

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія: Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування**

№ 2'2019

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

**Bulletin of the National
Technical University
"KhPI". Series: Power
and Heat Engineering
Processes and Equipment**

No. 2'2019

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2019

Kharkiv
NTU "KhPI", 2019

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2019. – № 2. – 44 с. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line).

Видання присвячене освітленню досягнень в галузях енергетичного і транспортного машинобудування. Публікуються статті, що стосуються технічної теплофізики, гідроаеромеханіки в енергетичному та авіаційному устаткуванні, оптимізації в енергомашинобудуванні, економічності і надійності теплотехнічного обладнання, застосування і верифікації сучасних CFD програм, енергозберігаючих технологій при генерації, розподілі та транспорті енергії, нетрадиційній енергетики, високих технологій та екологічних аспектів в енергомашинобудуванні.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі енергетичного і транспортного машинобудування.

The purpose of this edition is to highlight the achievements in the field of power engineering and mechanical engineering. It includes the scientific papers that highlight the issues of engineering thermal physic and hydraulic aeromechanics peculiar for the power engineering and airborne equipment, power plant engineering optimization, cost effectiveness and reliability of the heat engineering equipment, the use and verification of state-of-the-art CFD programs, energy-saving technologies, alternative power engineering, high technologies and ecological aspects of the power plant engineering.

It is of interest for the scientists, academics of higher schools, post-graduate students and the specialists in the field of power engineering and transport engineering.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України
КВ № 23777-13617Р від 14 лютого 2019 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричну базу даних Index Copernicus (Польща), Google Scholar; зареєстрований у світовому каталозі періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

Офіційний сайт видання: <http://etpo.khpi.edu.ua>

Засновник
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Редакційна колегія серії
Відповідальний редактор:
Єфімов О. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар:
Литвиненко О.О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Члени редколегії:
Водка О. О., к.т.н., НТУ «ХПІ», Україна
Гнесін В. І., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна
Каверцев В. Л., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна
Колодяжна Л. В., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна
Ligrani P., д.т.н., проф., University of Alabama in Huntsville, USA
Matas R., к.т.н., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Мних А. С., д.т.н., доц., Запорізький Національний
Університет, Україна
Nick S., д.т.н., проф., Cardiff University, UK
Островерхов М. Я., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Пилипенко М. М., д.т.н., проф., Національний науковий центр
«Харківський фізико-технічний інститут» НАН України
Rzadkowski R., д.т.н., проф., Institute flow machines PAN, Poland
Ромашов Ю. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Сербін С. І., д.т.н., проф., Національний університет корабле-
будування імені адмірала Макарова, Україна
Туз В. О., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Усатий О. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Чередніченко О. К., к.т.н., доц., Національний університет
кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна
Черноусенко О. Ю., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Шубенко О. Л., д.т.н., проф., чл.-кор. НАНУ, ІПМаш НАНУ,
Україна

Founder
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Editorial staff
Associate editor:
Yefimov A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Executive secretary:
Lytvynenko O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Editorial staff members:
Vodka O., Ph.D., NTU "KhPI", Ukraine
Gnesin V., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Kavertsev V., Ph.D., Assistant Professor, NTU "KhPI", Ukraine
Kolodyazhnaya L., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Ligrani P., D.Sc., Prof., University of Alabama in Huntsville, USA
Matas R., Ph.D., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Mnykh A., D.Sc., Assistant Professor, Zaporizhzhya National
University, Ukraine
Nick S., D.Sc., Prof., Cardiff University, UK
Ostroverkhov M., D.Sc., Prof., National Technical University of
Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Pylypenko M., D.Sc., Prof., National Science Center 'Kharkiv
Institute of Physics and Technology' NAS of Ukraine
Rzadkowski R., D.Sc., Prof., Institute flow machines PAN, Poland
Romashov Y., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Serbin S., D.Sc., Prof., Admiral Makarov National University
of Shipbuilding, Ukraine
Tuz V., D.Sc., Prof., National Technical University of Ukraine
"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Usaty A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Cherednichenko O., Ph.D., Assistant Professor, Admiral Makarov
National University of Shipbuilding, Ukraine
Chernousenko O., D.Sc., Prof., National Technical University of
Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Shubenko O., D.Sc., Prof., Corresponding member NAS of Ukraine,
IPMach NAS of Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 11 від 27 грудня 2019 р.

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Черноусенко О. Ю., Усатий О. П., Риндюк Д. В., Пешко В. А.</i> Управління ресурсом турбін 200 МВт шляхом оптимізації долі пусків з різних теплових станів.....	4
<i>Донченко В. В., Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Кравченко И. Ф., Петров А. В.</i> Численный метод моделирования самовозбуждающихся колебаний лопаточного венца вентилятора авиационного двигателя.....	12
<i>Гонтаровський П. П., Шульженко М. Г., Гармаш Н. Г., Глядя А. О.</i> Повзучість внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5	19
<i>Побіровський Ю. М.</i> Сучасні централізовані системи теплопостачання на базі теплоелектроцентралей	24
<i>Romashov Yu., Chibisov D.</i> Approximate Estimates of the Temperature State of Ceramic Nuclear Fuel in Cylindrical Fuel Elements and the Influence of Processes and Parameters of a Nuclear Reactor Core.....	28
<i>Каверцев В. Л., Дзягілев В. О.</i> Побудування моделі для розрахунку водо-водяного теплообмінника у складі мутьтипального котельного агрегату	33
<i>Юрко В. В., Ганжа А. М.</i> Техніко-економічне, фінансове та екологічне обґрунтування енергозберігаючих заходів при впровадженні петлевого повітрянагрівача для технології переробки металургійних відходів.....	38

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, О. П. УСАТИЙ, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

УПРАВЛІННЯ РЕСУРСОМ ТУРБІН 200 МВТ ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ ДОЛІ ПУСКІВ З РІЗНИХ ТЕПЛОВИХ СТАНІВ

Відомою проблемою Об'єднаної енергетичної системи України є нестача пікових потужностей в загальному генеруючому енергетичному балансі. З цієї причини пилувугільні енергоблоки потужністю 200 МВт, що були спроектовані для роботи в базовій частині графіка навантажень, приймають участь у регулюванні частоти енергомережі зміною своєї потужності, або вимушеними зупинками під час провалів енергоспоживання. На поточному етапі більшість енергетичного устаткування потужністю 200 МВт вичерпало свій парковий ресурс, маючи величезне число пусків з різних теплових станів. Таким чином в основному металі накопичена значна малоциклова втома, яка здатна сильно обмежити ресурсні показники обладнання, призводить до частих аварійних відключень та зменшує загальну надійність енергосистеми України. В роботі запропоновано метод управління ресурсом старіючого обладнання, шляхом оптимізації дольового відношення числа пусків устаткування з різних теплових станів. На базі технічного аудиту експлуатаційної документації генеруючих компаній та статистичної обробки ресурсних показників турбінного обладнання 200 МВт Курахівської, Луганської та Старобешівської ТЕС встановлено компоненти незалежних змінних для вирішення оптимізаційної задачі. Цільовою функцією обрано залишкове напруження, для описання якого було використано теорію планування експерименту, зокрема насичені плани Рехтшафнера. Отриманий опис цільової функції у вигляді повного квадратичного поліному дозволить встановити, що максимум залишкового ресурсу енергоблоків 200 МВт при роботі у маневрових режимах забезпечується при наступному співвідношенні числа пусків з різних теплових станів: 25–39 % пусків з холодного стану, 18–25 % пусків з неостиглого стану та 36–57 % пусків з гарячого стану металу.

Ключові слова: теплова електростанція, енергоблок, Об'єднана енергетична система України, пошкоджуваність, пуск, залишковий ресурс, прогнозування, оптимізація.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, А. П. УСАТИЙ, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

УПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСОМ ТУРБИН 200 МВТ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ДОЛИ ПУСКОВ ИЗ РАЗНЫХ ТЕПЛОВЫХ СОСТОЯНИЙ

Известной проблемой Объединённой энергетической системы Украины является нехватка пиковых мощностей в общем генерирующем энергетическом балансе. По этой причине пылеугольные энергоблоки мощностью 200 МВт, которые были спроектированы для работы в базовой части графика нагрузок, принимают участие в регулировании частоты энергосети изменением своей мощности, или вынужденными остановками во время провалов энергопотребления. На текущем этапе большинство энергетического оборудования мощностью 200 МВт исчерпало свой парковый ресурс, имея огромное число пусков из различных тепловых состояний. Таким образом в основном металле накоплена значительная малоцикловая усталость, которая способна сильно ограничить ресурсные показатели оборудования, приводит к частым аварийным отключениям и уменьшает общую надёжность энергосистемы Украины. В работе предложен метод управления ресурсом стареющего оборудования, путем оптимизации долевого отношения числа пусков оборудования с различных тепловых состояний. На базе технического аудита эксплуатационной документации генерирующих компаний и статистической обработки ресурсных показателей турбинного оборудования 200 МВт Кураховской, Луганской и Старобешевской ТЭС установлены компоненты независимых переменных для решения оптимизационной задачи. Целевой функцией избрана остаточная наработка, для описания которой была использована теория планирования эксперимента, в частности насыщенные планы Рехтшафнера. Полученное описание целевой функции в виде полного квадратичного полинома позволило установить, что максимум остаточного ресурса энергоблоков 200 МВт при работе в маневренных режимах обеспечивается при следующем соотношении числа пусков из различных тепловых состояний: 25–39 % пусков из холодного состояния, 18–25 % пусков с неостывшего состояния и 36–57 % пусков из горячего состояния металла.

Ключевые слова: тепловая электростанция, энергоблок, Объединённая энергетическая система Украины, поврежденность, пуск, остаточный ресурс, прогнозирование, оптимизация.

O. CHERNOUSENKO, O. USATYI, D. RINDYUK, V. PESHKO

ESTABLISHING CONTROL OVER THE RESIDUAL RESOURCE OF 200 MW STEAM TURBINES BY OPTIMIZATION OF PERCENTAGE OF LAUNCHES FROM DIFFERENT THERMAL STATES

A well-known problem of the United Energy System of Ukraine is the lack of peak capacities in the total generating energy balance. For this reason, coal-fired power units with a capacity of 200 MW, which were designed to work in the base part of the electrical load graph, are involved in regulating the frequency of the power grid by changing their power, or forced stops during energy consumption reduction. At the current stage, most of the power equipment with a capacity of 200 MW has exhausted its park resource, while having a huge number of launches from various thermal states. Thus, considerable low-cycle fatigue has been accumulated in the base metal, which can severely limit service life-time of equipment. It also leads to frequent emergency shutdowns and reduces the overall reliability of the energy system of Ukraine. The paper proposes a method for establishing control over the aging equipment resource, by optimizing the percentage of the number of equipment launches from different thermal states. On the basis of a technical audit of operational documentation of generating companies and statistical processing of resource indicators for turbine equipment 200 MW of the Kurakhivska, Luhanska and Starobeshivska thermal power plants, components of independent variables were identified to solve the optimization problem. The residual service life-time was chosen as a target function, to describe which the theory of experimental planning was used, in particular, rich Rechtschaffner plans. The obtained description of the objective function in the form of a full quadratic polynomial allowed us to establish the maximum residual resource of power units of 200 MW. When operating in maneuvering modes, the maximum service life-time is provided with the following ratio of the number of launches from different thermal states: 25–39 % of starts from a cold state, 18–25 % of starts from non-cooled state and 36–57 % from a hot state of the metal.

