет увеличения парциального давления водяного пара в уходящих из котла газах возрастает начальное влагосодержание на 12 г/кг с. г., а также температура точки росы на 1,6 °С.

В результате конденсации введенного в продукты сгорания топлива водяного пара (при сохранении температуры уходящих из системы газов на неизменном уровне) выделяется дополнительная теплота, что приводит к повышению КПД системы, рассчитанного по высшей теплоте сгорания топлива, на 1,1 %. При этом величина экономии условного топлива возрастает на 0,9 %.

В случае сохранения расхода топлива на неизменном уровне температура и расход горячего воздуха не меняются, а расход воды для системы горячего водоснабжения возрастает на 0,0679 кг/с (244 кг/ч). При этом температура нагреваемой воды повышается на 1,9 °С, растет также расход получаемого конденсата на 0,00405 кг/с (14,6 кг/ч).

При вводе влаги в зону горения происходит некоторое изменение конструктивных параметров теплоутилизаторов. В случае впрыска воды в количестве 10 % расхода топлива площадь теплообменной поверхности КВП (в нем конденсируется около 7,5 % водяного пара, содержащегося в уходящих дымовых газах) уменьшается на 1,9 м<sup>2</sup> (3,8 %), что объясняется сравнительно небольшим перераспределением между количествами теплоты, используемыми в бесконденсационной и конденсационной его частях. Как видно из табл. 1, количество теплоты, расходуемое в «сухой» зоне КВП  $Q_{сух}$ , незначительно возрастает – на 17 кДж/м<sup>3</sup>, в то же время количество теплоты, расходуемое в конденсационной зоне КВП  $Q_{КВП}^k$ , уменьшается на 19 кДж/м<sup>3</sup>. Площадь поверхности теплообмена КТА возрастает на 0,7 м<sup>2</sup> (5,6 %), так как в нем происходит конденсация всего оставшегося в продуктах сгорания водяного пара,  $Q_{КТА}$  увеличивается существенно – на 456 кДж/м<sup>3</sup>.

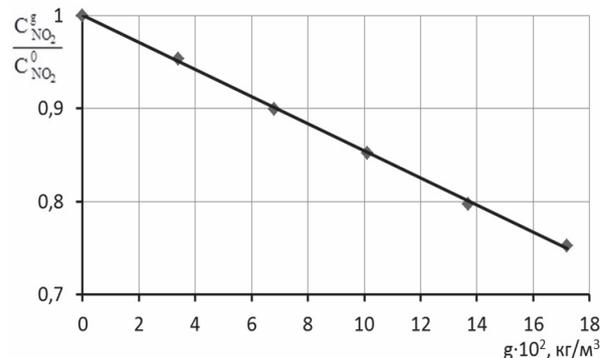


Рис. 1 – Эффективность ввода воды в зону горения:  $C_{NO_2}^g$  – концентрация  $NO_2$  при вводе воды;

$C_{NO_2}^0$  – концентрация  $NO_2$  без ввода воды

Ввод воды в топку котла в количестве 10 % расхода топлива позволяет снизить концентрацию оксидов азота на 25 %, что хорошо согласуется с данными многих исследователей, например [7, 8].

Следует отметить, что концентрация оксидов азота в уходящих из конденсационной теплоутилизационной системы газах несколько уменьшится за счет увеличения концентрации  $NO_2$  в общем составе  $NO_x$  и его растворения в конденсате. Однако это требует дальнейшего исследования.

## Выводы

1 Ввод в зону горения влаги является достаточно эффективной технологией повышения технико-экономических и экологических показателей теплоутилизационной системы конденсационного типа.

2 Такая технология позволяет повысить КПД системы и, тем самым, увеличить условную экономию топлива. При сохранении расхода топлива на неизменном уровне достигается существенное увеличение количества нагреваемой воды и повышение ее температуры, возрастает также выход конденсата.

3 Впрыск воды в реакционную зону горения дает возможность значительно снизить эмиссию оксидов азота в окружающую среду.

4 Требуется дальнейшего исследования оценка степени снижения выбросов оксидов азота в окружающую среду за счет растворения  $\text{NO}_2$  в конденсате.

тах сгорания газа и мазута / **А. Ф. Гаврилов, А. Д. Горбаненко, Е. Л. Туркестанова** // Теплоэнергетика. – 1983. – № 9. – С. 13–15.

- 8 **Сигал, И. Я.** Защита воздушного бассейна при сжигании топлива / **И. Я. Сигал.** – Ленинград : Недра, 1988. – 312 с.
- 9 **Авдеевский, В. С.** Снижение выбросов окислов азота от энергетических установок путем ввода воды в зону горения факела / **У. Г. Пирумов, А. И. Папуша, В. А. Григорьев, Э. П. Волков, В. И. Кормилицын** / Межведомственный сборник трудов. МЭИ. – 1984. – № 50. – С. 3–19.
- 10 Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 т/ч или менее 20 Гкал/ч. – Санкт-Петербург : Интеграл, 1999.
- 11 РД 34.02.304-95 Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций. – Введены 01.07.1996.
- 12 СО 153-34.02.304-2003 Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций. – Введены 01.07.2003.

## Список литературы

- 1 **Долінський, А. А.** Основні положення концепції Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України / **А. А. Долінський, Б. І. Басок, Є. Т. Базеев, Г. П. Кучин** // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 68–77. – ISSN 0204-3602.
- 2 **Гаряев, А. Б.** Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов, и разработка мер по повышению эффективности ее использования : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.04 / **Гаряев Андрей Борисович.** – Москва, 2010. – 40 с.
- 3 **Фиалко, Н. М.** Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа / **Н. М. Фиалко, Ю. В. Шеренковский, А. И. Степанова, Р. А. Навродская, П. К. Голубинский, М. А. Новаковский** // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 3. – С. 68–76.
- 4 **Sullivan, R. E.** The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water / **R. E. Sullivan** // II ASHRAE J. – 1985. – V. 27, № 3. – P. 73–75.
- 5 **Ефимов, А. В.** Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, Л. В. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 73–80. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.
- 6 **Ефимов, А. В.** Выбор оптимальных параметров теплоносителей при разработке системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котельных агрегатов газов / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, О. В. Касилов, Л. В. Гончаренко** // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 3. – С. 2–11. – ISSN 2313-8890.
- 7 **Гаврилов, А. Ф.** Влияние влаги, вводимой в горячий воздух, на содержание оксидов азота в продук-

## Bibliography (transliterated)

- 1 **Dolinskiy, A. A., B. I. Basok, Ye. T. Bazeev, G. P. Kuchy`n** (2009), "Osnovni polozhennja koncepcii Nacional'noi strategii teplozabezpechennja naselenyhpunktiv Ukrainy [The main provisions of the concept of National strategy of heat supply of settlements of Ukraine]", *Promyshlennaja teplotehnika*, Vol. 31, No. 4, pp. 68–77, ISSN 0204-3602. Print.
- 2 **Garjaev, A. B.** (2010), *Sovershenstvovanie metodov rascheta apparatov i ustanovok dlja glubokoj utilizacii teploty vlazhnyh gazov i razrabotka mer po povysheniju jeffektivnosti ee ispol'zovanija [Improving methods of calculating machines and installations for deep wet gas heat recovery and the development of measures to improve the efficiency of its use]*, Avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk. Moscow.
- 3 **Fialko, N. M., Yu. V. Sherenkovsky`j, A. Y. Stepanova, R. A. Navrodsкая, P. K. Goluby`nsky`j, M. A. Novakovsky`j** (2008), "Jеffektivnost' sistem utilizacii teploty othodjashhih gazov jenergeticheskikh ustanovok razlichnogo tipa [The efficiency of heat recovery systems flue gases of power plants of various types]", *Promyshlennaja teplotehnika*, Vol. 3, pp. 68–76.
- 4 **Sullivan, R. E.** (1985), "The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water", *II ASHRAE J*, Vol. 27, No. 3, pp. 73–75.
- 5 **Yefimov, A. V., Goncharenko, A. L. and Goncharenko, L. V.** (2013), Sistema glubokoj utilizacij teploty gazov, uhodjashhih iz kotel'nyh agregatov [System of deep heat recovery from gases, leaving the boiler], *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(987), pp. 73–80, ISSN 2078-774X.
- 6 **Efimov, A. V., Goncharenko, A. L., Kasilov, O. V. and Goncharenko, L. V.** (2014), "Vybor optimal'nyh parametrov teplonositelej pri razrabotke sistemy glubokoj utilizacii teploty uhodjashhih iz kotel'nyh agregatov gazov [Choice of optimal parameters in system design coolants deep heat recovery from flue gases

- of boilers]", *Jenergosberezenie. Jenergetika. Jenergo-audit*, No. 3. pp. 2–11, ISSN 2313-8890.
- 7 **Gavrilov, A. F., Gorbanenko, A. D., and Turkestanova, E. L.** (1983), "Vliyanie vlagi, vvodimoj v goryachiy vozduh, na sodержanie oksidov azota v produktah sgoraniya gaza i mazuta [Effect of moisture introduced into the hot air on the content of nitrogen oxides in combustion products and gas oil]", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 23–15.
  - 8 **Sigal, I. Ja.** (1988), *Zazhita vozduchnogo bassejna pri szhiganiy topliva [Protection of air pool from fuel combustion]*, Leningrad, Russian.
  - 9 **Avduevskij, V. S., Pirumov, U. G., Papucha, A. I., Grigor'ov, V. A., Volkov, J. P. and Kormilitsyn, V. I.** (1984), "Snizhenie vybrosov oksidov azota ot jnergeticheskikh ustanovok putem vvoda vody v zonu gorenija fakela [Reduction of nitrogen oxide emissions from power plants by introducing water into the flame combustion zone]", *Sb. trudov MJI*, No. 50. pp. 3–19, Moscow, Russian.
  - 10 (1999), *Metodika opredelenija vybrosov zagryaznyajushchih veshhestv v atmosferu pri szhiganiy topliva v kotlah proizvoditel'nosr'ju menee 20 Gkal/th. [Methods of determining emissions of pollutants into the atmosphere from fuel combustion in boilers of capacity less than 30 tons/h or less than 20 Gcal/h]*, St. Petersburg, Russian.
  11. (1996), *Metodicheskij ukazaniya po rasthetu vybrosov oksidov azota s dymovymi gazami kotlov teplovyh jektrostantsij RD 34.02.304-95 [Guidelines for the calculation of emissions of nitrogen oxides from the flue gases of boilers for thermal power RD 34.02.304-95]*, Moscow, Russian.
  - 12 (2003), *Metodicheskij ukazaniya po rasthetu vybrosov oksidov azota s dymovymi gazami kotlov teplovyh jektrostantsij SO 153-34.02.304-2003 [Guidelines for the calculation of emissions of nitrogen oxides from the flue gases of boilers for thermal power CO 153-34.02.304-2003]*, Moscow, Russian.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Ефимов Александр Вячеславович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: AVEfimov@Kpi.Kharkov.ua, ORCID 0000-0003-3300-7447.

**Yefimov Alexander V.** – Doctor of Technical Science, Professor, Head of the Department steam generator buildings, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Гончаренко Александр Леонидович** – кандидат технических наук, доцент кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: dalexg@rambler.ru, ORCID 0000-0003-4959-6469.

**Goncharenko Alexander L.** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent Department of steam generator buildings, Head of Department National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста, ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Ефимов, А. В.** Повышение экономичности и экологической эффективности теплоутилизационной системы конденсационного типа путем ввода влаги в топку котла / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 76–81. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.12.

*Please cite this article as:*

**Yefimov, A. and Goncharenko, A.** (2017), "Increasing the Effectiveness and the Ecologic Efficiency of the Heat Recovery System of a Condensation Type by Injecting Moisture into the Boiler Furnace", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 76–81, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.12.

*Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Єфімов, О. В.** Підвищення економічності і екологічної ефективності теплоутилізаційної системи конденсаційного типу шляхом введення вологи в топку котла / **О. В. Єфімов, О. Л. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 76–81. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.12.

**АНОТАЦІЯ** З метою підвищення економічності і екологічних показників системи для глибокої утилізації теплоти відхідних газів котельного агрегату невеликої паропродуктивності запропоновано здійснити введення вологи в топку котла. За допомогою комп'ютерної програми виконано розрахункове дослідження з оцінки впливу цієї технології на техніко-економічні, теплотехнічні та конструктивні характеристики теплоутилізаційної системи і її елементів. Здійснено оцінку впливу впровадження вологи на ступінь зниження викидів оксидів азоту в навколишнє середовище. Показано, що запропонована технологія є досить ефективною: при введенні 10 % вологи в зону горіння палива ККД системи підвищується на 1,1 %, а концентрація оксидів азоту в продуктах згорання палива зменшується на 25 %.

**Ключові слова:** система глибокої утилізації теплоти, введення вологи, топка котла, коефіцієнт корисної дії, витрата води, витрата конденсату, площа поверхні теплообміну, концентрація оксидів азоту.

Поступила (received) 14.02.2017

УДК 621.039.5

doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.13

**Ю. В. РОМАШОВ, Э. В. ПОВОЛОЦКИЙ****ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЕЙ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ  
О НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ ОБОЛОЧКИ  
СТЕРЖНЕВОГО ТВЭЛА**

**АННОТАЦИЯ** Рассмотрены математические формулировки задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки твэла. Показано, что более удобными являются формулировки относительно независимых напряжений и перемещения, поскольку они не содержат производных температурных зависимостей характеристик материала оболочки твэла, хотя и содержат больше уравнений, чем формулировка относительно перемещения. Показано, что применение метода конечных разностей является перспективным для решения задач об определении напряженно-деформированного состояния оболочек твэлов.