Key words: thermal power plant, power unit, United Energy System of Ukraine, damage, launch, residual service life-time, forecasting, optimization.

Вступ

Для забезпечення стабільної роботи електричних станцій в структурі генеруючих потужностей базові енергоблоки повинні складати 50–55 %, напівпікові енергоблоки – 30–35 %, а пікові енергоблоки – 15 %. Потужності ГЕС і ГАЕС, які можуть бути високоманевровими піковими потужностями, складають лише 10 % проти 15 % необхідних для сталої роботи енергосистеми. Енергоблоки ТЕС потужністю 100–150 МВт, які можуть ефективно використовуватись як маневрові напівпікові потужності, складають 18 % проти необхідних 30–35 %. Поширеною практикою є використання в маневрових напівпікових режимах, окрім пилувугільних енергоблоків ТЕС потужністю 100 та 150 МВт, пилувугільних блоків потужністю 200–300 МВт. З аналізу технічних рішень заводів виробників енергетичного обладнання та рішень проектних організацій по пускових схемах блоків від 150 до 300 МВт зрозуміло, що при проектуванні енергоблоків 200–300 МВт не ставилось задачі реалізації напівпікових режимів експлуатації [1].

Мета роботи

Метою даної роботи є вирішення оптимізаційної задачі пошуку дольового розподілу типів пуску з різних теплових станів для забезпечення максимально високого залишкового напруження. Дана задача вирішується на базі технічного аудиту експлуатаційних даних генеруючих компаній, щодо роботи енергетичного обладнання, а також статистичної обробки ресурсних показників однотипного устаткування.

Аналіз стану питання

Маневрений режим роботи (пуск-зупинка) суттєво впливає на роботу парових турбін, які є одним з аварійно небезпечних елементів ТЕС. Для проходження мінімальних навантажень за наявної структури генеруючих потужностей в ОЕС України використовується зниження навантаження ТЕС України. Третину зменшення навантаження покривають ГЕС, інше – вугільні ТЕС з вимушеною зупинкою на ніч на 4–6 год., які потім пускаються з гарячого стану [2]. Такі непроектні зупинки і пуски обладнання ТЕС України прискорюють його зношення, підвищують аварійність блоків і супроводжуються понад нормативними витратами палива та недопустимі для енергоблоків надкритичного тиску, виходячи з наявності в них товстостінних елементів та особливостей їх прогріву на не розрахункових режимах роботи.

Згідно нормативних документів Мінпаливенерго України [3] парковий ресурс парових турбін

К-200-130 ПАТ ЛМЗ дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800.

Натепер більшість енергоблоків ТЕС України перевищили парковий ресурс та подовжений індивідуальний ресурс (300 тис. год.) Для подовження терміну їх експлуатації необхідно проводити комплексне дослідження з оцінки залишкового ресурсу та визначати оптимальну кількість пусків з різних теплових станів з урахуванням маневрених режимів роботи енергетичного обладнання, що проектувалося для базового навантаження.

До участі в регулюванні частоти електричного струму в енергосистемі можуть залучатися енергоблоки з подовженим залишковим терміном експлуатації, але з оптимізованою дольовою кількістю пусків з урахуванням ступеня їх впливу на пошкоджуваність енергетичного обладнання.

Дослідження впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на пошкоджуваність енергетичного обладнання

При аналізі впливу режимів частих пусків-зупинок на надійність роботи, аварійність та швидкість вичерпання ресурсу вузлів та деталей турбіни використані дані по кількості пусків з різних теплових станів: гарячий стан (ГС, НС-2), неостиглий стан (НС), холодний стан (ХС).

Парові турбіни К-200-130 Курахівської ТЕС (КуТЕС) були введені в експлуатацію протягом 1972–1975 років [1, 3]. Повної статистики пусків турбін з різних теплових станів станція не має. Тому розрахункове число пусків визначалося згідно відсотковому співвідношенню різних типів пусків за період з 01.02.1993 р. до 01.02.2006 р. За цей період, кількість пусків блока № 5 парової турбіни К-200-130-3 склало: 366 пусків після 6–10 годин простою, 60 пусків після 15–20 годин простою, 59 пусків після 30–35 годин простою, 64 пуску після 50–60 годин простою, 151 пуск з холодного стану.

При цьому, пуски після 6–10 годин простою прирівнювалося до пусків з гарячого та неостиглого станів (ГС та НС-2), пуски після 15–20 і 30–35 годин простою названі пусками з неостиглого стану НС-1, а пуски після 50–60 годин простою прирівнювалися до пусків з холодного стану (ХС). Використовуючи наявні дані, решту пусків було згруповано за видами, близьким до НС-2 (383 пуски, 37 %), НС-1 (166 пусків, 16 %) і ХС (487 пусків, 47 %). Аналогічні дані є по всім іншим блокам КуТЕС та Луганської ТЕС ДТЕК «Східенерго».

Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану роторів турбоустановки К-200-130 проведені для найбільш характерних в практиці експлуатації ТЕС режимів роботи. Температура пари і тиск, а також електричні навантаження взяті з діаграм, отриманих з цеху наладки

КуТЕС приблизно відповідають обраним режимам. Графіки зазначених пусків взяті окремо для циліндрів високого та середнього тиску (ЦВТ і ЦСТ) [4].

Експлуатаційні дані за період з 2012 до 2015 року по блокам КуТЕС приведені в табл. 1.

Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), а також залишкового ресурсу проведені для сценаріїв експлуатації обладнання в базових режимах роботи та потенційно найбільш важкому маневренному (щоденний пуск-зупинка). При цьому, швидкості вичерпання ресурсу для блоків КуТЕС збільшуються в 3–7 разів у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових режимах роботи, що призводить до вичерпання ресурсу (табл. 1). Прогнозована пошкоджуваність блоків КуТЕС, що розрахована згідно рекомендацій [1, 6], також наближається до максимальної.

Аналізуючи отримані дані, можна зазначити, що прогнозована пошкоджуваність блока № 3 КуТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,966, при чому статична прогнозована пошкоджуваність на стаціонарних режимах складає 0,350, а циклічна прогнозована пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,616. Якщо розглядати подальший термін як роботу у маневреному режимі щоденного пуску-зупинки, то прогнозована річна пошкоджуваність дорівнює 1,039 та перевищує допустиму пошкоджуваність 1,0, тобто енергоблок не може далі експлуатуватися.

При дослідженні можливого повторного продовження експлуатації роторів високого та середнього тиску парових турбін К-200-130 Курахівської ТЕС станом на 2018 р. показано, що задовільні ресурсні характеристики можна отримати при зниженні коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях до 3 та 1,25 згідно даних

Таблиця 1 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс турбін Курахівської ТЕС станом на 2015 р. для різних експлуатаційних режимів роботи

Ресурсний показник	Блок №3	Блок №4	Блок №5	Блок №6	Блок №7	Блок №8	Блок №9	
Рік введення блока в експлуатацію	1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975	
Напрацювання блока на 01.10.15	279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208	
Кількість пусків блока на 01.10.15	1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691	
Пошкоджуваність за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,350	0,318	0,300	0,188	0,309	0,198	0,183
	циклічна	0,616	0,653	0,683	0,433	0,660	0,442	0,426
	сумарна	0,966	0,971	0,983	0,621	0,969	0,640	0,609
Пошкоджуваність за рік при щоденному пуску-зупинці	циклічна	0,073	0,122	0,060	0,159	0,122	0,122	0,106
	сумарна	1,039	1,092	1,043	0,779	1,091	0,762	0,715
Залишковий ресурс, год.	Нормальна експлуатація	15626	11388	6044	205412	11430	199123	219552
	Щоденний пуск-зупинка	4807	2164	2364	19127	2221	25545	31583

експериментальних досліджень [6]. При визначенні статичної пошкоджуваності допустимий час роботи металу можна збільшити до 450–560 тис. год. Дані щодо залишкового ресурсу енергоблоків Курахівської ТЕС наведені в табл. 2. Зі зменшеними коефіцієнтами запасу залишковий ресурс РВТ енергоблока № 4 ДТЕК Курахівська ТЕС може бути збільшений до 95714 год., а РСТ – до 44667 год. Залишковий ресурс РВТ енергоблока № 5 може бути збільшений до 79820 год., а РСТ – до 103088 год.

Слід також зазначити, що найбільшу долю в пошкоджуваність роторів парової турбіни К-200-130 вносять пуски з гарячого та холодного станів. Найменшу долю в пошкоджуваність роторів додають пуски з неостиглого стану НС-1 при температурі металу на початку пуску 250 °С.

Так, для роторів середнього тиску РСТ допустима кількість пусків з холодного стану складає 2500, допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-2 дорівнює 3900, а допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 практично у 2 рази більша та дорівнює 5800 (табл. 2). Допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 менше за всі інші типи пусків впливає на циклічну пошкоджуваність роторів, що визначається за формулою [5]:

$$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pi}], \quad (1)$$

де n_i – реальна кількість пусків з різних теплових станів, визначена експлуатуючими організаціями (ТЕС);

$[N_{pi}]$ – допустима кількість пусків з різних теплових станів, визначена згідно нормативних документів Мінпаливенерго [5].

Таким чином, для зменшення пошкоджуваності роторів РВТ та РСТ необхідно зменшити кількість пусків з ХС та ГС, при цьому збільшити кількість пусків з НС-1.

Таблиця 2 – Розрахункова оцінка пошкоджуваності і залишкового ресурсу РВТ та РСТ енергоблоків № 4, 5 Курахівської ТЕС при повторному продовженні експлуатації у 2018 р.

Ресурсний показник	РВТ №4		РСТ №4		РВТ №5		РСТ №5		
Загальна кількість пусків	2475		2475		2978		1742		
Загальне напрацювання, год.	261773		261773		243785		241544		
Коефіцієнти запасу міцності по числу циклів / по деформації	5 / 1,5	3 / 1,25	5 / 1,5	3 / 1,25	5 / 1,5	3 / 1,25	5 / 1,5	3 / 1,25	
Допустима кількість циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}]_{HC-2}$	7500	>10000	3900	6400	7500	>10000	3900	6400
	$[N_{pl}]_{HC-1}$	6200	9300	5800	8000	6200	9300	5800	8000
	$[N_{pl}]_{XC}$	5200	8200	2500	4170	5200	8200	2500	4170
Циклічна пошкоджуваність	38,21	26,48	65,10	40,90	45,74	31,8	46,37	29,01	
Допустимий час роботи, год.	$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$	
Статична пошкоджуваність	70,75	46,75	70,75	44,52	65,89	43,53	65,28	41,08	
Сумарна пошкоджуваність	108,96	73,23	135,85	85,42	111,68	75,33	111,65	70,09	
Залишковий ресурс, год.	<0	95714	<0	44667	<0	79820	<0	103088	

Таблиця 3 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс турбін Луганської ТЕС станом на 2015 р. для різних експлуатаційних режимів роботи

Ресурсний показник	Блок №9	Блок №10	Блок №11	Блок №13	Блок №14	Блок №15	
Рік введення блока в експлуатацію	1962	1962	1963	1967	1968	1968	
Напрацювання блока на 01.10.15	322672	308281	317571	284658	280930	292226	
Кількість пусків блока на 01.10.15	1617	1813	1811	1896	1729	1327	
Пошкоджуваність за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,403	0,385	0,397	0,356	0,198	0,183
	циклічна	0,591	0,554	0,589	0,471	0,809	0,783
	сумарна	0,994	0,939	0,986	0,827	1,006	0,966
Пошкоджуваність за рік при щоденному пуску-зупинці	циклічна	0,220	0,225	0,243	0,061	0,228	0,225
	сумарна	1,214	1,164	1,230	0,888	1,234	1,191
Залишковий ресурс, год.	Нормальна експлуатація	3096	34027	7429	104530	-2208	12755
	Щоденний пуск-зупинка	264	2675	579	29604	-23524	1163

Парові турбіни потужністю 200 МВт блоків № 9–15 Луганської ТЕС (ЛуТЕС) були введені в експлуатацію в 1963–1969 роках [1, 3]. Станом на 01.10.2015 року відпрацювали 199661–322672 год. при загальній кількості пусків від 687 до 1896. Аналогічно до КуТЕС, детальне дольове відношення типів пуску для різних теплових станів відсутнє. Тому для розрахункового дослідження (табл. 3) усі пуски були згруповані за описаною вище методикою для періоду часу з 2005 до 2008 р., коли ця статистика велася.

Чотири із шести блоків ЛуТЕС, що розглядаються мають сумарну пошкоджуваність близьку до граничного стану 1,0. Пошкоджуваність енер-

гоблока № 14 уже складає 1,006, що говорить про неможливість його експлуатації за прийнятих коефіцієнтів запасу міцності по числу циклів $n_N = 5$ і по приведеній деформації $n_e = 1,5$.

Залишковий ресурс 5 з 6 блоків знаходиться на дуже низькому рівні, що свідчить про потребу у негайному дослідженні поточного стану обладнання та проведенню комплексу робіт з продовження ресурсу. Осереднена швидкість з якою енергоблоки ЛуТЕС щорічно себе зношують лежить на рівні 1,72–2,14 %/рік. Однак при роботі обладнання у режимі щоденного пуску-зупинки, ця швидкість зростає майже в 10 разів і становить 21,99–24,33 %/рік [1, 3]. Це пов'язано з високою

чутливістю устаткування до частих пусків із гарячого стану. Для блока № 13, на якому реалізована подача гарячої пари на передні кінцеві ущільнення ЦВТ і ЦСТ, швидкість зношення турбіни при щоденному пуску-зупинці складає 6,08 %. Це пояснюється меншими тепловими перепадами і відповідно нижчими температурними градієнтами у початкові моменти пуску з холодного стану, через відсутність заохолодження кінцевих ущільнень.

Аналогічно, при дослідженні можливого повторного продовження експлуатації роторів високого та середнього тиску парових турбін К-200-130 ЛуТЕС у 2018 р. розглянуті ротори РВТ та РСТ [7].

У 2011 році Державне підприємство «ДонОРГРЕС» провело обстеження РВТ парової турбіни К-200-130-3, знятого з енергоблока № 15 ЛуТЕС, недопустимих дефектів не виявлено. Лабораторією металів і зварювання ЛуТЕС в 2017 році виконано вихрострумний контроль теплових канавок РВТ, виявлені тріщини в канавках № 1–16 глибиною 8 мм, в канавках № 17–30 глибиною 11–14 мм, якість металу ротора з боку осевого каналу оцінена як задовільна. Дефекти лопаток вибрані механічним способом і закруглені. Фактичне напрацювання РВТ на листопад 2017 р. склало 222438 год., а кількість пусків – 2118.

Аналогічні роботи були проведені для РСТ парової турбіни К-200-130-3, що знятий з енергоблока № 13 ЛуТЕС. Виявлені кільцеві тріщини були усунені. За результатами неруйнівного контролю висновок є задовільним. Фактичне напрацювання РСТ1 листопад 2017 р. склало 144596 год., а кількість пусків – 927.

Відповідно до результатів технічного аудиту всі виявлені дефекти в процесі повірного розрахунку при моделюванні геометрії РВТ, РСТ вносились в проектну конструкцію. Дані щодо залиш-

кового ресурсу енергоблоків ЛуТЕС наведені в табл. 4.

Для роторів РВТ та РСТ допустима кількість пусків з холодного стану ХС складає 1800 та 1450, допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-2 дорівнює 6800 та 1800, а допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 більша та дорівнює 7100–4800 (табл. 4). Допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 менше за всі інші типи пусків впливає на циклічну пошкоджуваність роторів аналогічно енергоблокам КуТЕС.

З аналізу даних (табл. 1–4) видно, що при поточному рівні напрацювання (222438–322672 год.) та кількості пусків (1424–2978) навіть за знижених коефіцієнтів запасу міцності, пошкоджуваність енергоблоків знаходиться в межах 0,67–0,85. Це свідчить про дуже обмежену можливість енергоблоків потужністю 200 МВт до регулювання навантаження у мережі. При експлуатації цих блоків у маневрових режимах, а особливо у режимі щоденного пуску-зупинки, їх залишковий ресурс значно зменшиться. Подальша експлуатація в таких умовах потребує оптимізації кількості пусків з різних теплових станів.

Пошук оптимального дольового співвідношення пусків для типових теплових станів металу

Для розв'язання оптимізаційної задачі з планування (визначення) кількості пусків з різних теплових станів, комбінація яких забезпечить максимальне напрацювання розглянутих вище енергоблоків, за цільову функцію обрано залишковий ресурс G .

В даному випадку, постановку оптимізаційної задачі можна записати наступним чином:

Таблиця 4 – Розрахункова оцінка пошкоджуваності і залишкового ресурсу РВТ та РСТ енергоблока № 9 Луганської ТЕС при повторному продовженні експлуатації у 2018 р.

Ресурсний показник		РВТ		РСТ	
Загальна кількість пусків		2475		2475	
Загальне напрацювання, год.		222438		144596	
Коефіцієнти запасу міцності по числу циклів / по деформації		3 / 1,25	5 / 1,5	3 / 1,25	5 / 1,5
Допустима кількість циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}]_{НС-2}$	$>10^4$	6800	3000	1800
	$[N_{pl}]_{НС-1}$	$>10^4$	7100	7500	4800
	$[N_{pl}]_{ХС}$	2700	1800	2600	1450
Циклічна пошкоджуваність		0,172	0,453	0,2789	0,4698
Допустимий час роботи, год.		$3,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$
Статична пошкоджуваність		0,601	0,601	0,391	0,391
Сумарна пошкоджуваність		0,7739	1,0549	0,6697	0,8606
Залишковий ресурс, год.		85699	<0	64562	23419

Таблиця 5 – Діапазон зміни параметрів енергоблоків 200 МВт
Курахівської, Луганської та Старобешівської ТЕС

Енергоблоки	n	$n_{\text{ХС}}$	$n_{\text{НС}}$	$n_{\text{ГС}}$	t_{ex} , ГОД
3 РСТ КуТЕС	1036	487 (47 %)	166 (16 %)	383 (37 %)	221120
4 РСТ КуТЕС	1611	556 (35 %)	268 (17 %)	787 (49 %)	204886
5 РСТ КуТЕС	1756	544 (31 %)	–	1212 (69 %)	194809
6 РСТ КуТЕС	1730	519 (30 %)	260 (15 %)	951 (55 %)	188157
7 РСТ КуТЕС	1323	435 (32,8 %)	–	892 (67,2 %)	200641
8 РСТ КуТЕС	1629	542 (33,3 %)	–	1087 (66,7 %)	198542
9 РСТ КуТЕС	300	141 (47 %)	–	159 (53 %)	40113
11 РСТ ЛуТЕС	1216	292 (24,1 %)	263 (21,7 %)	661 (54,4 %)	280387
13 РСТ ЛуТЕС	775	249 (32,2 %)	131 (16,9 %)	395 (51 %)	77864
14 РСТ ЛуТЕС	1085	259 (23,9 %)	180 (16,6 %)	646 (59,9 %)	238329
15 РСТ ЛуТЕС	903	190 (21,1 %)	154 (17,1 %)	559 (61,9 %)	223721
10 РСТ СТЕС	704	331 (47,1 %)	113 (16,1 %)	260 (37 %)	101288
4 РСТ КуТЕС	2352	823 (35 %)	400 (17 %)	1129 (49 %)	254623
5 РСТ КуТЕС	2862	887 (31 %)	–	1975 (69 %)	239615
Повторне продовження 2017–2018 рр.					
4 РСТ КуТЕС	2475	539 (22 %)	727 (29 %)	1209 (49 %)	261773
5 РСТ КуТЕС	1742	655 (22 %)	774 (26 %)	1549 (52 %)	241544
9 РСТ1 ЛуТЕС	927	155 (17 %)	190 (20,5 %)	582 (62,8 %)	144596
9 РСТ2 ЛуТЕС	1389	233 (17 %)	285 (20,6 %)	871 (62,7 %)	250264
3 РСТ КуТЕС	704	331 (47 %)	113 (16 %)	260 (37 %)	101288

$$G^{opt}(\vec{x}_r^{opt}) = \max_{\vec{x}_r \in X} \left\{ \begin{array}{l} \vec{G}(\vec{x}_r), \\ G(G_1(\vec{x}_r), G_2(\vec{x}_r), \dots, G_n(\vec{x}_r)), \\ N_{X \min} \leq |X| \leq N_{X \max}, \end{array} \right. \quad (2)$$

де G – цільова функція;

\vec{x}_r – вектор параметрів, які впливають на G ;

X – область існування вектору \vec{x}_r ;

$N_{X(\min, \max)}$ – межі області існування компонент вектора \vec{x}_r .

Тобто, задача оптимізації залишкового ресурсу G потребує пошуку такої комбінації значень компонент вектору \vec{x}_r , реалізація яких дає екстремальне значення цільової функції G .

Для опису цільової функції було використано теорію планування експерименту, зокрема насичені плани Рехтшафнера [8]. Використання цих планів дозволяє описати цільову функцію в вигляді повного квадратичного поліному:

$$G(\vec{q}) = A_0 + \sum_{i=1}^z (A_i q_i) + \sum_{i=1}^z (A_{ii} q_{ii}^2) + \sum_{i=1}^{z-1} \sum_{j=i+1}^z (A_{ij} q_i q_j), \quad (3)$$

де A – коефіцієнти квадратичного поліному;

\vec{q} – вектор нормованих значень незалежних змінних (компонент вектору \vec{x}_r ;

z – кількість незалежних змінних.

Для формування даних, які відповідно до плану експерименту необхідні для отримання залежності (3), були використані статистичні дані

впливу пусків різного типу на значення залишкового ресурсу G .

У якості компонент вектору незалежних змінних \vec{x}_r при розрахунках прийняті наступні параметри: загальна кількість пусків енергоблоків n (діапазон від 300 до 2900) за весь період експлуатації; дольова кількість пусків з холодного стану $n_{\text{ХС}}$ (діапазон 0,17–0,47), з неостиглого стану $n_{\text{НС}}$ (діапазон 0,16–0,3); направлення енергоблоків t_{ex} (діапазон 40–300 тис. год.). При цьому пуски з ГС складають 23–67 %. Діапазони зміни параметрів отримані з даних експлуатації (табл. 5), які були надані для енергоблоків № 3–9 КуТЕС, № 9–15 ЛуТЕС та № 10 Старобешівської ТЕС (СТЕС) організаціями, що їх експлуатують.