**Ключевые слова:** твэл, оболочка, напряженно-деформированное состояние, расчет, метод конечных разностей.

**YU. ROMASHOV, E. POVOLOTSKY****USING THE METHOD OF FINITE DIFFERENCES TO SOLVE THE ROD FUEL ELEMENT  
SHELL STRESS-STRAIN BEHAVIOR PROBLEM**

**ABSTRACT** The stress-strain behavior definition is required to simulate the behavior of the shell of a fuel element and it requires the solution of appropriately formulated problem on the mechanics of strained solid body taking into consideration the geometric shape, fastening conditions, external influence factors and material characteristics. The purpose of this scientific paper was to study the opportunities of the method of finite differences to solve the problem on the definition of the stress-strain behavior of the shells of fuel elements used by nuclear reactors. Stress-strain behavior of the shell is viewed within the bounds of known hypothesis of axisymmetric plane deformation. Consideration is given to different mathematical formulations of the problem on the stress-strain behavior of the shell of fuel element. It has been shown that the most promising formulation is the one with independent unknown stresses and displacements, because it has no derivatives of temperature relationships for material characteristics. The method of finite differences is rather promising for the solution of problems solved to define the stress-strain behavior of the shells of fuel elements. Though the method of finite differences is believed to be well-studied, however the use of this method for differential equations that satisfy the mathematical formulation with independent unknown stresses and displacements requires additional studies and it should be noted that particularly such formulations are of great interest.

**Key words:** fuel element, stress-strain behavior, computation, and the method of finite differences.

**Введение**

Анализ напряженно-деформированного состояния оболочки твэла требует решения сформулированной соответствующим образом задачи механики деформированного твердого тела с учетом геометрической формы, условий закрепления, внешних воздействующих факторов, характеристик материала [1, 2]. Для изучения поведения оболочек твэлов в настоящее время применяют, как правило, специализированные программные коды, например *FEMAXI* [3], в которых широко используется метод конечных разностей, поэтому всестороннее изучение этого метода применительно к задачам о напряженно-деформированном состоянии оболочек твэлов представляет огромный интерес.

**Цель работы**

Математическая формулировка задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочек твэлов может быть представлена в различных формах в зависимости от выбора вида разрешающих уравнений. Целью данной работы является

изучение возможностей метода конечных разностей применительно к решению задач об определении напряженно-деформированного состояния оболочек стержневых твэлов.

**Математическая модель напряженно-деформированного состояния оболочки твэла**

Оболочка стержневого твэла представляет собой круговой цилиндр с наружным радиусом  $r_b \sim 5$  мм и длиной до 4000 мм, нагружаемый внутренним  $p_a$  и наружным  $p_b$  давлениями и находящийся в поле температуры  $T$ . Внутренний радиус оболочки  $r_a \sim 4$  мм, так что оболочку твэла следует рассматривать как толстостенный элемент с температурой  $T_0$  в естественно ненагруженном состоянии. Как известно в теории упругости [4–6], напряженно-деформированное состояние тел, у которых один из характерных размеров намного больше двух других, при определенных условиях может рассматриваться в упрощенной постановке в рамках гипотезы о плоской деформации, которая принимается далее при изучении напряженно-деформированного состояния оболочек

© Ю. В. Ромашов, Э. В. Поволоцкий, 2017

твзлов. Положения точек оболочки твзла определяем в цилиндрических координатах и в результате получаем полную систему уравнений с граничными условиями:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \quad (1)$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0, \quad (2)$$

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma_r - \nu'\sigma_\theta}{E'} + \alpha'\Delta T, \quad \varepsilon_\theta = \frac{\sigma_\theta - \nu'\sigma_r}{E'} + \alpha'\Delta T, \quad (3)$$

$$\sigma_r|_{r=r_a} = -p_a, \quad \sigma_r|_{r=r_b} = -p_b, \quad (4)$$

где  $r$  – радиальная координата,  $r_a \leq r \leq r_b$ ;  $u$  – радиальное перемещение;  $\varepsilon_r$  и  $\varepsilon_\theta$  – радиальная и окружная деформации;  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  – радиальные и окружные напряжения;  $\Delta T = T - T_0$ ;  $E'$ ,  $\nu'$  и  $\alpha'$  – эквивалентные модуль упругости, коэффициент Пуассона и коэффициент линейного расширения, которые связаны с модулем упругости  $E$ , коэффициентом Пуассона  $\nu$  и коэффициентом линейного расширения  $\alpha$  материала:

$$E' = E/(1 - \nu^2), \quad \nu' = \nu/(1 - \nu), \quad \alpha' = \alpha(1 + \nu).$$

Вместо полной системы уравнений (1), (2) можно рассматривать частные формулировки. Действительно, используя соотношения (3), можем определить напряжения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E'}{1 - \nu'^2} (\varepsilon_r + \nu'\varepsilon_\theta) - \frac{E'\alpha'}{1 - \nu'} \Delta T, \\ \sigma_\theta &= \frac{E'}{1 - \nu'^2} (\varepsilon_\theta + \nu'\varepsilon_r) - \frac{E'\alpha'}{1 - \nu'} \Delta T. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Исключая деформации (1) из выражений (5) и подставляя полученный результат в уравнение (2), и граничные условия (4) в случае, когда  $E$ ,  $\nu$  и  $\alpha$  – некоторые постоянные, вместо задачи (1)–(4) получаем эквивалентную ей задачу для одного уравнения относительно искомого перемещения:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = \frac{E'\alpha'}{1 - \nu'} \frac{dT}{dr}, \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{du}{dr} + \nu' \frac{u}{r} &= -\frac{1 - \nu'^2}{E'} p_a + \alpha'(1 + \nu') \Delta T, \quad r = r_a, \\ \frac{du}{dr} + \nu' \frac{u}{r} &= -\frac{1 - \nu'^2}{E'} p_b + \alpha'(1 + \nu') \Delta T, \quad r = r_b. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Формулировка задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочек твзлов в виде (6), (7) представляется наиболее удобной. Вместе с тем, при изучении напряженно-деформированного состояния оболочек твзлов приходится учитывать зависимости характеристик материала от температуры:

$$E = E(T), \quad \nu = \nu(T), \quad \alpha = \alpha(T). \quad (8)$$

Зависимости (8) с учетом осесимметричного температурного поля  $T = T(r)$  приводят к сложным функциям координат:

$$E = E(T(r)), \quad \nu = \nu(T(r)), \quad \alpha = \alpha(T(r)). \quad (9)$$

С учетом соотношений (9) после подстановки напряжений (5) в уравнение равновесия (2) конечный результат будет содержать выражения

$$\frac{dE}{dT} \frac{dT}{dr}, \quad \frac{d\nu}{dT} \frac{dT}{dr}, \quad \frac{d\alpha}{dT} \frac{dT}{dr}. \quad (10)$$

Выражения вида (10) существенно затрудняют анализ напряженно-деформированного состояния оболочки твзла. Действительно, данные о температурных зависимостях (8) характеристик материалов представлены в табличной форме, или аналитическими аппроксимациями табличных данных, и получение достоверных данных о производных  $dE/dT$ ,  $d\nu/dT$  и  $d\alpha/dT$  содержит определенные трудности. Поэтому весьма важным представляется получить математическую формулировку, в которой не будет содержаться производных  $dE/dT$ ,  $d\nu/dT$  и  $d\alpha/dT$ .

Математическую формулировку задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки твзла можно представить в виде уравнений (3), в которых при помощи соотношений (1) исключены компоненты тензора деформаций, и уравнения (2):

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{E'} \sigma_r + \frac{\nu'}{E'} \sigma_\theta + \frac{du}{dr} &= \alpha' \Delta T, \\ \frac{\nu'}{E'} \sigma_r - \frac{1}{E'} \sigma_\theta + \frac{u}{r} &= \alpha' \Delta T, \\ \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Уравнения (11) следует рассматривать с учетом граничных условий (4). Преимуществом уравнений (11) является то обстоятельство, что они отвечают наиболее общему виду и не содержат при этом выражений вида (10). Уравнения подобного вида показали высокую эффективность при решении задач теории ползучести для исследования состояния элементов оборудования энергетических установок [7, 8].

### Метод решения задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки твзла

Для решения задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки твзла можно использовать различные известные численные методы решения краевых задач. Применение методов Галеркина [9] оказалось весьма эффективным при решении некоторых задач о ползучести элементов энергоустановок [7, 8]. В то же время методам Галеркина присущи недостатки, связанные с чувствительностью результатов к погрешностям вычислений, трудностями обоснования выбора пробных функций. Опыт японских специалистов [3] свидетельствует об эффективном применении метода конечных разностей при моделировании поведения оболочек твзлов.

Применение метода конечных разностей представляется наиболее удобным при использовании формулировки задачи вида (6), (7). В этом случае можно получить системы линейных алгебраических уравнений относительно искомым узловых значений неизвестных с ленточными матрицами, причем ширина ленты, естественно, будет определяться числом точек в конечно-разностных аппроксимациях производных. Подобные системы хорошо изучены и представлены в литературе, например, в работе [9]. В то же время применение метода конечных разностей для системы дифференциальных уравнений (11) с граничными условиями (4) в литературе мало изучено в настоящее время, хотя уравнения вида (11) представляют наибольший интерес в силу их универсальности.

### Результаты решения задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки твэла

Рассмотрим решение задачи (6), (7) для следующих исходных данных:

$$r_a = 3,855 \text{ мм}, r_u = 4,55 \text{ мм}, E = 96 \text{ ГПа}, \nu = 0,33, \\ p_a = 10 \text{ МПа}, p_u = 15,7 \text{ МПа}, T = T_0$$

приведены на рис. 1. Расчеты показывают, что с увеличением числа узлов сетки получаемые узловые значения практически совпадают с известным аналитическим решением задачи Ляме о цилиндре, нагруженном внутренним и наружным давлениями.

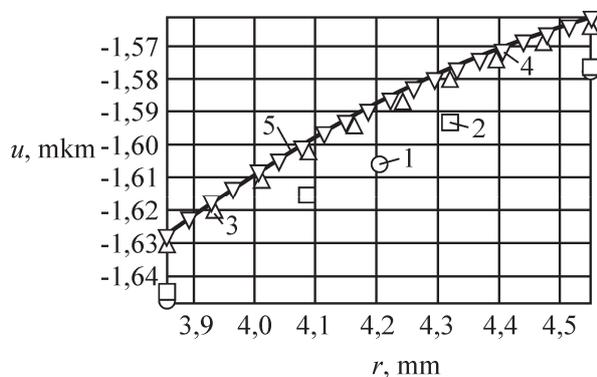


Рис. 1 – Радиальные перемещения в оболочке твэла, отвечающие приближенным решениям с числом узлов сетки  $n = 3$  (маркеры 1),  $n = 4$  (маркеры 2),  $n = 10$  (маркеры 3),  $n = 20$  (маркеры 4) и точному решению (кривая 5)

### Обсуждение результатов

Полученные результаты (рис. 1), показывают, что даже при относительно небольшом числе узлов сетки удается получать приближенные решения с малой погрешностью. При использовании уравнений (11) погрешность решений ожидается еще меньшей, поскольку при одинаковом числе

узлов сетки имеем больше алгебраических уравнений, чем при использовании уравнения (6).

Применение метода конечных разностей оказывается более простым, чем использование методов Галеркина за счет отсутствия необходимости интегрирования в исследуемой области, а также необходимости в библиотеках пробных функций и за счет ленточной структуры матрицы системы линейных алгебраических уравнений относительно узловых значений.

### Выводы

Рассмотрены математические формулировки задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки твэла. Показано, что более перспективными являются формулировки относительно независимых напряжений и перемещений, поскольку они не содержат производные  $dE/dT$ ,  $dv/dT$  и  $da/dT$  температурных зависимостей характеристик материала.

Показано, что применение метода конечных разностей является весьма перспективным для решения задач об определении напряженно-деформированного состояния оболочек твэлов. Рекомендуется в дальнейшем применять именно метод конечных разностей.

### Список литературы

- 1 **Imani, M.** Numerical study of fuel-clad mechanical interaction during long-term burnup of WWER1000 / **M. Imani, M. Aghaie, A. Zolfaghari, A. Minuchehr** // Annals of Nuclear Energy. – 2015. – Vol. 80. – P. 267–278. – ISSN 0306-4549. – doi: 10.1016/j.anucene.2015.01.036.
- 2 **Tulkki, V.** Modelling anelastic contribution to nuclear fuel cladding creep and stress relaxation / **V. Tulkki, T. Ikonen** // Journal of Nuclear Materials. – 2015. – Vol. 465. – P. 34–41. – ISSN 0022-3115. – doi: 10.1016/j.jnucmat.2015.04.056.
- 3 **Suzuki, M.** Light water reactor fuel analysis code FEMAXI-V (VER. 1) / **M. Suzuki**. – Japan atomic energy research institute, 2000. – 282 P.
- 4 **Maceri, A.** Theory of Elasticity / **A. Maceri**. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 716 p. – ISBN 978-3-642-11392-5.
- 5 **Barber, J. R.** Elasticity / **J. R. Barber**. – Springer Netherlands, 2010. – 534 p. – ISBN 978-90-481-3809-8
- 6 **Anandarajah, A.** Computational Methods in Elasticity and Plasticity / **A. Anandarajah**. – Springer-Verlag New York, 2010. – 653 p. – ISBN 978-1-4419-6379-6.
- 7 **Morachkovskii, O. K.** Solving initial-boundary-value creep problems / **O. K. Morachkovskii, Yu. V. Romashov** // International Applied Mechanics. – 2009. – Vol. 45, No. 10. – P. 1061–1070.
- 8 **Morachkovskii, O. K.** Prediction of the corrosion cracking of structures under the conditions of high-temperature creep / **O. K. Morachkovskii, Yu. V. Romashov** // Materials Science. – 2011 – Vol. 46, No. 5. – P. 613–618. – ISSN 1068-820X. – doi: 10.1007/s11003-011-9331-7.