Для пошуку оптимального співвідношення компонент вектору \vec{x}_r був використаний метод квазівипадкового пошуку з використанням ЛПт послідовності [9].

Розрахункові дослідження з оптимізації залишкового ресурсу G свідчать, що максимальний залишковий період експлуатації має місце при мінімальній загальній кількості пусків до 600–800, що відповідає базовим режимам роботи енергоблоків 200 МВт, на які вони були спроектовані (рис. 1).

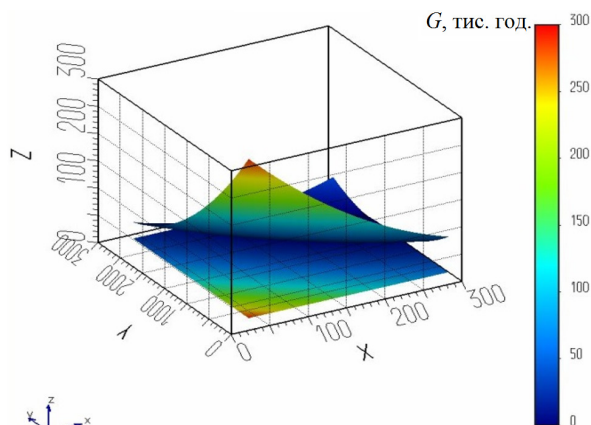


Рис. 1 – Результати розрахунку оптимальних параметрів для забезпечення високих значень залишкового ресурсу: вісь X – експлуатаційне напруження t_{ex} , тис. год.; вісь Y – загальна кількість пусків енергоблоків n ; вісь Z – залишковий ресурс G , тис. год.

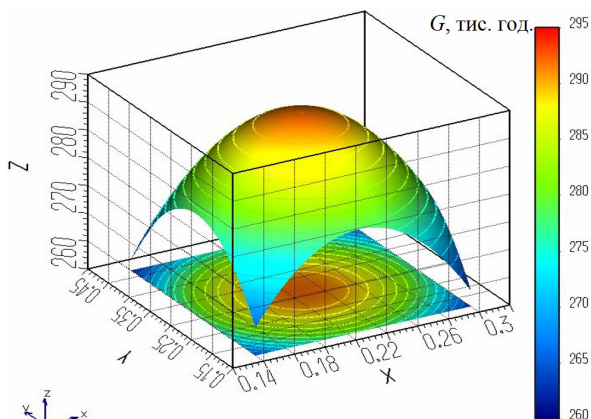


Рис. 2 – Результати розрахунку оптимальних параметрів для забезпечення високих значень залишкового ресурсу: вісь X – доля кількості пусків з НС $n_{НС}$; вісь Y – доля кількості пусків з ХС $n_{ХС}$; вісь Z – залишковий ресурс G , тис. год.

Оптимізаційні дослідження показали, що максимум залишкового ресурсу при роботі енергоблоків 200 МВт у маневрових режимах знаходиться у діапазоні 18–25 % пусків з нестиглого стану та 25–39 % пусків з холодного стану. При цьому, число пусків з гарячого стану визначається як різниця між загальною кількістю енергоблоків та кількістю пусків з нестиглого і холодного станів (рис. 2).

Будь яке відхилення від оптимального розподілу кількості пусків з різних теплових станів при маневрових режим експлуатації енергоблоків 200 МВт скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних енергоблоків теплових електричних станцій України.

Так, зменшення до 14–17 % долі пусків з нестиглого стану та до 15–23 % долі з холодного стану призведе збільшення числа пусків з гарячого стану до 60–71 % та до зменшення залишкового ресурсу на 10–12 %.

Висновки

Станом на січень 2019 р. більшість енергоблоків потужністю 200 МВт спрацювали парковий ресурс 220 тис. год. при значному перевищенні по ресурсним показникам маневреності (близько 2000 пусків при нормативних – 800). Це може призвести до значного зниження залишкового напруження та збільшення аварійних зупинок при подальшому збільшенні числа пусків, що характерно для роботи у маневрових режимах.

Таким чином, неможливе залучення більшості енергетичного обладнання 200 МВт для регулювання електричного навантаження.

Оптимізаційні дослідження показали, що для більшості турбінного обладнання енергоблоків 200 МВт максимум залишкового ресурсу при роботі у маневрових режимах знаходиться у діапазоні 18–25 % пусків з нестиглого стану та 25–39 % пусків з холодного стану.

Будь яке відхилення від оптимального розподілу кількості пусків з різних теплових станів при маневрових режим експлуатації енергоблоків 200 МВт скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних енергоблоків теплових електричних станцій України.

Список литературы

1. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Влияние работы энергоблоков ТЭС в маневренном режиме на вычерпывание ресурса энергетического оборудования. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2016. № 10(1182). Бібліогр.: 7 назв. С. 6–16. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
2. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Влияние работы энергоблоков ТЭС в маневренном режиме на надежность та аварийность энергетического оборудования. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2016. № 8(1180). Бібліогр.: 8 назв. С. 100–106. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.14.
3. 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).
4. Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkov A. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research*. China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics. 2016. Vol. 5. Iss. 4. pp. 302–309.
5. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. Москва, 1985. № АЗ–002/7382. 49 с.
6. Черноусенко О. Ю., Рындюк Д. В., Пешко В. А. Повторное продление эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Кураховской ТЭС. *Вісник НТУ*

- «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2018. № 11(1287). Бібліогр.: 8 назв. С. 12–18. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.02.
- Черноусенко О. Ю., Рындюк Д. В., Пешко В. А. Особенности продления эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Луганской ТЭС. *Проблеми загальної енергетики*. Київ, 2018. № 2(53). Бібліогр.: 8 назв. С. 65–70. ISSN 1562-8965. doi: 10.15407/pge2018.02.065.
 - Rechtschaffner R. L. Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs. *Technometrics*. 1967. Vol. 4. pp. 569–575.
 - Соболь И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Москва: Дрофа. 2006. – 175 с. ISBN: 5-7107-7989-X.
 - ekstostancij: 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], Kiev, 76 p.
 - Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T., Nikulenkov A. (2016), “Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines”, *Propulsion and Power Research*, National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, China, vol. 5, iss. 4, pp. 302–309.
 - (1985), RTM 108.021.103. *Detali parovyh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation]*, Moscow, Russian.
 - Chernousenko, O., Rindyuk, D., Peshko, V. (2018), “Refreshing Extension of the Operation of High Pressure Rotors and Average Pressure Rotors of the Turbine K-200-130 at the Kurakhovska Heat Power Plant”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 11(1287), pp. 12–18, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.02.
 - Chernousenko, O., Rindyuk, D., Peshko, V. (2018), “Features of prolongation of the service life of high- and intermediate-pressure rotors of K-200-130 steam turbine of Luhansk TPP”, *The Problems of General Energy*, No. 2(53), pp. 65–70, ISSN 1562-8965. doi: 10.15407/pge2018.02.065.
 - Rechtschaffner R. (1967), “Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs”, *Technometrics*, vol. 4, pp. 569–575.
 - Sobol I., Statnikov R. (2006), *Vyibor optimalnykh parametrov v zadachah so mnogimi kriteriyami [The choice of optimal parameters in problems with many criteria]*, Drofa, Moscow, 175 p. ISBN 5-7107-7989-X.

References (transliterated)

Надійшло (received) 17.05.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійвна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga) – доктор технічних наук, професор, КПІ ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>. Scopus 6507954096.

Усатий Олександр Павлович (Усатый Александр Павлович, Usaty Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; e-mail: alpaus@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>. Scopus 56461340500.

Риндюк Дмитро Вікторович (Рындюк Дмитрий Викторович, Rindyuk Dmitro) – кандидат технічних наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (099) 055–47–04; e-mail: rel_dv@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7770-7547>. Scopus 57193402888.

Пешко Віталій Анатолійович (Пешко Виталий Анатольевич, Peshko Vitaliy) – кандидат технічних наук, КПІ ім. Ігоря Сікорського, старший викладач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0610-1403>. Scopus 57194077095.

В. В. ДОНЧЕНКО, В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, И. Ф. КРАВЧЕНКО, А. В. ПЕТРОВ

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ САМОВОЗБУЖДАЮЩИХСЯ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

На основании разработанной математической модели и численного метода аэроупругого поведения лопаточного венца в транзвуковом потоке газа (связанная задача нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток) представлен численный анализ аэроупругого поведения вентиляторного лопаточного венца в трехмерном потоке идеального газа. Данный метод решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток позволит прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Ключевые слова: численный метод, лопаточный венец вентилятора, аэроупругое поведение, собственная частота, идеальный поток.

В. В. ДОНЧЕНКО, В. І. ГНЕСІН, Л. В. КОЛОДЯЖНА, І. Ф. КРАВЧЕНКО, О. В. ПЕТРОВ
ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОД МОДЕЛЮВАННЯ САМОЗБУДНИХ КОЛИВАНЬ ЛОПАТКОВОГО ВІНЦЯ ВЕНТИЛЯТОРА АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА

На підставі розробленої математичної моделі та чисельного методу аероупругої поведінки лопаткового вінця в транзвуковому потоці газу (зв'язана задача нестационарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток) представлено чисельний аналіз аероупругої поведінки вентиляторного лопаткового вінця у тривимірній течії ідеального газу. Цей метод рішення зв'язаної задачі нестационарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток в тривимірному потоці газу, включаючи вимушені коливання, самозбуджуючі коливання з метою підвищення надійності лопаткових апаратів турбомашин.

Ключові слова: чисельний метод, лопатковий вінець вентилятора, аероупруга поведінка, власна частота, ідеальна течія.

V. DONCHENKO, V. GNESIN, L. KOLODYAZHNAYA, I. KRAVCHENKO, A. PETROV
A NUMERICAL METHOD USED FOR THE SIMULATION OF SELF-EXCITED VIBRATIONS THAT ARISE IN THE AIRCRAFT ENGINE FAN BLADE RING

Aeroelastic effects that are caused by blade vibrations under the action of perturbation forces are characterized by the energy exchange between the gas flow and the vibrating blades and form the basis of the physical mechanism of self-excited vibrations that can either decay (aerodamping) or be in unstable flutter mode that can result in the structure failure in a short period of time. Based on the developed mathematical model and the numerical method of aeroelastic behavior of the blade ring in the transonic gas flow (the coupled problem of nonstationary dynamics and elastic blade vibrations) the numerical analysis of aeroelastic behavior shown by the fan blade ring in the three-dimensional ideal gas flow was performed. The three-dimensional transonic ideal gas flow is described by the complete system of Euler equations represented in the integral form of the laws of conservation of mass, pulse and energy in the relative system of Cartesian coordinates. Using a modal approach, the dynamic model of a vibrating blade was reduced to the system of ordinary differential equations in terms of the modal coefficients of eigenmodes. The values of blade displacements and its speed were derived from the solution of a dynamic problem and these values are used as boundary conditions for aerodynamic problem during each of the iteration. This method of the solution of the coupled aeroelastic problem enables the prediction of the amplitude and frequency spectra for blade vibrations in the three-dimensional ideal gas flow, including forced and self-excited vibrations in order to increase the reliability of the blade systems of turbine machines. The investigations carried out provided the data on the nonstationary loads (peripheral and axial loads and the aerodynamic moment) that have an effect on the blades and also the amplitude and frequency spectra of blade vibrations.

Key words: numerical method, fan blade ring, aeroelastic behavior, eigenfrequency and ideal flow.

Введение

Исследование аэроупругого поведения лопаток компрессоров, вентиляторов в нестационарном потоке газа является одной из наиболее важных проблем, возникающих при проектировании ГТД.

Для обеспечения надежности эксплуатации газотурбинного двигателя необходимо прогнозирование аэроупругого поведения лопаточного венца, чтобы исключить возможность проявления аэроупругой неустойчивости, такой как флаттер.

Прогнозирование самовозбуждающихся колебаний (аэродемпфирование, флаттер) – одна из наиболее сложных задач в области аэродинамики и динамики. Сложность прогнозирования данного явления обусловлена нелинейностью протекаю-

щих процессов [1].

В настоящее время развиты новые подходы к моделированию аэроупругих явлений, основанные на маршевой по времени схеме, включающей интегрирование уравнений аэродинамики и динамики упругих колебаний [2–3].

В статье рассматривается моделирование аэроупругого поведения лопаточного венца на основе разработанного численного метода и алгоритма решения связанной задачи аэродинамики нестационарного потока идеального газа и динамики колеблющихся лопаток. Данный метод решения связанной аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колеба-

© В. В. Донченко, В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, И. Ф. Кравченко, А. В. Петров, 2019

ния с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин [4].

Цель работы

Основная цель – повышение надежности и продление ресурса лопаточных аппаратов ГТД путем прогнозирования нестационарных аэроупругих характеристик, уменьшения нестационарных нагрузок и амплитуд колебаний лопаточных аппаратов на основе разработки нового эффективного метода решения связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа [5–6].

Постановка аэроупругой задачи

Трехмерный трансзвуковой поток идеального нетеплопроводного газа через вращающийся венец вентилятора ГТД с 24 колеблющимися лопатками рассматривается в физической области (рис. 1а).

Тангенциальные проекции исходных сечений, формирующие лопатку вентилятора, приведены на рис. 1б.

На рис. 2 показаны разностные $H-H$ сетки для межлопаточного канала вентилятора в тангенциальной плоскости для корневого, среднего и периферийного сечений.

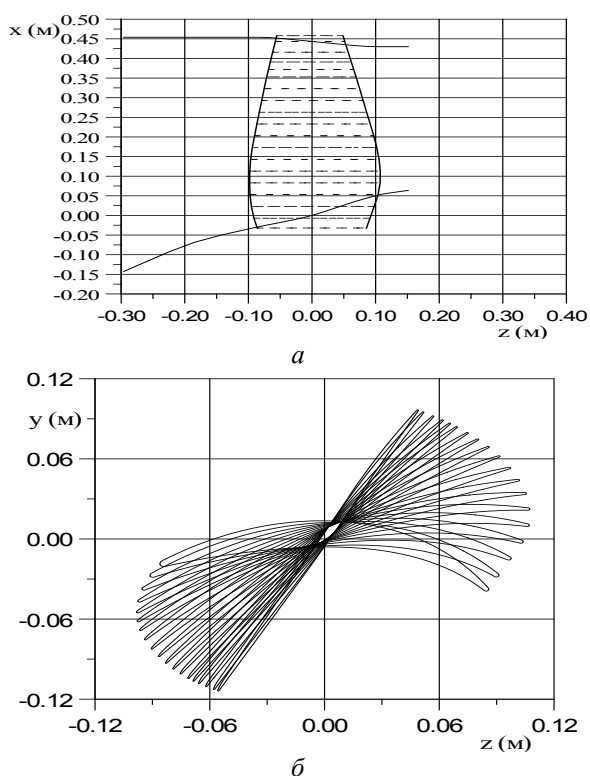


Рис. 1 – Лопаточный венец вентилятора: а – меридиональная проекция лопатки вентилятора; б – тангенциальные проекции исходных сечений рабочей лопатки

Количество тангенциальных сечений (вдоль радиуса) – 32. Количество узлов в каждом тангенциальном сечении в окружном направлении – 41, осевом направлении – 70. Таким образом, количество сеточных узлов в каждом межлопаточном канале – $32 \times 41 \times 70 = 91840$.

Постановка граничных условий на входе и выходе основана на одномерной теории характеристик [5, 6]. В общем случае, когда осевая

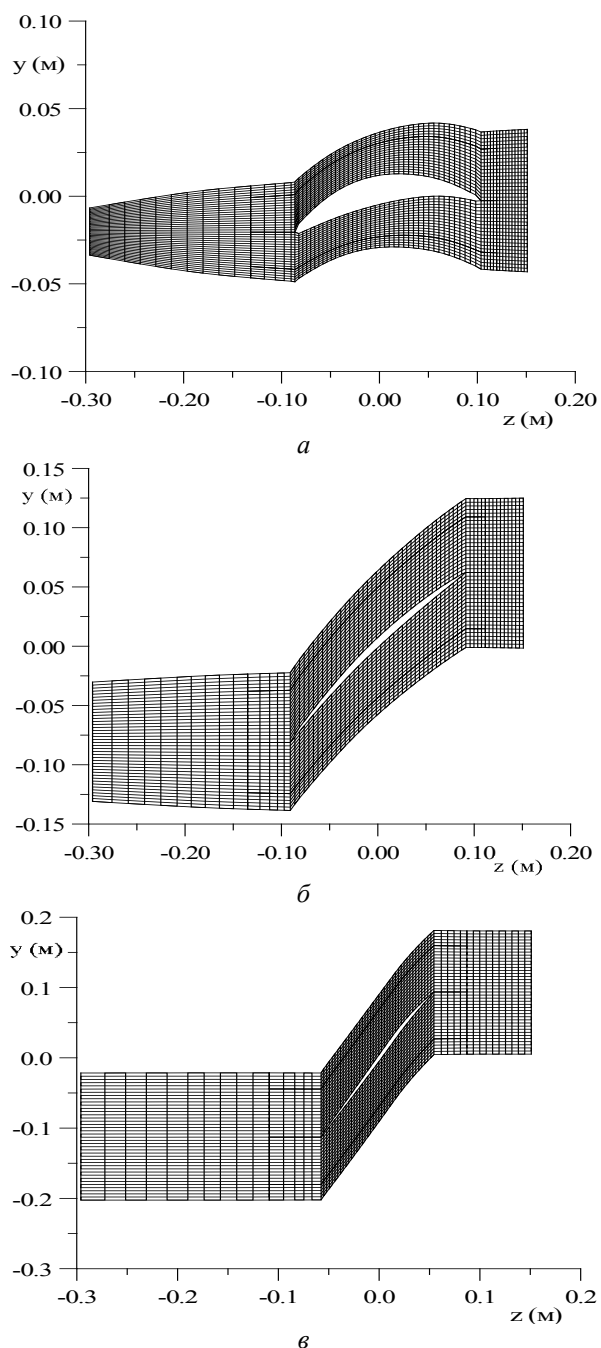


Рис. 2 – Тангенциальная разностная $H-H$ сетка а – корневое сечение; б – среднее сечение; в – периферийное сечение

скорость является дозвуковой, полная система граничных условий может быть представлена в виде:

– на входе – давление и температура заторможенного потока, меридиональный и тангенциальный углы потока;

– на выходе – статическое давление за лопаточным венцом.

Граничные условия дополняются соотношениями на характеристиках во входном и выходном сечениях расчетной области.

Для численного интегрирования исходных уравнений применяется разностная схема Годунова-Колгана 2-го порядка точности по координатам и времени, обобщенная на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки [3].

Динамическая модель колеблющейся лопатки описывается с использованием модального подхода [4–6].

Алгоритм решения аэроупругой связанной задачи основан на последовательном по времени интегрировании уравнений газодинамики и уравнений колебаний лопаток с обменом информацией на каждой итерации [4–6].

Численный анализ

Численное исследование проведено для лопаточного венца вентилятора для режима $n = 4800$ об/мин при различных значениях МЛФУ (межлопаточный фазовый угол).

В качестве граничных условий приняты:

– переменное по радиусу давление и температура заторможенного потока перед вентилятором $P_0 = 100470\text{--}100230$ Па; $T_0 = 279,9$ К;

– углы потока в окружном (α) и радиальном (γ) направлениях заданы;

– переменное по радиусу статическое давление за вентилятором $P_2 = 99574\text{--}120500$ Па;

– число оборотов ротора $n = 4800$ об/мин.

В расчетах учитывались пять собственных форм, собственные частоты каждой из форм приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Собственные частоты каждой из форм

Номер собственной формы	1	2	3	4	5
Частота, ν_i , Гц	106	236	411	494	640

В работе приведены результаты численного анализа нестационарных аэродинамических характеристик вентилятора ГТД. Проведены расчеты обтекания лопаточного венца при гармонических колебаниях при межлопаточных углах сдвига по фазе колебаний лопаток МЛФУ = 0° , 180° , $\pm 90^\circ$ с учетом взаимодействия пяти собственных форм.

Аэроупругая устойчивость системы «поток воздуха – лопаточный венец» без учета механического демпфирования определяется аэродинамическим коэффициентом демпфирования D , равным взятому со знаком «минус» коэффициенту работы W , совершаемой аэродинамической нагрузкой за один период колебаний [4–6]. Знак «минус» суммарной работы ($D > 0$) соответствует аэродемпфированию, знак «плюс» – самовозбуждению лопатки ($D < 0$).

Характер обмена энергией между потоком воздуха и колеблющимися лопатками показан на рис. 3, 4. На рис. 3 приведены графики изменения коэффициента аэродемпфирования по высоте лопатки для различных углов сдвига по фазе колебаний соседних лопаток МЛФУ = 0° , 180° , $\pm 90^\circ$. Как видно из графика (рис. 3) гармонические колебания по высоте лопатки характеризуются подводом энергии к лопатке.

На рис. 4 показано влияние межлопаточного угла сдвига по фазе колебаний лопаток на осредненный по длине коэффициент аэродемпфирования.