- 9 **Fletcher, C. A. J.** Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques / C. A. J. Fletcher. – Springer Verlag Berlin Heidelberg, 1988, 1991. – 404 p.
- 4 **Maceri, A.** (2010), *Theory of Elasticity*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-642-11392-5.
- 5 **Barber, J. R.** (2010), *Elasticity*, Springer, Netherlands, ISBN 978-90-481-3809-8.
- 6 **Anandarajah, A.** (2010), *Computational Methods in Elasticity and Plasticity*, Springer-Verlag, New York, ISBN 978-1-4419-6379-6.
- 7 **Morachkovskii, O. K. and Romashov, Yu. V.** (2009), "Solving initial-boundary-value creep problems", *International Applied Mechanics*, Vol. 45, No. 10, pp. 1061–1070.
- 8 **Morachkovskii, O. K. and Romashov, Yu. V.** (2011), "Prediction of the corrosion cracking of structures under the conditions of high-temperature creep", *Materials Science*, Vol. 46, No. 5, pp. 613–618, ISSN 1068-820X, doi: 10.1007/s11003-011-9331-7.
- 9 **Fletcher, C. A. J.** (1988, 1991), *Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques*, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg.

#### Bibliography (transliterated)

- Imani, M., Aghaie, M., Zolfaghari, A. and Minuchehr, A.** (2015), "Numerical study of fuel-clad mechanical interaction during long-term burnup of WWER1000", *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 80, pp. 267–278, ISSN 0306-4549, doi: 10.1016/j.anucene.2015.01.036.
- 2 **Tulkki, V. and Ikonen, T.** (2015), "Modelling anelastic contribution to nuclear fuel cladding creep and stress relaxation", *Journal of Nuclear Materials*, Vol. 465, pp. 34–41, ISSN 0022-3115, doi: 10.1016/j.jnucmat.2015.04.056.
- 3 **Suzuki, M.** (2000), *Light water reactor fuel analysis code FEMAXI-V (VER. 1)*, Japan atomic energy research institute.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Ромашов Юрий Владимирович** – доктор технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры парогенераторостроения, Харьковский национальный университет имени В.Н. Каразина, профессор кафедры прикладной математики; г. Харьков, Украина; e-mail: yu.v.romashov@gmail.com, ORCID 0000-0001-8376-3510.

**Romashov Yurii** – Doctor of Engineering Science, Docent, Professor of the Steam Generator Building Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", professor of the applied mathematics department, V. N. Karazin Kharkiv National University; Kharkov, Ukraine.

**Поволоцкий Элий Викторович** – аспирант кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: vladislavtish@gmail.com

**Povolotskii Elii** – Post Graduate Student of the Steam Generator Building Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Ромашов, Ю. В.** Применение метода конечных разностей для решения задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки стержневого твэла / **Ю. В. Ромашов, Э. В. Поволоцкий** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 82–85. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.13.

*Please cite this article as:*

**Romashov, Yu. and Povolotskii, E.** (2017), "Using the Method of Finite Differences to Solve the Rod Fuel Element Shell Stress-Strain Behavior Problem", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 82–85, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.13.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Ромашов, Ю. В.** Використання методу скінченних різниць для розв'язування задачі про напружено-деформований стан оболонки стержневого твэлу / **Ю. В. Ромашов, Э. В. Поволоцкий** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 82–85. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.13.

**АНОТАЦІЯ** Розглянуто математичні формулювання задачі про напружено-деформований стан оболонки твэла. Показано, що більш зручними є формулювання щодо напружень і переміщення, оскільки вони не містять похідні температурних залежностей характеристик матеріалу оболонки твэла, хоча й містять більше рівнянь, ніж формулювання відносно переміщення. Показано, що застосування методу скінченних різниць є перспективним для розв'язування задач щодо визначення напружено-деформованого стану оболонок твэлів.

**Ключові слова:** твэл, оболонка, напружено-деформований стан, метод скінченних різниць, розрахунковий код.

Поступила (received) 08.02.2017

**А. Н. МИНКО, В. В. ШЕВЧЕНКО**

### КОМПЛЕКСНАЯ СТРУКТУРА РАЗРАБОТКИ ТУРБОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

**АННОТАЦИЯ** Приведены результаты теоретического анализа развития турбогенераторных автономных источников электроэнергии за рубежом. Сформулирована структура разработки турбогенераторной установки блочно-модульного исполнения и определены исходные данные для процесса проектирования и конструирования структурных частей установки: одноступенчатой активной турбины, цилиндрического зубчатого редуктора и турбогенератора. Выделено комплексное представление о состоянии проблем проектирования турбогенераторной установки блочно-модульного исполнения.

**Ключевые слова:** турбогенераторная установка блочно-модульного исполнения, одноступенчатая активная турбина, цилиндрический зубчатый редуктор, турбогенератор.

**A. MINKO, V. SHEVCHENKO**

### INTEGRATED STRUCTURE OF THE DEVELOPMENT OF THE TURBINE-GENERATOR SET OF A BLOCK-MODULAR TYPE

**ABSTRACT** Data of the theoretical analysis of the development of off-line turbine-generator electric power sources abroad have been given. A structure of the development of the turbine generator set consisting of the single-stage active turbine, cylindrical gear reducer and the turbine generator was formulated. For the single-stage active turbine the following initial parameters, in particular the pressure, flow rate, steam temperature and expected turbine power were adopted. The main design indices of the turbine structure are the optimal ratio of steam flow rates, the heat drop in the stage, nozzle block channel area, nozzle block cascade flow outlet angle, stage rotor diameter, stage rotor blade-to-blade space channel area, a number of the blades of stage rotor and the blade outlet angle. For the cylindrical gear reducer the following initial parameters were selected: circumferential velocity of driving and driven shafts and a number of drive stages. We proposed to define the following main design indices for the reducer structure: the gear diameters of driving and driven shafts of the reducer, a number of teeth for the gears of driving and driven shafts of the reducer and the value of contact stresses that arise at the interface of driving and driven shafts of the gear. The following indices were adopted for the turbine generator: total power, rated voltage, rated current, and the rotor speed and power coefficient. The ideas on the state of design problems of turbine-generator sets of this type were suggested.

**Key words:** turbine-generator set of a block-modular type, single-stage active turbine, cylindrical gear reducer, and the turbine generator.

#### Введение

В настоящее время в промышленно развитых странах Европейского Союза активно используются малые источники электроэнергии для обеспечения собственных нужд предприятий горно-металлургической, машиностроительной и сельскохозяйственной отрасли. В мировой практике в диапазоне мощностей от 100 кВт до 5 МВт наиболее часто в роли автономных источников электроэнергии используют турбогенераторные установки блочно-модульного исполнения (БМИ) [1]. Такое оборудование и комплектующие блоки к нему выпускают *G-Team a.s.* (Чехия), *Capstone Turbine Corporation* (США), *JFE Engineering Corporation* (Германия), *Turbec* (Италия), ГК «Турбопар» (Россия), *Dresser Rand* (Франция), *OPRA Technologies* (Нидерланды).

В настоящее время в Украине такое оборудование не выпускают и не используют, т.к. нет научно-технической базы для его разработки, проектирования и изготовления.

#### Цель работы

Целью настоящего исследования является разработка подхода (структуры) к проектированию турбогенераторной установки БМИ и определение начальных данных для проектирования и конструирования ее составных частей.

#### Изложение основного материала

В результате анализа зарубежных научно-технических публикаций и производственных технико-коммерческих предложений можно выделить три основных элемента турбогенераторной установки БМИ малой мощности: одноступенчатая активная турбина, цилиндрический зубчатый редуктор и турбогенератор, [2]. На рис. 1 предложена структура проектирования турбогенераторной установки БМИ:

1 Одноступенчатая активная турбина имеет следующие характеристики, [3]:

– рабочим телом турбины является свежий пар, характеристиками которого являются давление ( $p_1$ ) и температура ( $t_1$ ). Этот пар поступает на турбину от парогенераторов или от любого друго-

© А. Н. Минко, В. В. Шевченко, 2017

го источника пара, например, от систем испарительного охлаждения котла-утилизатора металлургического комбината. Расход пара ( $Q$ ) определяется производительностью оборудования производящего пар, а мощность будущей турбины ( $N_{тр}$ ) является задаваемым параметром. Значения расхода, давления и температуры пара являются начальными данными для расчета конструкции одноступенчатой активной турбины;

– давление отработанного пара ( $p_2$ ) с температурой ( $t_2$ ) на выходе из турбины определяется по координатам  $h, s$ -диаграммы и по значению энтальпии на выходе из сопловой решетки рабочего диска турбины;

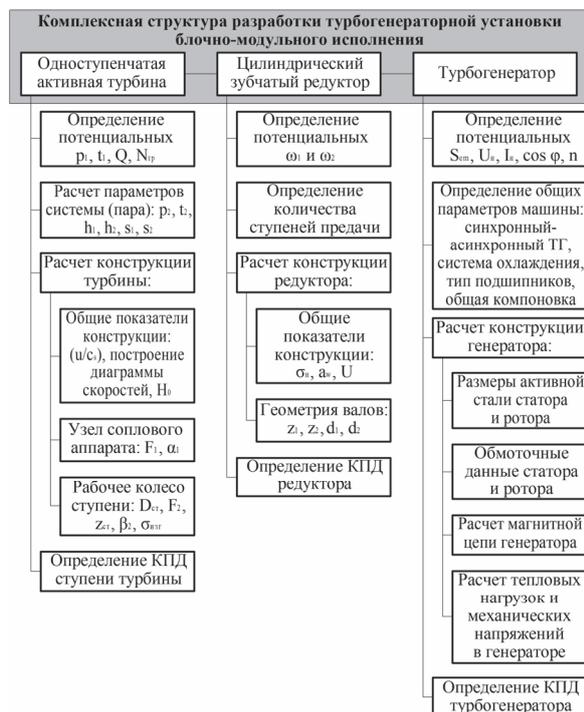


Рис. 1 – Структура проектирования турбогенераторной установки БМИ

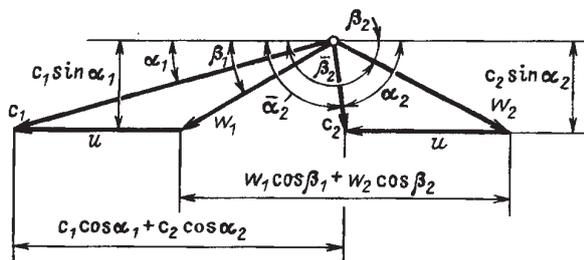


Рис. 2 – Диаграмма скоростей потока пара одноступенчатой активной турбины

– значение энтальпии ( $h_1$ ) пара на входе в турбину и на выходе из турбины ( $h_2$ ), а также значение энтропии ( $s_1$ ) пара на входе в турбину и на выходе из турбины ( $s_2$ ) определяется по  $h, s$ -диаграмме с учетом значения давления и температуры свежего пара;

– оптимальное отношение скоростей потока пара, которое будет соответствовать максимальному тепловому перепаду и максимальному значению КПД турбины

$$\left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)_{\text{опт}} \approx \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$$

где  $u$  – окружная скорость диска турбины, м/с;  $c_{\phi}$  – фиктивная скорость, м/с;  $\varphi$  – коэффициент скорости пара в сопловом аппарате, зависящий от расхода пара  $Q$  и от потерь пара на уплотнениях (обычно находится в диапазоне 0,9–0,98);  $\alpha_1$  – угол выхода потока из решетки соплового аппарата, град;  $\rho$  – степень реактивности (для одноступенчатых активных турбин  $\rho$  находится в диапазоне 0,02–0,4);

– диаграмма скоростей представлена на рис. 2, которая содержит:  $\alpha_2$  – угол выхода потока  $c_2$ , град;  $w_1$  – относительная скорость потока пара на входе в решетку рабочего колеса турбины, о.е.;  $\beta_1$  – угол выхода потока  $w_1$ , град;  $c_1$  – поток пара на выходе из соплового аппарата;  $w_2$  – относительная скорость потока пара на выходе из решетки рабочего колеса турбины, о.е.;  $\beta_2$  – угол выхода потока  $w_2$ , град;  $c_2$  – поток пара на выходе из соплового аппарата.