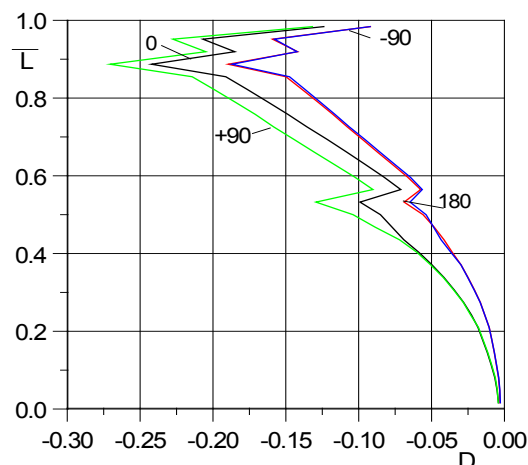


Рис. 3 – Изменение коэффициента аэродемпфирования по высоте лопатки ($l-5$ собственная форма)

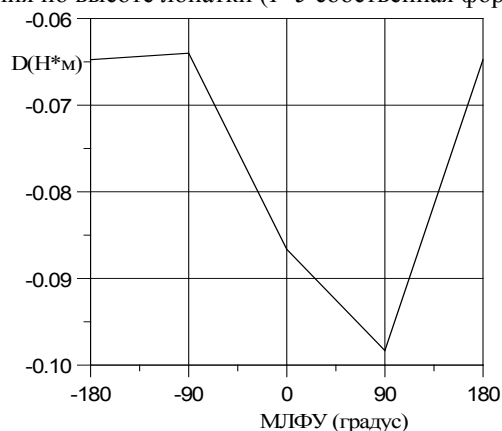


Рис. 4 – Зависимость осредненного по высоте лопатки коэффициента аэродемпфирования от МЛФУ для $l-5$ собственных форм колебаний

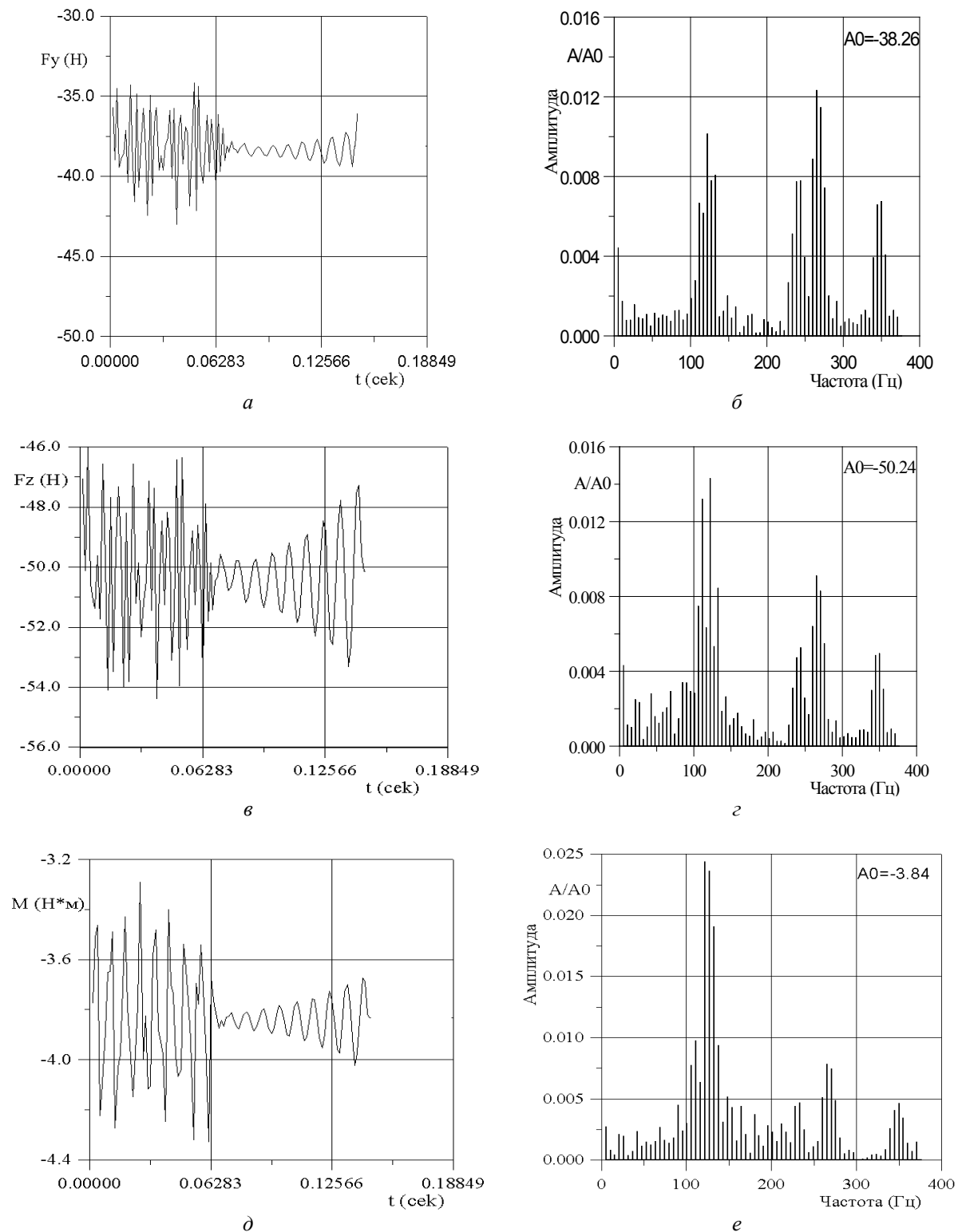


Рис. 5 – Изменение нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки вентилятора ($MЛФУ = 90^\circ$):
a – в окружном направлении; *б* – амплитудно-частотный спектр;
в – в осевом направлении; *г* – амплитудно-частотный спектр;
д – момент относительно центра тяжести; *е* – амплитудно-частотный спектр

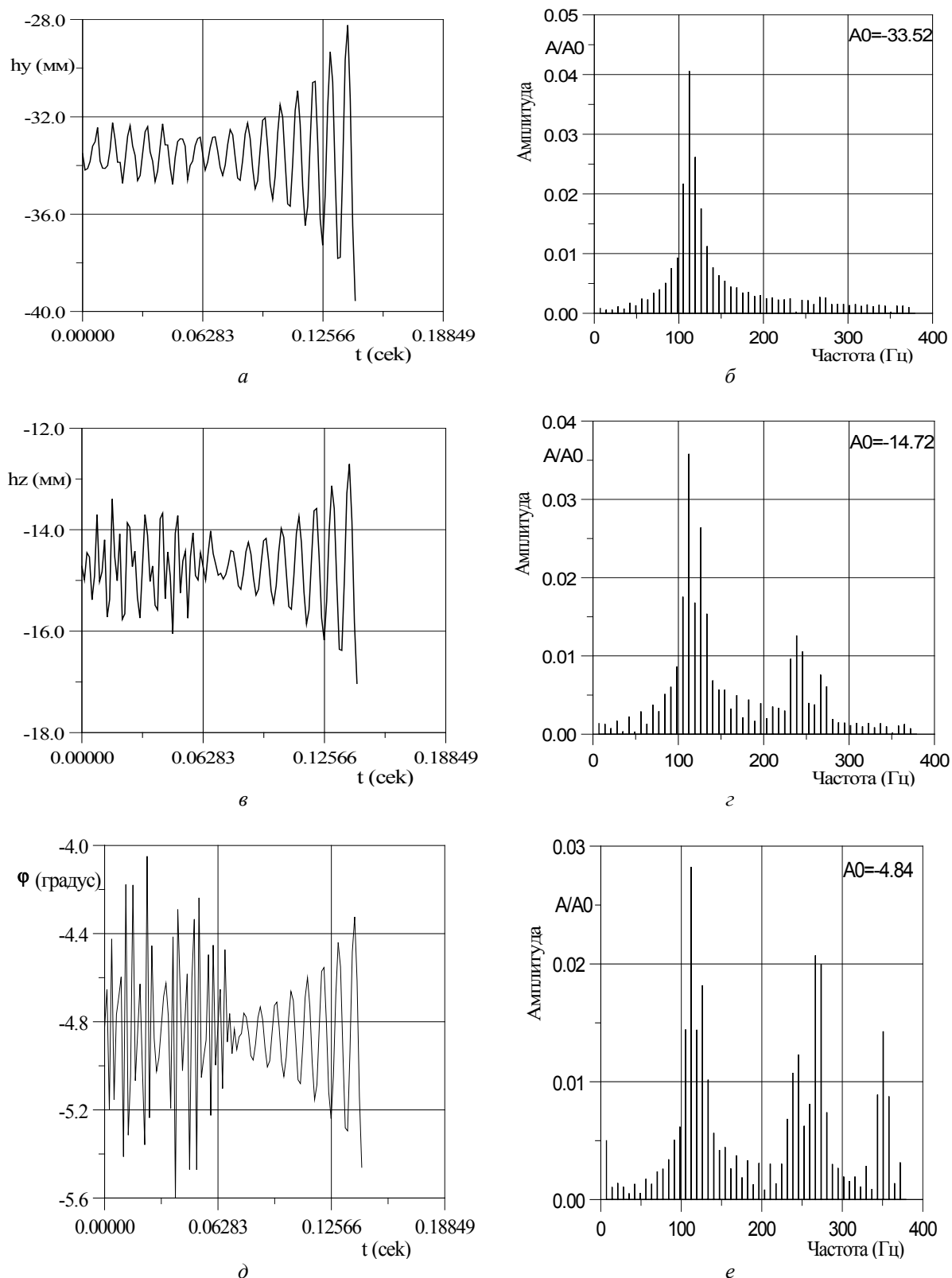


Рис. 6 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки вентилятора (МЛФУ = 90°)
 а – в окружном направлении; б – амплитудно-частотный спектр;
 в – в осевом направлении; г – амплитудно-частотный спектр;
 д – угол поворота относительно центра тяжести; е – амплитудно-частотный спектр

Как видно из графиков, коэффициент аэродемпфирования $D < 0$ ($W > 0$) для всех значений МЛФУ, что соответствует подводу энергии к лопатке (возбуждение колебаний). Минимальные значения коэффициента аэродемпфирования соответствуют МЛФУ = -90° , 180° , максимальное значение (наибольшее возбуждение) соответствует МЛФУ = 90° .

На рис. 5 представлены графики нестационарных аэродинамических нагрузок (окружная, осевая и аэродинамический момент), действующих на периферийный слой рабочей лопатки в течение трех периодов, а также их амплитудно-частотные спектры (для МЛФУ = 90° , соответствующего наибольшему возбуждению).

На рис. 6 приведены графики перемещения центра тяжести периферийного сечения в окружном направлении hy (рис. 6a), осевом направлении hz (рис. 6b) и угол поворота относительно центра тяжести φ (рис. 6d) за 1,5 периода связанных колебаний и их амплитудно-частотные спектры для МЛФУ = $+90^\circ$.

На графиках представлены один период гармонических колебаний и связанные самовозбуждающиеся колебания. Как следует из графиков, по 1-ой собственной форме происходит возбуждение колебаний (флаттер), что приводит к росту амплитуд колебаний по всем собственным формам с частотой близкой к собственной частоте 1-ой формы.

Проведен численный анализ влияния частоты 1-ой собственной формы на режим колебаний лопаток при МЛФУ = 0° с учетом взаимодействия пяти собственных форм (собственные частоты 2-ой, 3-ей, 4-ой и 5-ой форм не изменялись).

На рис. 7 приведены графики изменения модального коэффициента 1-ой собственной формы при собственных частотах соответственно равных 106 Гц, 126 Гц и 142 Гц.

Как следует из графиков, с увеличением собственной частоты увеличивается логарифмический декремент колебаний, определяемый как

$$\Delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_1}{A_n},$$

где n – число циклов;

A_1 , A_n – амплитуды 1-го и n -го циклов.

При частоте 126 Гц происходит возбуждение колебаний с амплитудой ниже, чем при частоте 106 Гц. При частоте 142 Гц происходит аэродемпфирование. Таким образом, повышение аэродинамической устойчивости колебаний лопаточного венца вентилятора по отношению к флаттеру связано с повышением собственной частоты колебаний, т.е. жесткости лопаток.