– тепловый перепад в ступени активной турбины, Дж/кг

$$H_0 = 0,5c_{\phi}^2;$$

– площадь канала соплового аппарата, м<sup>2</sup>

$$F_1 = \frac{Q_1 v_1}{\left(0,982 - 0,005 \frac{D_{\text{ан}}}{l_{\text{ан}}}\right) \sqrt{2H_0(1-\rho)}}$$

где  $Q_1$  – расход пара через сопловый аппарат, кг/с;  $v_1$  – удельный объем пара при прохождении в сопловом аппарате, м<sup>3</sup>/кг;  $D_{\text{ан}}$ ,  $l_{\text{ан}}$  – диаметр и длина соплового аппарата, м;

– угол выхода потока из решетки соплового аппарата ( $\alpha_1$ ) для одноступенчатых активных турбин изменяется в диапазоне 12–30 град;

– средний диаметр рабочего колеса ступени турбины, м

$$D_{\text{ст}} = \frac{\sqrt{2H_0} u}{\pi n c_{\phi}}$$

где  $n$  – частота вращения вала ступени, с<sup>-1</sup>;

– площадь канала межлопаточного пространства рабочего колеса ступени, м<sup>2</sup>

$$F_2 = \frac{Q_2 v_2}{\left(0,965 - 0,01 \frac{b_{\text{ст}}}{l_{\text{ст}}}\right) \sqrt{2\rho H_0 + w_1^2}}$$

где  $Q_2$  – расход пара через межлопаточное пространство ступени, кг/с;  $v_2$  – удельный объем пара при прохождении межлопаточного пространства ступени, м<sup>3</sup>/кг;  $b_{\text{ст}}$ ,  $l_{\text{ст}}$  – высота и ширина лопатки колеса ступени, м;

– количество лопаток колеса ступени

$$z_{ст} = \frac{\pi D_{ст}}{0,75\gamma},$$

где  $\gamma$  – длина хорды лопатки колеса ступени, м;

– угол выхода потока  $w_2$ , град

$$\beta_2 = \frac{F_2}{\pi(D_{ст} - 0,5b_{ст})eb_{ст}},$$

где  $e$  – длина дуги, занятой сопловой решеткой, отнесенной ко всей окружности сопловой решетки (степень парциальности);

– наибольшее изгибающее напряжение, которое возникает в корневом сечении лопатки при постоянном по высоте профиле, МПа

$$\sigma_{изг} = \frac{Rb_{ст}}{2z_{ст}eM},$$

где  $R$  – усилие, действующее на лопатку (зависит от перепада давления на входе и выходе из рабочего колеса ступени), кг/с;  $M$  – момент сопротивления профиля лопатки (зависит от сечения профиля лопатки), м<sup>3</sup>;

– относительный КПД ступени турбины, о.е.

$$\eta_{тр} = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_\phi}.$$

2 Цилиндрический зубчатый редуктор, [4]:

–  $\omega_1$  – окружная скорость вала одноступенчатой реактивной турбины и задается по результатам расчета турбины;  $\omega_2$  – окружная скорость вала ротора турбогенератора, определяется по результатам расчета генератора. Значения  $\omega_1$  и  $\omega_2$  являются начальными данными для расчета конструкции цилиндрического зубчатого редуктора;

– для сопряжения одноступенчатой активной турбины и турбогенератора с частотой вращения ротора 3000 об/мин достаточно использовать одноступенчатый редуктор (в случаях повышенной скорости вращения турбины возможно применение двухступенчатого редуктора);

– контактные напряжения, возникающие в местах сопряжения ведущего и ведомого вала редуктора, МПа

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 k_H (U+1)^3}{h_2 U^2}},$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние активной поверхности зубцов ведущего и ведомого вала редуктора, м;  $T_2$  – крутящий момент ведомого вала, Н·м;  $k_H$  – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца и между зубцами, а также динамические перемещения вала;  $U$  – передаточное отношение редуктора,  $U = \omega_1/\omega_2$ , о.е.;  $h_2$  – ширина колеса, на котором размещена шестеренка, м;

– количество зубьев на шестеренке ведущего вала

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \lambda}{m(U+1)},$$

где  $\cos \lambda$  – угол наклона зубцов, град;  $m$  – нормальный модуль зацепления, изменяется в диапазоне  $(0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$ , м;

– количество зубьев на шестеренке ведомого вала

$$z_2 = z_1 U;$$

– диаметр шестерни ведущего вала, м

$$d_1 = \frac{m}{\cos \lambda} z_1;$$

– диаметр шестерни ведомого вала, м

$$d_2 = \frac{m}{\cos \lambda} z_2;$$

– относительный КПД редуктора, о.е.

$$\eta_{ред} = \eta_{зуб} \eta_{под},$$

где  $\eta_{зуб}$  – КПД пары цилиндрических зубцовых колес, о.е.;  $\eta_{под}$  – КПД подшипникового узла редуктора, о.е.

3 Турбогенератор (ТГ):

– под значениями полной мощности ТГ ( $S_{em}$ ), номинального напряжения ( $U_H$ ), номинального тока ( $I_H$ ), коэффициента мощности ( $\cos \phi$ ) и частоты вращения ротора ( $n$ ) понимаются основные электромеханические показатели будущего ТГ, и эти значения являются начальными данными для расчета конструкции ТГ;

– рекомендации по определению общих параметров машины: синхронный/асинхронный ТГ, система охлаждения, тип подшипников, общая компоновка подробно изложены в [5];

– определение размеров активной стали статора и ротора, обмоточных данных, расчет магнитной цепи ТГ, расчет тепловых нагрузок и механических напряжений в ТГ, а также определение КПД турбогенератора подробно изложены в [6].

## Выводы

1 Анализ зарубежных публикаций и мировых тенденций развития малой энергетики показал, что применение БМИ для обеспечения собственных нужд крупных промышленных предприятий является эффективным способом энергосбережения в промышленности.

2 Предложенная комплексная структура разработки турбогенераторной установки БМИ скомпонованная по схеме «турбина-редуктор-генератор» позволяет сформулировать общий подход и начальные данные процесса разработки и проектирования подобного рода установок.

3 Необходимо освоить разработку и изготовление турбогенераторных БМИ исполнения отечественными производителями по образцу европейских аналогов.

## Список литературы

- 1 **Минко, А. Н.** О повышении конкурентоспособности отечественных турбогенераторов / **А. Н. Минко, В. В. Шевченко** // XI Міжнародної наук.-техн. конф. м. Кременчук 09–11 квітня 2013 р. – Кременчук : КрНУ. – 2013. – С. 220–221 – ISSN 2079-5106.
- 2 Український національний комітет міжнародної ради великих електричних систем CIGRE Громадська організація «Асоціація «CIGRE–Україна» [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <http://cigre.org.ua>. – Заголовок з екрану. – 15.01.2017.
- 3 **Овсянников, Б. В.** Теория и расчёт агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / **Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский**. – Москва : Машиностроение, 1986. – 376 с.
- 4 Расчеты деталей машин : справ. пособие. / **А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцев**. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высшая школа, 1986. – 400 с.
- 5 **Шевченко, В. В.** Развитие систем охлаждения и оптимизация конструкций турбогенераторов: монография / **В. В. Шевченко, А. Н. Минко**. – Харьков: Издатель Иванченко И.С., 2013. – 242 с. – ISBN 978-617-7033-20-1
- 6 **Усольцев, А. А.** Электрические машины : учебное

пособие / **А. А. Усольцев**. – Санкт-Петербург : НИУ ИТМО, 2013. – 416 с.

## Bibliography (transliterated)

- 1 **Minko, A. and Shevchenko, V.** (2013), "On increasing the competitiveness of domestic turbogenerators", *Documents XI International nauk.-tech. conf. Kremenchug 09–11 April 2013*, pp. 220–221, ISSN 2079-5106.
- 2 "Ukrainisky natsionalny komitet mizhnarodnoi for great elektrichnih systems CIGRE-Ukraina", available at: <http://cigre.org.ua> (accessed 15 January 2017).
- 3 **Ovsyannikov, B. and Borovsky, B.** (1986), *Theory and calculation of aggregate supply of liquid rocket engines*, Mechanical engineering, Moscow, Russia.
- 4 **Kuzmin, V., Chernin, I. and Kozintsev, B.** (1986), *Calculations of machine parts*, Higher School, Minsk, Republic of Belarus.
- 5 **Shevchenko, V. and Minko, A.** (2013), *Development of cooling systems and optimization of turbine generators*, Monograph, Publisher Ivanchenko I.S., Kharkov, Ukraine, ISBN 978-617-7033-20-1.
- 6 **Usoltsev, A.** (2013), *Electrical Machines*, ITMO, St. Petersburg, Russia.

## Сведения об авторах (About authors)

**Минко Александр Николаевич** – кандидат технических наук, заведующий отделом, ГП «УкрНТЦ «Энергосталь»; г. Харьков, Украина; e-mail: alexandr.minko@list.ru, ORCID 0000-0003-3206-0131.

**Minko Alexandr** – Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Head. Department, SE "UkrSTC "Energostal", Kharkov, Ukraine.

**Шевченко Валентина Владимировна** – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Электрические машины», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; г. Харьков; e-mail: zurbagan\_@mail.ru, ORCID 0000-0002-9557-9849.

**Shevchenko Valentine** – Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Docent, Professor of "Electrical machines", National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Минко, А. Н.** Комплексная структура разработки турбогенераторной установки блочно-модульного исполнения / **А. Н. Минко, В. В. Шевченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 86–89. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.14.

*Please cite this article as:*

**Minko, A. and Shevchenko, V.** (2017), "Integrated Structure of the Development of the Turbine-Generator Set of a Block-Modular Type", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 86–89, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.14

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Минко, О. М.** Комплексна структура розробки турбогенераторної установки блочно-модульного виконання / **О. М. Минко, В. В. Шевченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 86–89. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.14.

**АНОТАЦІЯ** Наведено результати теоретичного аналізу розвитку турбогенераторних, автономних джерел електроенергії за кордоном. Сформульована структура розробки турбогенераторної установки блочно-модульного виконання та визначено початкові дані для процесу проектування і конструювання структурних частин установки: одноступінчастої активної турбіни, циліндричного зубчастого редуктора та турбогенератора. Відмічено комплексне уявлення про стан проблем проектування турбогенераторних установок блочно-модульного виконання.

**Ключові слова:** турбогенераторна установка блочно-модульного виконання, одноступенева активна турбіна, циліндричний зубчастий редуктор, турбогенератор.

Поступила (received) 15.02.2017

УДК 621.634

doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.15

**Н. И. ГРИЦЕНКО, В. Н. ГОЛОЩАПОВ****ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА НА СОЗДАВАЕМЫЙ ИМ ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЯ**

**АННОТАЦИЯ** В статье представлены численные и экспериментальные исследования влияния формы проточной части осевого вентилятора на создаваемый перепад давлений. Исследованы конические, цилиндрические, цилиндрико-конические, сфероконические и другие типы форм проточной части. Определены предельные уровни перепада давлений при условии сохранения высокого коэффициента полезного действия для осевых шахтных вентиляторов местного проветривания серийного производства. Даны рекомендации по применению отдельных типов форм проточной части для крупных осевых вентиляторов большой производительности с целью снижения металлоёмкости и повышению эффективности в широких пределах режимов работы.

**Ключевые слова:** вентилятор, проточная часть, меридиональное ускорение, втулка, давление.

**N. GRYTSENKO, V. GOLOSHCHAPOV****INFLUENCE OF GEOMETRIC CHARACTERISTICS OF THE FLOW PASS OF AXIAL FAN ON THE PRESSURE DIFFERENCE CREATED BY IT**

**ABSTRACT** This scientific paper describes numerical and experimental investigation of the influence produced by a shape of the flow pass of axial fan on the level of created pressure difference. Conical, cylindrical, cylindrical and conical, spheroconical and other types of the shape of flow pass were investigated. Ultimate values of the levels of created pressure difference were defined provided that a high efficiency factor was retained for axial mine fans designed for the local ventilation of a full scale production. Recommendations on the use of some types of shapes of the flow pass for big axial fans of a high capacity were given to reduce specific quantity of metal and increase the efficiency in a wide range of operation modes. Investigation of the flow pass of the fan designed for the main local ventilation carried out using the 3D flow simulation and the experimental check showed an apparent advantage of the fan with the taper sleeve (flow pass with the meridional flow acceleration) in comparison with cylindrical meridional by-passes used at the present time. A total maximum pressure increment was 20 to 25 % and the maximum output increment was 20 to 30 %. First of all, this is related to a convergent behavior of the flow stream in the meridional plane, which results in a decrease of the influence of separated flows.

**Key words:** fan, flow pass, meridional acceleration, taper sleeve and the pressure.

**Введение**

Осевые вентиляторы широко применяются в таких областях как энергетика, горнодобывающая, металлургическая и химическая отрасли, в которых требуются большие расходы воздуха при достаточно высоком перепаде давления. Они, как правило, работают в длительных, непрерывных режимах. Поэтому оптимальный выбор аэродинамических параметров и конструкции вентиляторов является необходимым условием для удовлетворения современных требований по их экономичности при условии эффективной работы в широком диапазоне режимов.

Вентилятор, рассчитанный на предельные сочетания производительности и перепада давлений при максимальном КПД, должен обладать минимальными габаритами и окружными скоростями рабочих лопаток, обеспечивающих предельное сочетание коэффициента давления и коэффициента производительности при рациональной конструкции проточной части.

На сегодняшний день методики проектирования проточных частей осевых вентиляторов большой производительности при высоких значениях развиваемого давления, основаны на решении одномерных и квазиосесимметричных уравнений с использованием эмпирических зависимо-

стей, что обеспечивает создание конструкции с высоким, но недостаточным по современным требованиям, уровнем аэродинамической эффективности.

В работе представлены результаты исследования по влиянию геометрических характеристик проточной части осевого вентилятора на создаваемый перепад давлений, выполненного с использованием нового расчетно-экспериментального подхода.

**Цель работы**

Исследование влияния формы проточной части на уровень создаваемого им давления. Определение такой формы проточной части, при которой значение перепада давления будем максимальным при максимально высоком КПД.