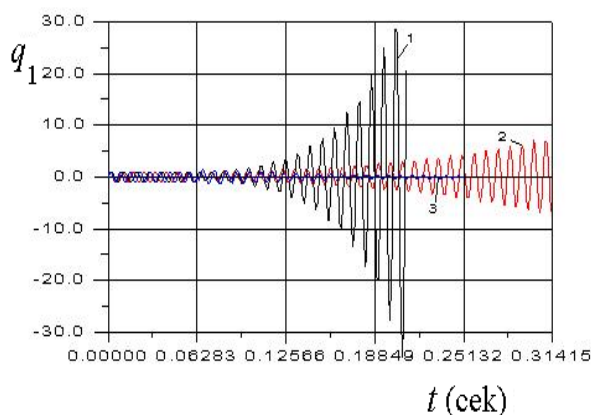


Рис. 7 – Изменение модального коэффициента 1-ой собственной формы при различных собственных частотах: 1 – соответствует частоте $\nu = 106$ Гц; 2 – $\nu = 126$ Гц; 3 – $\nu = 142$ Гц

Выводы

1 Разработанный метод решения связанной задачи нестационарной газодинамики и упругих колебаний лопаток позволяет рассчитывать самовозбуждающиеся колебания, включая вынужденные колебания, вызванные взаимным обменом энергией между нестационарным потоком газа и колеблющимися лопатками.

2 Проведен численный анализ аэроупругих характеристик лопаточного венца вентилятора для режима эксплуатации ($n = 4800$ об/мин). Для данного режима происходит самовозбуждение колебаний лопаток вентилятора (флаттер) по 1-й собственной форме, что приводит к росту амплитуд колебаний по всем собственным формам с частотой, близкой к собственной частоте 1-й формы.

3 Даны рекомендации по повышению аэроупругой устойчивости для заданного режима, связанные с повышением жесткости лопаток.

Список литературы

1. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В. Аэроупругие явления в турбомашине. *Аэродинамика и Аэроакустика: Проблемы и перспективы: сб. научных трудов*. Харьков: ХАИ, 2009. № 3. С. 53–62.
2. Cinnella P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity. *Journal of Turbomachinery*. Vol. 126. April, 2004. pp. 310–316.
3. Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я., Крайко А. Н., Прокопов Г. П. *Численное решение многомерных задач газовой динамики*. Москва: Наука, 1976. 400 с.
4. Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow. *J. Problems in Mash. Eng.* 1999. Vol. 1, No. 2. pp. 65–76.
5. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В. Аэроупругий анализ лопаточного венца турбомашин на основе численного решения связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний. *Проблемы машиностроения*, 1998. Т. 1, № 3–4, С. 29–40.
6. Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L.V., Rzakowski R. A Coupled Fluid-Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines.

ASME 2000-GT-380, Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich, Germany, 8–11 May, 2000, pp. 1–8.

References (transliterated)

1. Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (2009), “The aeroelastic phenomena in the turbomachines”, *Aerogidrodinamic and Aeroacoustics: Problems and prospects*, no. 3, pp. 53–62.
2. Cinnella, P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. (2004), “A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity”, *Journal of Turbomachinery*, vol. 126, April, pp. 310–316.
3. Godunov, S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. Y., Krayko A. N., Prokopov G. P. (1976), *The Numerical solution of multidimensional tasks of gas dynamics*, Nauka, Moscow, 400 p.
4. Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (1999), “Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow”, *J. Problems in Mash. Eng.*, vol. 1, no. 2, pp. 65–76.
5. Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. (1998), “Aeroelastic analysis of turbine blade row on the base of numerical solution for coupled problem of aerodynamics and elastic oscillations”, *J. Problems in Mash. Eng.*, vol. 1, no 3–4, pp. 29–40.
6. Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V., Rzadkowski R. (2000), “A Coupled Fluid- Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines”, *ASME 2000-GT-380, Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich, Germany, 8–11 May, pp. 1–8.*

Поступила (received) 05.04.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Донченко В'ячеслав Володимирович (Донченко Вячеслав Владимирович, Donchenko Viacheslav) – Інженер - конструктор 1-ї категорії ДП «Івченко-Прогрес», м. Запоріжжя, Україна; e-mail: 03530@ivchenko-progress.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9585-2991>.

Гнесін Віталій Ісайович (Гнесин Виталий Исаевич, Gnesin Vitaly) – доктор технічних наук, професор, провідний науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: gnesin@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6411-6158>, Scopus 56448940100.

Колодяжна Любов Володимирівна (Колодяжная Любовь Владимировна, Kolodyazhnaya Lyubov) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, провідний науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5469-4325>, Scopus 56636361700.

Кравченко Ігор Федорович (Кравченко Игорь Федорович, Kravchenko Igor) – доктор технічних наук, директор підприємства, генеральний конструктор ДП «Івченко-Прогрес», м. Запоріжжя, Україна; e-mail: progress@ivchenko-progress.com.

Петров Олексій Володимирович (Петров Алексей Владимирович, Petrov Oleksii) – кандидат технічних наук, керівник групи статичної та динамічної міцності роторів компресорів ДП «Івченко-Прогрес», м. Запоріжжя, Україна; e-mail: 03530@ivchenko-progress.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8819-0125>.

П. П. ГОНТАРОВСЬКИЙ, М. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, А. О. ГЛЯДЯ

ПОВЗУЧИСТЬ ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ К-325-23,5

Корпус парової турбіни є одним із найбільш відповідальних і напружених вузлів, на якому безпосередньо відображаються жорсткі умови експлуатації. За допомогою розроблених на основі методу скінченних елементів розрахункової методики й програмного забезпечення, що дозволяють аналізувати термонапружений стан елементів енергомашин з урахуванням конструктивних особливостей і умов навантаження в тривимірній постановці, проведена оцінка повзучості внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5. Проведені розрахункові дослідження показали, що в результаті повзучості корпусу напруження перерозподіляються по об'єму, а максимальні деформації повзучості не перевищують 0,31 %. Внутрішній корпус має значний резерв до вичерпання ресурсу.

Ключові слова: внутрішній корпус, парова турбіна, повзучість, термонапружений стан, деформації.

П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, А. А. ГЛЯДЯ **ПОЛЗУЧЕСТЬ ВНУТРЕННЕГО КОРПУСА ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ** **ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5**

Корпус паровой турбины является одним из наиболее ответственных и напряженных узлов, на котором непосредственно отражаются жесткие условия эксплуатации. С помощью разработанных на основе метода конечных элементов расчетной методики и программного обеспечения, позволяющих анализировать термонапряженное состояние элементов энергомашин с учетом конструктивных особенностей и условий нагружения в трехмерной постановке, проведена оценка ползучести внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5. Проведенные расчетные исследования показали, что в результате ползучести корпуса напряжения перераспределяются по объему, а максимальные деформации ползучести не превышают 0,31 %. Внутренний корпус имеет значительный резерв до исчерпания ресурса.

Ключевые слова: внутренний корпус, паровая турбина, ползучесть, термонапряженное состояние, деформации.

P. GONTAROVSKIY, M. SHULZHENKO, N. GARMASH, A. GLYADYA **CREEPAGE OF THE INNER SHELL OF THE HIGH-PRESSURE CYLINDER OF THE STEAM** **TURBINE K-325-23.5**

The body parts are the most critical elements of steam turbines that operate being exposed to the action of the complicated thermal power loads. These parts are not subject to their replacement during the entire period of their operation. The defects are accumulated in them due to the low-cycle fatigue and creepage. For the reliable determination of the thermostressed state of turbine casings we need to solve thermomechanical problems with variable boundary conditions and temperature-dependent material properties. Special FEM (finite element method) – based computation technique and software package were developed to carry out the 3D simulation of the kinetics of thermostressed state peculiar for power equipment elements. The calculation studies were carried out for the thermostressed state of the inner shell of the high-pressure cylinder used by the steam turbine K-325-23.5. To take into account its structural properties the available software was improved through the introduction of the new types of finite elements. The temperature field distribution was derived from the solution of the heat conductivity problems using the boundary heat exchange conditions of a third kind on appropriate surfaces. The creepage was defined by the theory of aging using isochoric steel curves for 200 thousand hours. The obtained data showed that a significant redistribution of equivalent stresses was observed in the high-temperature zone of the casing due to the metal creepage. Maximum equivalent tensile and compressive creepage strains have actually the same level and do not exceed 0.31 % for the given time. It means that the inner shell has a considerable in-service life reserve.

Key words: inner shell; steam turbine; creepage; thermostressed state, and the strains.

Вступ

Прогнозування надійної експлуатації енергетичного обладнання пов'язане з розрахунковою оцінкою міцності і надійності експлуатації його конструктивних елементів. Корпусні деталі є одними з найбільш відповідальних частин парових турбін, які працюють в умовах впливу складних термосилових навантажень і не підлягають заміні на протязі всього періоду експлуатації [1]. Пошкодження в них накопичуються від малоциклової втоми та повзучості [2]. Термонапружений стан корпусів турбін є суттєво тривимірним, для його достовірного визначення необхідне розв'язання задач термомеханіки зі змінними граничними умовами та властивостями матеріалу, що залежать від

температури. Для моделювання кінетики термонапруженого стану у тривимірній постановці в елементах енергетичного обладнання зі складними реологічними характеристиками матеріалу й з урахуванням його пошкоджуваності на основі методу скінченних елементів (МСЕ) розроблена спеціальна методика та програмний комплекс [3].

При розробці методичного та програмного забезпечення для розв'язання тривимірних задач повзучості важливе значення приділялось раціональному введенню вихідної інформації й аналізу результатів розрахунків для зменшення трудозатрат, а також можливості розв'язання широкого класу нелінійних нестационарних задач термоміцності. Для широкого класу конструкцій розроблена система введення вихідних даних, що базується

на топологічно регулярній декомпозиції тіла на макроелементи у вигляді довільних шестигранників, геометрія й граничні умови на яких можуть задаватися у різних системах координат (декартових, циліндричних, сферичних, тороїдальних, торо-еліптичних), довільно орієнтованих щодо глобальної декартової системи координат. Допускається використання макроелементів, геометричні параметри яких не задаються, а визначаються по двох протилежних гранях уже заданих шестигранників, а також шляхом виділення частини заданої поверхні (циліндричної, конічної, тороїдальної та ін.) чотирма координатними лініями. Це дозволяє суттєво скоротити об'єм вихідних даних для ряду конструкцій.

Мета роботи

Розрахункова оцінка термонапруженого стану та повзучості внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5.

Постановка задачі

Для проведення розрахункових досліджень термонапруженого стану внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5 побудовано розрахункову модель, яка представляє собою четверту частину конструкції (рис. 1) з граничними умовами симетрії. Для урахування конструктивних особливостей внутрішнього корпусу програмне забезпечення удосконалено шляхом введення нових видів шестигранників у різних системах координат. При розв'язанні задачі кількість скінченних елементів складала 14976, а кількість вузлів – 18481.

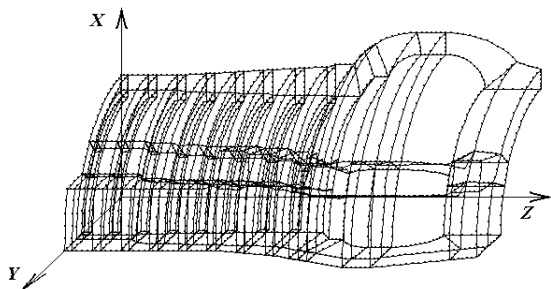


Рис. 1 – Розрахункова схема частини внутрішнього корпусу турбіни К-325-23,5

Матеріал корпусу – сталь 15Х1М1ФЛ. Дані про теплофізичні властивості сталі в залежності від температури [4] приведені в табл. 1, де k – коефіцієнт теплопровідності; ρc – об'ємна питома теплоємність.