**Анализ существующих схем осевых вентиляторов**

Анализ существующих конструкций высоконапорных осевых вентиляторов большой производительности показал, что предприятия производящие вентиляторы предлагают достаточно широкий выбор эффективных осевых вентиляторов различного технологического назначения [1–3]. К

© Н. И. Гриценко, В. Н. Голощачов, 2017

высоконапорным вентиляторам большой производительности относятся шахтные вентиляторы местного проветривания, главного проветривания, осевые дымососы и другие. Подавляющее большинство осевых вентиляторов местного проветривания представлены в виде одноступенчатых машин с цилиндрической проточной частью (серии ВМЭВО-А, А1, dGA1), и, как исключение, вентиляторы двухступенчатые серии ВМЭ-2, вентиляторы встречного вращения серии ВВМ, ВМЭВВ, а также, вентиляторы с конической проточной частью серии ВМЭ, ВМЭУ.

Осевые шахтные вентиляторы главного проветривания и осевые дымососы, являются крупными металлоёмкими машинами с мощностью привода до 5–7 МВт при непрерывном режиме работы. Эти турбомашины представлены в широком спектре аэродинамических характеристик [1–3] при одноступенчатом и двухступенчатом исполнении с цилиндрической формой проточной части. Исключением являются осевые дымососы с меридиональным ускорением потока компании TLT (Германия) с неповоротными лопатками рабочего колеса.

Востребованность осевых вентиляторов в различных схемах проветривания и схемах технологического назначения обусловлена рядом достоинств по сравнению с другими типами вентиляторных установок, а именно: экономичностью (максимальный полный КПД может достигать 90 %); возможностью глубокого регулирования механическим способом; низкой металлоемкостью; быстроходностью; для крупных вентиляторов (в том числе главного проветривания) снижением капитальных затрат на строительную часть в 2–3 раза; высокими реверсивными качествами; ремонтпригодностью.

К возможным недостаткам осевых вентиляторов можно отнести: наличием неустойчивых (срывных) режимов работы, ограничивающих диапазон эффективного использования; высокие требования к технологии изготовления лопаток; относительно невысокий напор; повышенный шум. Уровень напора, создаваемого вентилятором при высокой производительности, зависит от его аэродинамической схемы. Число ступеней вентилятора определяется числом рабочих колес, увеличение числа ступеней соответствует их последовательному соединению, и приводит к пропорциональному повышению давления, развиваемого вентилятором при заданной производительности [4].

При создании высоконапорных вентиляторов большой производительности реализуются схемы осевых вентиляторов с цилиндрической проточной частью (рис. 1).

Схема ВНА + К + СА является базовой для создания вентиляторов с высоким перепадом давления. КПД вентиляторов, выполненных по этой

схеме и коэффициенты давления, достаточно высокие. В схемах ВНА + К + СА при исходном, расчетном положении лопаток ВНА поток обычно закручивается против направления вращения рабочего колеса не больше, чем на половину скорости закручивания в колесе. Расчетная закрутка потока во ВНА схемы ВНА + К + СА по направлению вращения рабочего колеса у низкоскоростных вентиляторов при малых числах Маха ( $M \leq 0,1$ ) обычно не применяется, так как максимальный КПД не повышается, а скорость закручивания потока за колесом значительно увеличивается, что усложняет выполнения эффективного спрямляющего аппарата.

К особенностям многоступенчатых вентиляторов можно отнести высокие значения коэффициента давления ( $\Psi \leq 1,5$  и малые значения быстроходности), которые невозможно получить ни по одной из схем одноступенчатого вентилятора. Многоступенчатые вентиляторы могут быть выполнены как с направляющим аппаратом, так и без него. При наличии ВНА регулирование вентилятора более эффективно, а коэффициент давления имеет более высокое значение. Многоступенчатые вентиляторы в общем смысле представляют собой сложную аэродинамическую схему, составленную из нескольких более простых с особыми требованиями к взаимному расположению ступеней, параметрам закручивания и т.п. с целью минимизации как потерь, так и взаимного влияния элементов проточной части.

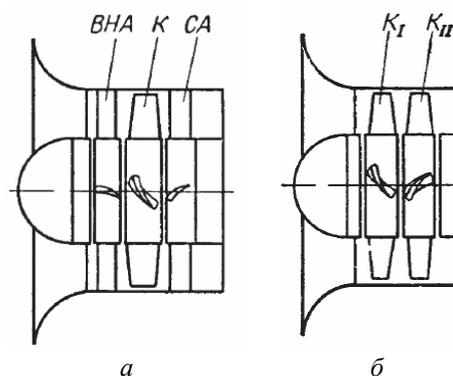


Рис. 1 – Аэродинамические схемы осевых вентиляторов с цилиндрической проточной частью: а – одноступенчатый вентилятор с входным направляющим аппаратом (ВНА) и со спрямляющим аппаратом (СА) (базовый вариант шахтных вентиляторов); б – вентилятор встречного вращения

К особому типу многоступенчатых вентиляторов, а именно двухступенчатых, можно отнести вентиляторы встречного вращения, выполненных по схеме  $K_I + K_{II}$ . Это вентиляторы, состоящие из двух рабочих колес противоположного вращения, без неподвижных лопаточных аппаратов. Двухступенчатые вентиляторы встречного вращения имеют коэффициенты давления и быстроходность,

как у обычного двухступенчатого вентилятора, и минимальные осевые размеры. Кривая давления у такого вентилятора при коэффициентах давления, производительности и величинах относительного диаметра втулки, равных значениям у обычного вентилятора, несколько более крутая, гистерезис между левой и правой ветвями характеристики отсутствует, разрыв в характеристике существенно меньше или даже отсутствует совсем. При углах установки больших, чем у обычных двухступенчатых вентиляторов, может иметь место монотонная или почти монотонная кривая давления. Объясняется это в основном благоприятным влиянием первого рабочего колеса на развитие срывных явлений во втором колесе.

Рабочие колеса вентиляторов встречного вращения имеют индивидуальный привод. Это усложняет конструкцию установки, но одновременно открывает возможности для необычного регулирования – изменением отношения частот вращения рабочих колес, при котором изменяется сама типовая, безразмерная характеристика (подобно тому, как и при регулировании изменением углов установки лопаток).

Осевой вентилятор с конической проточной частью (рис. 2) (меридионально-ускоренный) является весьма перспективным типом осевых вентиляторов так как использование меридионального ускорения потока, особенно в рабочем колесе, где течение обычно имеет диффузорный характер, способствует уменьшению диффузорности межлопаточных каналов и позволяет значительно увеличить аэродинамическую нагруженность рабочего колеса без опасности возникновения отрыва в каналах рабочего колеса. Увеличение меридиональной составляющей скорости течения в вентиляторах, достигнутое при небольших (0,6–0,7) значениях относительного диаметра втулки на выходе из колеса за счет уменьшения ее размера на входе (0,38–0,55) обеспечивает достижение коэффициента полного давления  $\Psi = 1,0–1,3$ , что недостижимо для одноступенчатых вентиляторов с цилиндрической проточной частью. При этом обеспечивается небольшое динамическое давление и максимальный (на уровне 88–90 %) КПД.

Применение осевых вентиляторов с меридиональным ускорением потока, у которых осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса существенно выше, чем на входе, позволяет значительно расширить диапазон значений предельных параметров по давлению, по сравнению с осевыми вентиляторами с цилиндрической проточной частью. При этом аэродинамические (компоновочные) схемы, в которых может быть реализована технология меридионального ускорения во многом повторяют схемы, принятые для вентиляторов с цилиндрической проточной частью, а также многоступенчатые компоновки как цилиндрических, так и конических ступеней.

Основными преимуществами вентиляторов с меридиональным ускорением потока, как вентиляторов главного проветривания, по сравнению с традиционными вентиляторами с цилиндрической втулкой являются:

- достижение большего максимального полного давления на 25–30 %;
- снижение шума, благодаря пониженной осевой скорости потока на входе в рабочее колесо;
- уменьшенные входной диаметр и масса рабочего колеса;
- уменьшение массы вентилятора в целом по сравнению с вентилятором с цилиндрической проточной частью с аналогичными характеристиками;
- достижение характеристик двухступенчатого вентилятора при одноступенчатом исполнении (в сочетании с небольшим повышением частоты вращения);
- достижение характеристик одноступенчатого вентилятора с цилиндрической проточной частью при меньших окружных скоростях;
- перспективность применения меридионально ускоренных вентиляторов в системе газоочистки и в составе котлоагрегатов, благодаря обеспечению пониженной интенсивности газобразивного износа благодаря меньшей скорости;
- эффективная регулировка входным направляющим аппаратом [5].

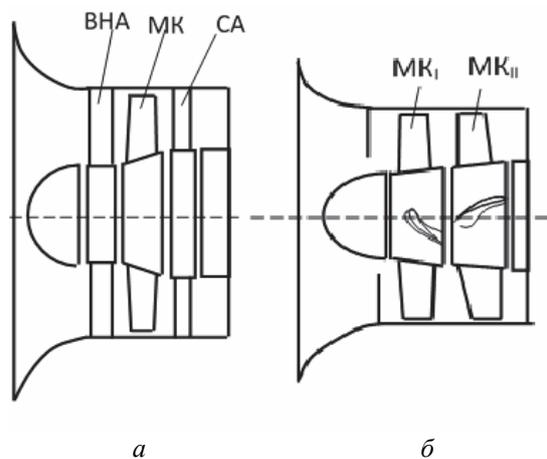


Рис. 2 – Аэродинамические схемы осевых вентиляторов с конической проточной частью: а – одноступенчатый вентилятор со спрямляющим аппаратом (СА) и входным направляющим аппаратом (ВНА); б – вентилятор встречного вращения

### Объект и результаты исследования

При создании крупногабаритных вентиляторов высокой производительности широко применяется моделирование лопаточных систем, обеспечивающее полное газодинамическое подобие потока и оценку эффективности с учетом критериев подобия по числам Рейнольдса  $Re$  и  $M$ .

В качестве объекта исследования газодинамики потока высоконапорном вентиляторе главного проветривания был выбран одноступенчатый шахтный осевой вентилятор местного проветривания полной схемы (ВНА + МК + СА) цилиндрической проточной частью. С диаметром рабочего колеса 710 мм, втулочным отношением 0,67, мощностью привода 75 кВт, номинальной частотой вращения 3000 об/мин [6].

Данный вентилятор является серийным, достаточно эффективным и хорошо зарекомендовавшим себя при эксплуатации на горнорудных предприятиях. Характеристики данного вентилятора (интегральные и траверсирования потока за лопаточными системами) зафиксированы путем испытания на стенде и приняты за базовые при обследовании проточной части.

В процессе исследования было выполнено:

1) Газодинамическое проектирование лопаточных систем (ВНА + К + СА) в пределах конической проточной части для максимальных значений развиваемого давления с помощью разработанной методики в 2D постановке.

2) Численное исследование лопаточных систем с привлечением программного комплекса *IPMFlow* [7] и доводка геометрии лопаточных систем в 3D постановке с целью снижения потерь, вызванных трехмерным характером течения вязкого газа (воздуха).

Для экспериментального исследования полученных вариантов проточной части проведены:

1) Разработка конструкции вариантов выполнения конической проточной части (КП), а именно: сфероконическая (СКП), и цилиндроконическая (ЦКП), представленная на рис. 3.

Таблица 1 – Номинальные и максимальные характеристики осевого шахтного вентилятора с цилиндрической проточной частью и различными вариантами выполнения меридионального ускорения

Тип	$Q_{\text{ном}}$ , м <sup>3</sup> /с	$P_{\text{в ном}}$ , Па	$Q_{\text{max}}$ , м <sup>3</sup> /с	$P_{\text{в max}}$ , Па	$\eta$ вентилятора, %	$\eta$ рабочего колеса, %	$K_f$
ЦП	10	4200	15	4300	63	77	1
КП	12	4350	17	4950	72	89	1,3
СКП	13	3780	17	4750	69	85	1,5
ЦКП	14	4100	18	5250	74,8	92	1,4

Результаты как расчетного исследования трехмерного воздушного потока с привлечением программного комплекса [7], так и экспериментального исследования показали, что вентиляторы с меридиональным ускорением имеют преимущество перед вентиляторами, построенными на базе цилиндрической проточной части.

Прирост по максимальному полному давлению составляет 20–25 %, прирост по максимальной производительности – 25–30 %. Это связано, в первую очередь, с конфузорным характером течения потока в меридиональной плоскости, что ведет к уменьшению влияния отрывных течений. Особенно это актуально для корневых сечений лопа-

2) Численное исследование этих вариантов проточной части и отыскание геометрических соотношений новой проточной части с наибольшими значениями развиваемого давления и КПД.

3) Испытания вентилятора с различными вариантами проточной части, определение их интегральных характеристик.

4) Определение полей распределения полного давления за лопатками рабочего колеса и спрямляющего аппарата на режиме максимального КПД при помощи комбинированных зондов статического и полного давления.

Для исследования было спроектировано двенадцать вариантов дизайна проточной части, которые отличались не только конструктивным исполнением втулки рабочего колеса (коническая, сфероконическая, цилиндроконическая), а и степенью меридионального ускорения – отношением площади входного сечения к выходному сечению ( $K_f$ ). Результаты исследования для четырех основных вариантов (см. рис. 3) приведены в табл. 1 и на рис. 4.

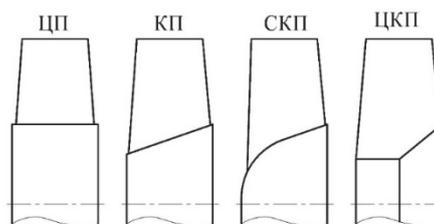


Рис. 3 – Варианты выполнения проточной части:  
ЦП – цилиндрическая проточная часть (П);  
КП – коническая П; СКП – сфероконическая П;  
ЦКП – цилиндроконическая П

ток, где окружная скорость минимальна, а относительный поворот потока в межлопаточном канале – максимален. Меридиональное ускорение потока позволило повысить аэродинамическую нагрузку в корневых сечениях и осуществить большее по значению отклонение потока по отношению к относительной скорости входа в канал. Следствием этого явилось увеличение доли статического давления, развиваемого в рабочем колесе. Густота лопаточной системы, посчитанная по коническим линиям тока, оказалась выше чем у лопаточной системы, построенной на базе цилиндрической проточной части при одинаковой ширине рабочего колеса.

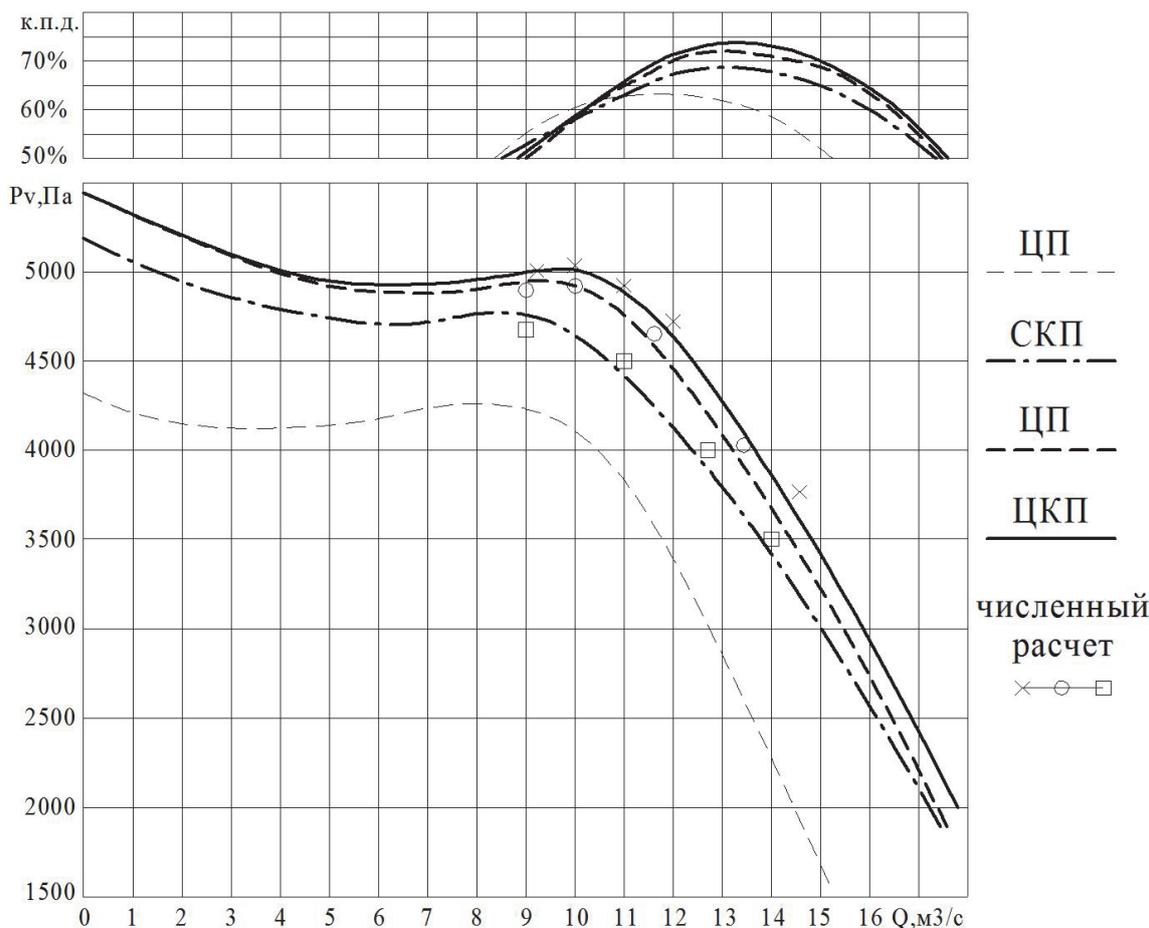


Рис. 4 – Результаты численного и экспериментального исследования

**Выводы**

Анализ конструктивного оформления проточной части вентиляторов главного проветривания показал, что их совершенствование для обеспечения высокой экономичности при высоких производительности и напоре невозможно без привлечения современных методов трехмерного газодинамического расчета течения вязкого газа. Проведенное исследование проточной части вентилятора главного местного проветривания как с привлечением 3D моделирования потока, так и экспериментальной проверки показало явное преимущество вентилятора с конической втулкой (проточная часть с меридиональным ускорением потока) по сравнению с применяемой в настоящее время цилиндрическими меридиональными обводами. Результаты исследования показали, что эффективное соотношение площадей входа в рабочее колесо и выхода (коэффициент меридионального ускорения  $K_f$ ) находится в пределах 1,25–1,55. При увеличении этого параметра значительно возрастают потери в рабочем колесе, наблюдаются развитые отрывные течения на выходе из межлопаточных каналов корневых сечений лопаток. При этом наблюдается хорошее совпадение результатов 3D расчетов проточной части с результатами

эксперимента.

**Список литературы**

- 1 Каталог продукции завода «Донвентилятор» [Электронный ресурс] / ООО «Донвентилятор». – Харьков, 2017. – Режим доступа: <https://donvent.com>. – 06.01.2017.
- 2 ВЕНТПРОМ (вентиляция и кондиционирование) [Электронный ресурс] / АО «АМЗ «ВЕНТПРОМ». – Артемовский, 2017. – Режим доступа: <https://www.ventprom.com.ua>. – 06.01.2017
- 3 Korfmann Lufttechnik GmbH [Electronic resource] / Company Korfmann Lufttechnik GmbH. – 2017. – Access mode: <http://www.korfmann.com>. – 06.01.2017.
- 4 **Русанов, А. В.** Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / **А. В. Русанов, С. В. Ершов.** – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. – ISBN 966-02-1956-1.
- 5 **Брусиловский, И. В.** Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ / **И. В. Брусиловский** – Москва : Недра, 1978. – 198 с.
- 6 **Пак, В. В.** Шахтные вентиляционные установки местного проветривания / **В. В. Пак, С. К. Иванов, В. П. Верещагин.** – Москва : Недра, 1974. – 237 с.
- 7 Патент на полезную модель 70123 Украина МПК F04D 29/54, F04D 29/56 Осевые вентилятор с входным патрубком и регулируемым направляющим аппаратом / **Иванов С. К., Мавродий С. В., Гриценко**

**Н. И.** ; заявитель и патентообладатель Мавродий С. В. – Заявл. 28.11.11 ; опубл. 25.05.12. Бюл. № 10. – 5 с.

#### Bibliography (transliterated)

- 1 **ООО «Donventilyator»** (2017), Catalog products factory "Donventilyator", available at: <https://donvent.com> (accessed 06 January 2017).
- 2 **АО «AMZ «VENTPROM»**. (2017), VENTPROM (Ventilation and air conditioning), available at: <https://www.ventprom.com.ua> (accessed 06 January 2017).
- 3 **Company Korfmann Lufttechnik GmbH** (2017), Korfmann Lufttechnik GmbH, available at: <http://www.korfmann.com> (accessed 06 January 2017).
- 4 **Rusanov, A. V. and Ershov, S. V.** (2008), *Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodina-*
- 5 **Brusilovskiy, I. V.** (1978), *Aerodinamicheskie shemy i harakteristiki osevykh ventilyatorov TsAGI [The aerodynamic characteristics of the circuit and axial fans Central Aero-Hydrodynamic Institute]*, Nedra, Moscow, Russian.
- 6 **Pak, V. V., Ivanov, S. K. and Vereschagin, V. P.** (1974), *Shahtnyie ventilyatsionnyie ustanovki mestnogo provetrivaniya [Mine ventilation systems of local ventilation]*, Nedra, Moscow, Russian.
- 7 **Ivanov, S. K., Mavrodiy, S. V. and Gritsenko, N. I.** (2012), "Osevoy ventilyator s vhodnyim patrubkom i reguliruemym napravlyayuschim apparatom [Axial fan with inlet and adjustable guide vanes]", *State Register of Patents of Ukraine*, Kiev, UA, Pat. № 70123.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Гриценко Никита Игоревич** – аспирант, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: donvent@gmail.com.

**Grytsenko Nikita** – Graduate Student, A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

**Голошапов Владимир Николаевич** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, старший научный сотрудник отдела моделирования и идентификации тепловых процессов; г. Харьков, Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

**Goloshchapov Vladimir** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Гриценко, Н. И.** Влияние формы проточной части на уровень давления создаваемый осевым вентилятором / **Н. И. Гриценко, В. Н. Голошапов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 90–95. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.15.

*Please cite this article as:*

**Grytsenko, N. and Goloshchapov, V.** (2017), "Influence of Geometric Characteristics of the Flow Pass of Axial Fan on the Pressure Difference Created by It", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 90–95, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.15.

*Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:*

**Гриценко, М. І.** Вплив форми проточної частини на рівень тиску створюваний осьовим вентилятором / **М. І. Гриценко, В. М. Голошапов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 90–95. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.15.

**АНОТАЦІЯ** У статті представлені чисельні та експериментальні дослідження впливу форми проточної частини осьового вентилятора на рівень створюваного тиску. Досліджено конічні, циліндричні, циліндроконічні, сфероконічні і інші типи форм проточної частини. Визначено граничні значення рівня створюваного тиску за умови збереження високого коефіцієнта корисної дії для осьових шахтних вентиляторів місцевого провітрювання серійного виробництва. Дано рекомендації щодо застосування окремих типів форм проточної частини для великих осьових вентиляторів великої продуктивності з метою зниження металоємності і підвищення ефективності в широких межах режимів роботи.

**Ключові слова:** вентилятор, проточна частина, меридіональне прискорення, втулка, тиск.

Поступила (received) 14.02.2017

Л. О. КЕСОВА, Т. В. ШЕЛЕСЕЙ

### ЗАЛЕЖНІСТЬ ТЕМПЕРАТУРИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ КОТЛІВ ВІД ЗМІНИ ЕЛЕКТРИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТЕЦ

**АНОТАЦІЯ** Одним з ефективних методів маловитратної модернізації ТЕЦ є зниження температури відхідних газів котлів ( $t_{\text{відх}}$ ). Намагання знизити температуру відхідних газів для підвищення ККД котлів обмежується впливом  $t_{\text{відх}}$  на довговічність поверхонь нагріву як конвективної шахти, так і всього газоповітряного тракту з урахуванням точки роси ( $t_p$ ). На базі аналізу експлуатаційних показників парових котлів типу ТГМП-314А складено рівняння регресії. Результати досліджень підтверджують, що найбільший вплив на температуру димових газів у всьому діапазоні зміни електричного навантаження блоку має температура живильної води.

**Ключові слова:** котел, змінний режим експлуатації, температура відхідних газів, електрична потужність, теплове навантаження, температура та витрата живильної води.

L. KESOVA, T. SHELESHEY

### DEPENDENCE OF THE TEMPERATURE OF EFFLUENT GASES OF THE BOILERS ON A CHANGE IN THE LOADING OF THERMAL POWER PLANTS

**ABSTRACT** One of the efficient methods of inexpensive modernization of thermal power plant is to reduce the temperature of effluent gases of the boilers ( $t_{\text{exh}}$ ). The purpose of this paper was to carry out the experimental computation investigation of a degree of influence of the operation mode and performance factors (feed water flow rate and temperature, electric and thermal power) on the temperature of effluent gases of the boilers with the retention of the longevity of gas escape ducts. The attempts made to reduce the temperature of effluent gases in order to increase an efficiency factor of the boilers are restricted by the influence of ( $t_{\text{exh}}$ ) on the longevity of heating surfaces both of the convective ducts and the entire gas-air duct (air heaters, gas-air mains, and the smoke pipe), taking into consideration the dew point ( $t_d$ ) at which the combustion gas moisture condensation is possible. Based on the analysis of performance indices of the steam boilers of a TGMP-314A type the regression equation was formed. The research data prove that the feed water temperature produces the greatest influence on the temperature of combustion gases in the entire range of variation in the electric load of the unit. The analysis of obtained data showed that the temperature of exhaust gases is increased with an increase in the electric power to 130 °C. This allows us to decrease the temperature of combustion gases on average by 20 °C taking into consideration the reliability of convective heating surfaces. Computations of the influence of  $t_{\text{exh}}$  on  $q_2$  showed that with the 1°C drop in the temperature of combustion gases an increase in the efficiency factor of the boiler reaches 0,035 % for the natural gas burning and 0,06 % for the fuel oil burning. Thus, we can come to a conclusion that the efficiency factor of the boiler of a TGMP-314A type can be increased by 0,7 % with no degradation of the reliability of the heating surfaces of convective duct for the natural gas burning. The specific consumption of standard fuel will be reduced by 1,61 g.s.f. (grams of the standard fuel)/(kw·h).

**Key words:** boiler, variable operation mode, effluent gas temperature, electric power, thermal load, feed water flow rate and the temperature.

#### Вступ

Згідно «Енергетичної стратегії України на період до 2030 року» одним з основних завдань енергетичної галузі є використання низькопотенційного тепла та впровадження «маловитратних» технологій з метою підвищення надійності, економічності та екологічності діючих енергоустановок [1].

Сьогодні стан теплоелектроцентралей та теплових мереж України є критичним: фізичний знос основного і допоміжного обладнання знижує надійність і економічність та потребує модернізації, реконструкції або повної заміни; труднощі забезпечення теплоелектроцентралей (ТЕЦ) вітчизняним газовим паливом і значні витрати при купівлі його за кордоном; недостатність фінансових можливостей країни для швидкої модернізації та реконструкції обладнання. В зв'язку з цим, нагальним є пошук шляхів підвищення надійності та економічності діючих ТЕЦ шляхом вдосконалення

процесів спалювання газу, зниження теплових виходів в навколишнє середовище, витрат електроенергії на власні потреби.

Одним з ефективних методів маловитратної модернізації ТЕЦ є зниження температури відхідних газів котлів ( $t_{\text{відх}}$ ). Відомо, що в котлах з камерним спалюванням втрати з фізичною теплотою відхідних газів  $q_2$  є найбільш істотними і складають (5–12) % [2]. Однак в наш час утилізація теплоти відхідних газів вимагає значних капіталовкладень та спеціальних випробувань на діючих об'єктах з урахуванням змінних електричних та теплових навантажень ТЕЦ [3–6].

#### Мета роботи

Метою даної роботи є експериментально-розрахункові дослідження ступеню впливу режимних та експлуатаційних факторів (температура і витрати живильної води; електрична і теплова потужність) на температуру відхідних газів котлів зі

© Л. О. Кесова, Т. В. Шелесей, 2017

збереженням довговічності газовідвідних трактив.

### Огляд літератури

Першою спробою визначення доцільного рівня підігріву повітря в котельному агрегаті слід вважати роботи Л. К. Рамзіна, В. І. Толубінського, О. А. Рубінштейна і Р. В. Петеліна, Н. В. Кузнецова, І. Б. Варавицького, Л. Б. Кроля та ін. [7–12].

Пошук найбільш раціональної компоновки хвостових поверхонь нагріву котельних агрегатів поділяється на два напрямки: 1) найвигідніший розподіл теплосприйняття між ступенями нагріву – економайзера і повітропідігрівника, включаючи спільне визначення оптимальних температур живильної води і відхідних газів; 2) раціональні схеми попереднього та основного підігріву повітря для запобігання низькотемпературної корозії поверхонь нагріву, підвищення економічності спалювання палива, з врахуванням впливу температури гарячого повітря на утворення шкідливих речовин в топках котлів [13–14].

Встановлено, що одним з основних факторів, які впливають на оптимальну температуру димових газів, є температура живильної води. Як показали дослідження А. В. Андрущенко, вибір оптимальної температури живильної води повинен проводитися з урахуванням залежності втрат теплоти з димовими газами [15, 16].

Огляд та аналіз досліджень щодо найвигіднішого розподілу теплосприйняття між ступенями нагріву економайзера і повітропідігрівника, включаючи спільне визначення оптимальних температур живильної води і відхідних газів, показує, що названим питанням приділяється велика увага і їх слід вважати достатньо обґрунтованими для стаціонарних режимів експлуатації ТЕЦ. Однак для реальних експлуатаційних умов характерна робота обладнання електростанцій на змінних режимах за завданням енергосистеми. Наукові дослідження зміни температури відхідних газів при нестаціонарних режимах роботи ТЕС в літературі майже відсутні.

### Основний виклад матеріалу

В умовах експлуатації можливе часткове відключення регенеративних підігрівачів та зниження підігріву в них внаслідок забруднення поверхонь нагріву. На блочних установках температура живильної води тісно пов'язана з тепловим та електричним навантаженням блоків. Таким чином, вирішення поставленої задачі потребує оцінки впливу на температуру відхідних газів, не тільки температури живильної води, а і умов експлуатації.

Розрахунки проводились методом планування експерименту з математичною обробкою результатів і отриманням математичної моделі

процесу [17]. Для характеристик теплоенергетичного обладнання, як правило, використовують поліном другого ступеня [17, 18]

$$y = b_0 + \sum_1^k b_i x_i + \sum_1^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j, \quad (1)$$

де  $y = t_{\text{відх}}$ ,  $b_i$ ,  $b_{ij}$ ,  $b_{ii}$  – оцінки коефіцієнтів рівняння регресії;  $x$  – змінні фактори (витрата живильної води; температура живильної води; електрична потужність; тепла потужність).

Оцінку адекватності уявлення дає коефіцієнт множинної кореляції

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_1^n (\hat{y}_j - \bar{y}_i)^2}{\sum_1^n (y_j - \bar{y}_i)^2}}, \quad (2)$$

де  $y_j$  – поточне значення вихідної величини в  $j$ -м досліді;  $\hat{y}_j$  – розрахункове значення вихідної величини за отриманим рівнянням в  $j$ -м досліді;  $\bar{y}_i$  – середнє значення вихідної величини в досліді,

$$\bar{y}_i = \frac{1}{n} \sum_1^k y_i.$$

На базі аналізу експлуатаційних показників парових котлів типу ТГМП-314А Київської ТЕЦ-5 складено рівняння регресії трьох типів (лінійне, степеневе, квадратичне) і встановлено ступені впливу режимів роботи енергоблоку (навантажень при виробітку електроенергії та теплоти, температури та витрати живильної води) на  $t_{\text{відх}}$ . Встановлено, що найбільш адекватною до експлуатаційних умов є квадратична залежність виду

$$\begin{aligned} \frac{t_{\text{відх}}}{t_{\text{відх}}^0} = & -985,61 - 0,005 \frac{D}{D_0} + 8,09 \frac{t_{\text{ж.в.}}}{t_{\text{ж.в.}}^0} - \\ & - 0,048 \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} + 2,03 \frac{N_e}{N_e^{\text{ном}}} - 6,42 \cdot 10^{-5} \left( \frac{D}{D_0} \right)^2 - \\ & - 0,0174 \left( \frac{t_{\text{ж.в.}}}{t_{\text{ж.в.}}^0} \right)^2 - 0,00025 \left( \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right)^2 - 0,006 \left( \frac{N_e}{N_e^{\text{ном}}} \right)^2 + \\ & + 6,42 \cdot 10^{-9} \frac{D}{D_0} \frac{t_{\text{ж.в.}}}{t_{\text{ж.в.}}^0} \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \frac{N_e}{N_e^{\text{ном}}}, \quad (3) \end{aligned}$$

де  $D_0, D$  – витрати живильної води, т/год;  $Q_{\text{ном}}, Q$  – теплові навантаження, МВт;  $N_e^{\text{ном}}, N_e$  – електричні потужності, МВт;  $t_{\text{ж.в.}}^0, t_{\text{ж.в.}}$  – температури живильної води, °С;  $t_{\text{відх}}^0, t_{\text{відх}}$  – температури відхідних газів, °С в номінальному та змінних режимах експлуатації, відповідно.

Намагання знизити температуру відхідних газів для підвищення ККД котлів обмежується впливом  $t_{\text{відх}}$  на довговічність поверхонь нагріву як конвективної шахти, так і всього газоповітряного тракту (повітропідігрівачі, газоповітропроводи,

димова труба) з урахуванням точки роси ( $t_p$ ), при якій можлива конденсація вологи димових газів. При спалюванні газу конденсат містить розчинені оксиди вуглецю і азоту ( $pH = 4-6$ ); при спалюванні мазуту в конденсаті розчиняються ще і оксиди сірки ( $pH < 4$ ), що призводить до корозії і ерозії внутрішніх поверхонь газоходів котла.

Температура точки роси димових газів залежить від їх вологості і може бути розрахована за формулою [19, 20]

$$t_p = F(X) = 16,129 \ln \frac{X10^4}{0,847\alpha + 3,67}, \quad (4)$$

де  $X$  – вологовміст димових газів;  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря.

В даній роботі розрахункові дослідження, виконані для залежностей  $t_{\text{відх}} = f(t_{\text{ж.в}}, N_E, Q_T, D_{\text{ж.в}})$ . Як приклад, на рис. 1 наведено залежності температури димових газів від електричної потужності при сталих значеннях теплового навантаження та температури живильної води для енергоблоку потужністю 250 МВт (ТГМП-314 А – Т-250/300-240).

Результати досліджень підтверджують, що найбільший вплив на температуру димових газів у всьому діапазоні зміни електричного навантаження блоку має температура живильної води (при збільшенні  $t_{\text{ж.в}}$  на  $5^\circ\text{C}$  температура димових газів зростає, в середньому, на  $2^\circ\text{C}$ ).

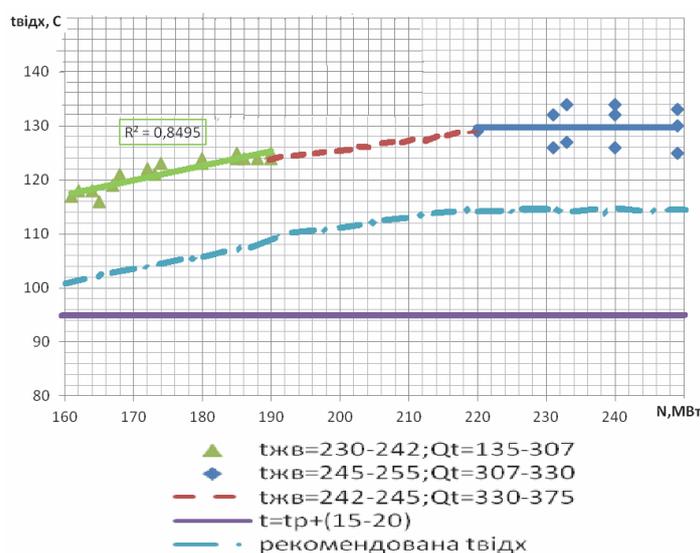


Рис. 1 – Залежність температури димових газів від електричної потужності для  $t_{\text{ж.в}} = 230-255^\circ\text{C}$ ,  $Q_m = 135-375 \text{ МВт}$ ,  $N_E = 163-250 \text{ МВт}$

Результати аналізу отриманих даних показують, що температура відхідних газів зростає з ростом електричної потужності на  $12^\circ\text{C}$  ( $t_{\text{ж.в}} = 230-242^\circ\text{C}$ ), майже сталою є в діапазоні  $N_E = 220-250 \text{ МВт}$  і складає  $130^\circ\text{C}$ , яка вище  $t_p = 80^\circ\text{C}$  (за даними ТЕЦ-5). Це дозволяє, з урахуванням надійності конвективних поверхонь нагріву, знизити температуру димових газів в середньому на  $20^\circ\text{C}$ .

Найменший вплив на  $t_{\text{відх}}$  дає зміна витрати живильної води (при збільшенні витрати живильної води  $t_{\text{відх}}$  зростає на  $\approx 1^\circ\text{C}$  у всьому інтервалі зміни режимних параметрів).

Розрахунки впливу  $t_{\text{відх}}$  на  $q_2$  показали, що при зниженні температури димових газів на  $1^\circ\text{C}$  приріст ККД котла складає  $0,035\%$  при спалюванні природного газу і  $0,06\%$  при спалюванні мазуту. Таким чином, можна зробити висновок, що підвищення ККД котла типу ТГМП-314А без зни-

ження надійності поверхонь нагріву конвективної шахти при спалюванні природного газу може скласти до  $0,7\%$ . При цьому питомі витрати умовного палива зменшаться на  $1,61 \text{ г.у.л.}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ .

## Висновки

1 Літературний огляд показав, що утилізація теплоти димових газів дає можливість: підвищити коефіцієнт використання палива, зменшити шкідливі викиди, збільшення теплопродуктивності котла з підвищенням ККД, зменшення перепадів температур газів і повітря.

2 Результати досліджень експлуатаційних факторів показали, що найбільший вплив на температуру димових газів має температура живильної води (в інтервалі електричної потужності  $160-190 \text{ МВт}$  температура димових газів зростає в середньому на  $2^\circ\text{C}$  на кожні  $5^\circ\text{C}$  збільшення температури живильної води).

3 В діапазоні навантажень  $N_E = 220\text{--}250$  МВт температура димових газів не змінюється і складає  $130\text{ }^\circ\text{C}$  для енергоблоку потужністю 250 МВт.

4 Підвищення ККД котла типу ТГМП-314А без зниження надійності поверхонь нагріву конвективної шахти при спалюванні природного газу може скласти до 0,7 %. При зменшенні питомої витрати умовного палива на 1,61 г.у.п/(кВт·год).

#### Список літератури

- 1 Енергетична стратегія України на період 2030 р. від 15 березня 2006 р. № 145-р Київ : Розпорядження // Кабінет міністрів України. – 2006. – С. 166.
- 2 **Елсуков, В. К.** Оценка возможности утилизации теплоты уходящих газов котлов на примере сжигания канско-ачинских углей / **В. К. Елсуков** // Промышленная энергетика. – 2007. – № 11. – С. 21–27.
- 3 **Медведев, В. А.** Эффективность комплексной модернизации хвостовой части действующих пылеугольных котлов / **В. А. Медведев, А. У. Липец, Н. В. Пономарева, Г. Д. Бухман, С. М. Кузнецова** // Теплоэнергетика. – 1999. – № 8. – С. 43–47.
- 4 **Берсенева, А. П.** О повышении эффективности теплоэнергетического оборудования / **А. П. Берсенева, Н. Ф. Немировский, В. Г. Овчар, В. В. Гордеев, А. У. Липец** // Теплоэнергетика. – 1998. – № 5. – С. 51–54.
- 5 **Кругликов, П. А.** Выбор принципиальных схемных решений угольного энергоблока на суперкритические параметры пара / **П. А. Кругликов, Ю. В. Смолкин, К. В. Соколов** // Теплоэнергетика. – 2011. – № 9. – С. 9–17. – ISSN 0040-3636.
- 6 **Овчар, В. Г.** Опыт заводских разработок энергоблоков повышенной эффективности / **В. Г. Овчар, В. В. Гордеев, И. А. Сотников, А. У. Липец** // Теплоэнергетика. – 1999. – № 9. – С. 2–5.
- 7 **Рамзин, Л. К.** К расчету котельных установок / **Л. К. Рамзин** // Известия Киевского общества для надзора за паровыми котлами. – Киев, 1914.
- 8 **Толубинский, В. И.** Компоновка конвективных элементов котельного агрегата / **В. И. Толубинский** // Сб. Киевского индустриального института. – Харьков, 1934
- 9 **Рубинштейн, Я. М.** Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанций / **Я. М. Рубинштейн, М. И. Щепетильников.** – Москва : Энергия, 1969. – 224 с.
- 10 **Липец, А. У.** Перспективы развития трубчатых воздухоподогревателей для мощных парогенераторов / **А. У. Липец, Ю. И. Лафа, С. М. Кузнецова** и др. // Теплоэнергетика. – 1976. – № 7. – С. 25–29.
- 11 **Кроль, Л. Б.** Применение регенеративных воздухоподогревателей с кольцевым разделением потоков воздуха и продуктов сгорания в крупных котельных агрегатах / **Л. Б. Кроль, С. И. Зарайский** // Электрические станции. – 1974. – № 7. – С. 59–64.
- 12 **Кроль, Л. Б.** Предварительный подогрев воздуха в разделенном регенеративном воздухоподогревателе / **Л. Б. Кроль, С. И. Зарайский** // Электрические станции. – 1974. – № 9. – С. 49–54.
- 13 **Смышляев, А. А.** Новые разработки пылеугольных котлов / **А. А. Смышляев, В. И. Щелоков, С. А. Евдокимов** и др. // Электрические станции. – 2010. – № 5. – С. 10–16. – ISSN 0201-4564.
- 14 **Ногин, В. И.** Разработка оптимальных технических решений по реконструкции тепломеханического оборудования ТЭС АО Мосэнерго / **В. И. Ногин** // Электрические станции. – 1998. – № 6. – С. 39–48
- 15 **Андрющенко, А. И.** Зависимость к.п.д. проектируемого котлоагрегата от температуры питательной воды / **А. И. Андрющенко** // Сборник научных сообщений. Саратовский автомобильный-дорожный институт. – Саратов, 1956. – Вып. 4. – 46 с.
- 16 **Андрющенко, А. И.** О показателях эффективности циклов теплотехнических установок / **А. И. Андрющенко** // Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1981. – № 9. – С. 36–39.
- 17 **Адлер, Ю. П.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / **Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский.** – Москва : Наука, 1976. – 279 с.
- 18 **Гиршвельд, В. Я.** Режимы работы и эксплуатации ТЭС / **В. Я. Гиршвельд, А. М. Князев, В. Е. Куликов.** – Москва : Энергия, 1980. – 179 с.
- 19 **Жидович, О. В.** Охлаждение газов в дымовых трубах / **О. В. Жидович, В. Н. Альшевский, Ф. П. Дужих** // Теплоэнергетика. – 1977. – № 9. – С. 44–47.
- 20 **Безлюдный, П. П.** Определение температуры точки росы продуктов сгорания природного газа / **П. П. Безлюдный, Л. Г. Семенюк, В. Н. Николаев, М. И. Пересичный** // Известия вузов СССР. Энергетика. – 1986. – № 12. – С. 89–91.

#### Bibliography (transliterated)

- 1 **The Cabinet of Ministers of Ukraine** (2006), The energy strategy of Ukraine for the period 2030 of 15 March 2006, No. 145-d Kiev, Kiev, Ukraine.
- 2 **Yelsukov, V. K.** (2007), "Evaluation of the possibility of utilization of exhaust gases heat the boilers at the example of burning Kansk-Achinsk coals", *Promyshlennaya Energetika*, No. 11, pp. 21–27.
- 3 **Medvedev, V., Lipiec, A., Ponomarev, N., Buchman, G. and Kuznetsova, S.** (1999), "And the Effectiveness of the comprehensive modernization of the tail section of the existing coal-fired boilers", *Teplоenergetika*, No. 8, pp. 43–47.
- 4 **Bersenev, A., Nemirovsky, N., Ovchar, V., Gordeev, V. and Lipiec, A.** (1998), "Improving the efficiency of thermal power equipment", *Teplоenergetika*, No. 5, pp. 51–54.
- 5 **Kruglikov, P., Smolkin, V. and Sokolov, K.** (2011), "Choice of principle schematics of a coal power unit for supercritical steam parameters", *Teplоenergetika*, No. 9, pp. 9–17, ISSN 0040-3636.
- 6 **Ovchar, V., Gordeev, V., Sotnikov, I. and Lipiec, A.** (1999), "Experience of development of factory units with increased efficiency", *Teplоenergetika*, No. 9, pp. 2–5.
- 7 **Ramzin, L. K.** (1914), "To the calculation of boiler plants", *Proceedings of the Kiev society for the surveillance of steam boilers*, Kiev, Ukraine.
- 8 **Tolubinsky, V. I.** (1934), "Arrangement of convective cells the boiler unit.", *Proc. Kiev industrial Institute*, L 8, GONTI, Kharkov, Ukraine.
- 9 **Rubenstein, J. M.** (1969), *Calculation of the impact of changes in the thermal circuit on the efficiency of power plants*, Energiya [Energy], Moscow, Russian.

- 10 Lipiec, A., Lafayette, J. and Kuznetsov, S. (1976), "A. prospects of development of tubular air preheaters for powerful steam generator", *Heat Power engineering*, No. 7, pp. 25–29.
- 11 Kroll, L. and Zraisky, S. (1974), "Application of regenerative air preheaters with an annular separate flow of air and products of combustion in large boilers", *Electric power stations*, No. 7, pp. 59–64.
- 12 Kroll, L. and Zraisky, S. (1974), "Preheating the air in the split regenerative air heater", *Electric power stations*, No. 9, pp. 49–54.
- 13 Smyshlyaev, A., Shchelokov, V. and Evdokimov, S. (2010), "New developments of coal-fired boilers", *Electric station*, No. 5, pp. 10–16, ISSN 0201-4564.
- 14 Nugin, V. (1998), "Development of optimal technical solutions for the reconstruction of thermal and mechanical equipment thermal power plant of JSC Mosenergo", *Electric station*, No. 6, pp. 39–48.
- 15 Andryushchenko, A. (1956), "The Dependence of the efficiency of the boiler design temperature of feed water", *Collection of scientific reports. SADI*, Vol. 4, Saratov, Russia.
- 16 Andryushchenko, A. (1981), "On the performance indicators of cycles of thermal installations", *Izv. universities of the USSR. Energy*, No. 9, pp. 36–39.
- 17 Adler, Y. P., Markova, E. V. and Granovsky, Y. V. (1976), *Planning an experiment when searching for optimal pors'k optimalnyh conditions*, Nauka [Science], Moscow, Russian.
- 18 Hirshfeld, V. Ya., Knyazev, A. M. and Kulikov, V. E. (1980), *Operation Modes and operation*, Energiya [Energy], Moscow, Russian.
- 19 Zhydovich, O. V., Alshevsky, V. N. and Dugih, F. P. (1977), "Cooling of gases in chimneys", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 44–47.
- 20 Besludniy, P. P., Semeniuk, L. G., Nikolaev, V. N. and Peresichna, M. I. (1986), "Determination of the dew point temperature of the combustion products of natural gas", *Izvestiya vuzov of the USSR. Energy*, No. 12, pp. 89–91.

#### Відомості про авторів (About authors)

**Кесова Любов Олександрівна** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: sheleshey\_tanya@ukr.net.

**Kesova Lubov** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

**Шелешей Тетяна Вікторівна** – асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: sheleshey\_tanya@ukr.net.

**Sheleshey Tanya** – assistant, Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Кесова, Л.О.** Залежність температури відхідних газів котлів від зміни електричного навантаження ТЕЦ / **Л. О. Кесова, Т. В. Шелешей** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 96–100. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.16.

*Please cite this article as:*

**Kesova, L. and Sheleshey, T.** (2016), "Dependence of the Temperature of Effluent Gases of the Boilers on a Change in the Loading of Thermal Power Plants", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 96–100, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.16.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Кесова Л. А.** Зависимость температуры уходящих газов котлов от изменения электрической нагрузки ТЭЦ / **Л. А. Кесова, Т. В. Шелешей** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 96–100. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.16.

**АННОТАЦИЯ** Одним из эффективных методов малозатратной модернизации ТЭЦ является снижение температуры отходящих газов котлов ( $t_{\text{вдох}}$ ). Попытки снизить температуру отходящих газов для повышения КПД котлов ограничивается влиянием  $t_{\text{вдох}}$  на долговечность поверхностей нагрева как конвективной шахты, так и всего газо-воздушного тракта с учетом точки росы ( $t_p$ ). На базе анализа эксплуатационных показателей паровых котлов типа ТГМП-314А составлено уравнение регрессии. Результаты исследования подтверждают, что наибольшее влияние на температуру дымовых газов во всем диапазоне изменения электрической нагрузки блока имеет температура питательной воды.

**Ключевые слова:** котел, переменный режим эксплуатации, температура отходящих газов, электрическая мощность, тепловая нагрузка, температура и расход питательной воды.

Надійшла (received) 10.02.2017

## CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING  
PROCESSES AND EQUIPMENT

<b>Boiko A., Usaty A., Barannik V.</b> Optimization of the Turbine Grids Using Geometric Quality Criteria for Circumscription of the Profile and Channel.....	6
<b>Babayev, A., Goloshchapov, V.</b> Investigation of the Flow Pattern in the Inlet Part of Turbine Using Method of Mathematic Modelling.....	17
<b>Subotovich V., Yudin Yu., Lapuzin A., Yudin A., Shvetsov V.</b> Influence of Nonaxisymmetric Flow Injection into the Diffuser on the Turbine LPC Exhaust Nozzle.....	24
<b>Serbin, S., Kozlovskiy, A.</b> Increasing the Ecological Efficiency of Combustion Chambers in Gas-Turbine Engines Using Low-Current Plasmochemical Stabilizers .....	29
<b>Chernousenko, O., Peshko, V.</b> Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; block No 1 Operated by the PJSC "Kharkiv CHPP-5 .....	34
<b>Shulzhenko, M, Gontarovskiy, P, Garmash, N., Melezhyk, I.</b> Evaluation of the Crack Development at a Cyclic Loading of Plate Elements Using the Parameters of Scattered Damages of the Material.....	41
<b>Movchan, S., Solomonuk, D.</b> Prospects of the Use of Heat-Exchange Surfaces for the Gas Turbine Plant Regenerators Intensifying the Heat Release by the Ridges and Cavities .....	45
<b>Altukhova O., Kanevets G.</b> The Efficiency of Plate-Type Heat Exchangers: Integrated Computational Optimization Experiment.....	52
<b>Borisov, N., Golubkov, O., Sereda, R., Udod, M.</b> Heat Engineering Test Data Obtained for the Shell-&-Tube Gas-Oil Heat Exchanger Using the Scientific Test System of the PJSC "Sumy Scientific and Industrial Association" .....	57
<b>Baranyuk, A., Rogachov, V., Terekh, A., Rudenko, A.</b> Numerical Simulation of the Convective Heat Exchange and Aerodynamics of the Surfaces with the Lamellar-Split Ribbing .....	64
<b>Brunetkin A. I., Maksymov M. V.</b> Approximate Analytical Method for the Computation of Asymmetric Heating of the Infinite Plate.....	71
<b>Yefimov, A., Goncharenko, A.</b> Increasing the Effectiveness and the Ecologic Efficiency of the Heat Recovery System of a Condensation Type by Injecting Moisture into the Boiler Furnace.....	76
<b>Romashov, Yu., Povolotskii, E.</b> Using the Method of Finite Differences to Solve the Rod Fuel Element Shell Stress-Strain Behavior Problem .....	82
<b>Minko A., Shevchenko V.</b> Integrated Structure of the Development of the Turbine-Generator Set of a Block-Modular Type.....	86
<b>Grytsenko, N., Goloshchapov, V.</b> Influence of Geometric Characteristics of the Flow Pass of Axial Fan on the Pressure Difference Created by It .....	90
<b>Kesova, L., Sheleshey, T.</b> Dependence of the Temperature of Effluent Gases of the Boilers on a Change in the Loading of Thermal Power Plants.....	96

НАУКОВЕ ВИДАННЯ  
**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХП»**

**Збірник наукових праць**

Серія:  
Енергетичні та теплотехнічні  
процеси й устаткування

№ 9(1231) 2017

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко  
Технічний редактор стар. викл. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:** 61002, Харків, вул. Кирпичова, 21, НТУ «ХП»  
Кафедра турбінобудування.  
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11  
e-mail: [naumenkos@kpi.kharkov.ua](mailto:naumenkos@kpi.kharkov.ua)  
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 6-17.

Підписано до друку 25.03.2017 р. Формат 60x90<sup>1/8</sup>. Папір офсетний 80 г/м<sup>2</sup>.  
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0.  
Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

---

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців  
ДК № 333 від 09.02.2001р.  
61023, м. Харків, а/с 10325.  
тел. (057) 714-09-08

---