Фізико-механічні характеристики сталі [4, 5] приведені в табл. 2, де E – модуль пружності, α – коефіцієнт лінійного температурного розширення, σ_{02} – границя текучості. Коефіцієнт Пуассона – $\nu = 0,3$, а густина матеріалу – $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Особливістю геометрії внутрішнього корпусу циліндра високого тиску турбіни є змінна товщина стінки в окружному напрямку. Тому при побудові розрахункової схеми зовнішня поверхня корпусу апроксимується циліндричними, конічними та тороїдальними поверхнями, осі яких знаходяться на 100 мм нижче площини роз'єму фланців. У внутрішньому корпусі турбіни К-325-23,5 розміщено 9 ступенів. У зоні регулюючого ступеня тиск пари складає 19,3 МПа, температура – 534 °С, а на зовнішній поверхні (у міжциліндровому просторі) відповідно – 6,5 МПа і 369 °С. Згідно з [6], напруження від затягнення шпильок приймалися рівномірно розподіленими по поверхнях фланця і склали 40 МПа (при $0 < Z < 60 \text{ см}$), 60 МПа (при $60 \text{ см} < Z < 106 \text{ см}$) і 110 МПа (при $106 \text{ см} < Z < 208 \text{ см}$). Ці зусилля забезпечують нерозкриття фланцевого з'єднання при експлуатації. Від'ємні осьові напруження від перепаду тиску на діафрагмі мають місце на кільцевих поверхнях виступів корпусу з боку відповідного ступеня (табл. 3).

Таблиця 1 – Теплофізичні властивості сталі

$T, ^\circ\text{C}$	20	100	200	300	400	500	600
$k, \text{Вт}/(\text{см}\cdot^\circ\text{C})$	0,424	0,414	0,402	0,386	0,367	0,35	0,34
$\rho c, \text{Дж}/(\text{см}^3\cdot^\circ\text{C})$	3,46	3,66	3,92	4,21	4,70	5,23	6,27

Таблиця 2 – Фізико-механічні властивості сталі 15Х1М1ФЛ

$T, ^\circ\text{C}$	400	450	475	500	520	540	570
$E\cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	1,87	1,83	1,81	1,79	1,77	1,75	1,71
$\alpha\cdot 10^5, 1/^\circ\text{C}$	1,35	1,36	1,37	1,400	1,402	1,404	1,410
$\sigma_{02}, \text{МПа}$	240	230	220	210	210	210	190

Таблиця 3 – Осьові напруження на виступах корпусу для опирання діафрагм

Напр.	Номер ступеня							
	2	3	4	5	6	7	8	9
$\sigma_z, \text{МПа}$	30,68	25,24	24,12	21,60	19,04	16,81	15,46	13,25

Коефіцієнти теплообміну на внутрішній поверхні корпусу змінювались зі збільшенням координати Z від 0,075 до 0,17 $\text{Вт}/(\text{см}^2\cdot^\circ\text{C})$ згідно [4], а на зовнішній поверхні – задавались згідно з [7].

Результати розрахунків

Розрахунки температурних полів та напружено-деформованого стану (НДС) у пружній та пружно-пластичній постановці при однаковій дискретизації корпусу на скінченні елементи показали, що їх розподіл має суттєво тривимірний характер. Температурне поле на стаціонарному режимі роботи турбоагрегату в меридіональних перерізах корпусу $Y=0$ і $X=0$ представлено на рис. 3а і рис. 3б, а в поперечних перерізах при $Z=51,5; 120$ і $159,6 \text{ см}$ – на рис. 4. На тонкостінній ділянці корпусу $Y=0$ в зоні паровпуску $Z=159,6 \text{ см}$ перепад температур по товщині складає 65 °С, а у зоні фланця – $X=0-120 \text{ }^\circ\text{C}$.

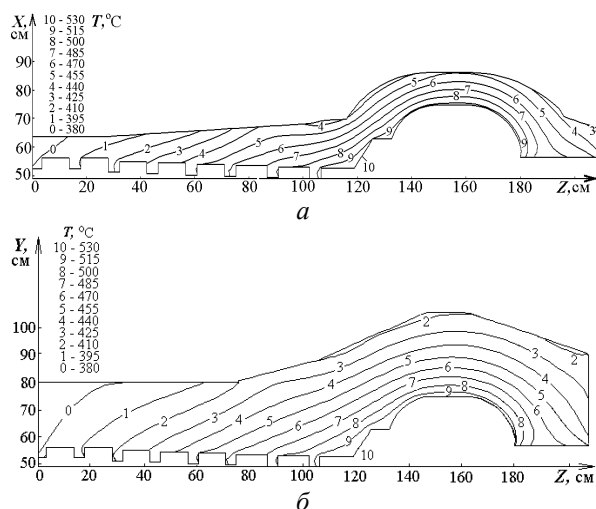


Рис. 3 – Розподіл температурного поля у меридіональних перерізах корпусу: а – переріз $Y = 0$; б – переріз $X = 0$

Таблиця 4 – Залежність напружень від деформації повзучості ϵ_{ip} для сталі 15X1МФЛ після 100 і 200 тисяч годин експлуатації

$T, ^\circ\text{C}$	Інтенсивність напружень σ_i , МПа				
	ϵ_{ip}	400	475	500	520
0,0000	114	63	50	41	28
	95	53	42	34	23
0,0005	170	95	76	62	42
	143	80	64	52	35
0,0010	202	113	90	73	52
	170	95	76	62	42
0,0020	241	134	107	87	63
	202	113	90	73	52
0,0032	271	150	120	98	72
	228	126	101	82	59
0,0050	303	168	135	109	82
	255	141	113	92	67
0,0100	360	200	160	130	100
	303	168	135	109	82
0,0150	398	221	177	144	112
	335	186	149	121	92

Розрахунки на сталу повзучість виконано з використанням теорії старіння у формулюванні Ю. Н. Работнова, де для визначення НДС розв'язується пружнопластична задача з ізохронними кривими повзучості сталі 15X1МФЛ для 100 і 200 тисяч годин експлуатації [5]. Відомо, що значення напружень, одержані з використанням теорії старіння, мають завищені значення у порівнянні з фактичними. В той же час, для оцінки повзучості корпусу використання даної теорії доцільне.

У табл. 4 приведені дані для ізохронних кривих повзучості, де верхні значення відповідають інтенсивності напружень після 100 тис. годин експлуатації, а нижні – після 200 тис. годин [5].

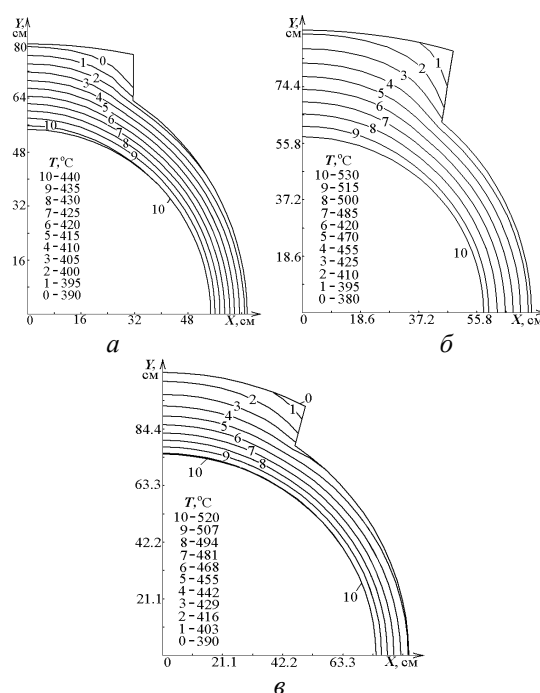


Рис. 4 – Розподіл температурного поля в поперечних перерізах корпусу: а – переріз $Z = 51,5$ см; б – переріз $Z = 120$ см; в – переріз $Z = 159,6$ см

Розподіл пружних еквівалентних напружень у початковий момент часу на стаціонарному режимі в меридіональних перерізах $Y = 0$ і $X = 0$ приведено на рис. 5. У якості еквівалентних напружень приймається інтенсивність напружень σ_i зі знаком максимального за абсолютною величиною головного напруження.

Розподіл пружних еквівалентних напружень у поперечному перерізі $Z = 120$ см при $t = 0$ наведено на рис. 6. Максимальні еквівалентні напруження при $t = 0$ досягають 320 МПа на зовнішній поверхні корпусу, а мінімальні – мінус 300 МПа – на внутрішній.

За рахунок релаксації після 100 тис. годин експлуатації максимальні і мінімальні еквівалентні напруження стають рівними відповідно 200 і мінус 195,7 МПа, а після 200 тис. годин – 160 і мінус 180 МПа.

Розподіл еквівалентних деформацій повзучості в корпусі турбіни після 100 тис. годин експлуатації на стаціонарному номінальному режимі в меридіональних перерізах $Y = 0$ і $X = 0$ приведено на рис. 7а і рис. 7б відповідно, а після 200 тис. годин – на рис. 8а і рис. 8б.

На рис. 9а і 9б приведено розподіл еквівалентних деформацій повзучості в поперечному перерізі корпусу $Z = 120$ см після 100 і 200 тис. годин експлуатації.

Максимальні і мінімальні еквівалентні деформації повзучості в корпусі після 100 тис. годин експлуатації становлять відповідно 0,26 % і – 0,25 %, а після 200 тис. годин – 0,3 % і – 0,305 %.

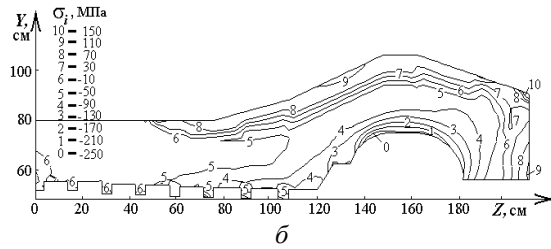
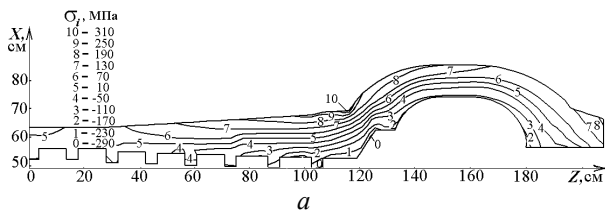


Рис. 5 – Розподіл пружних еквівалентних напружень на стаціонарному режимі в меридіональних перерізах корпусу: а – переріз $Y = 0$; б – переріз $X = 0$

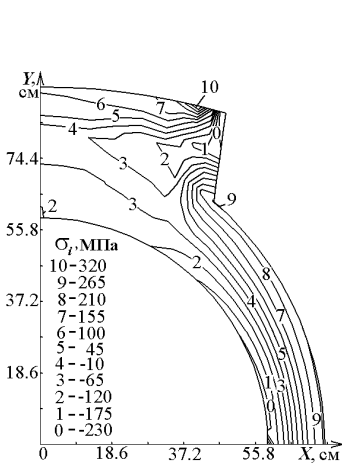


Рис. 6 – Розподіл пружних еквівалентних напружень на стаціонарному режимі в поперечному перерізі ($Z = 120$ см) корпусу

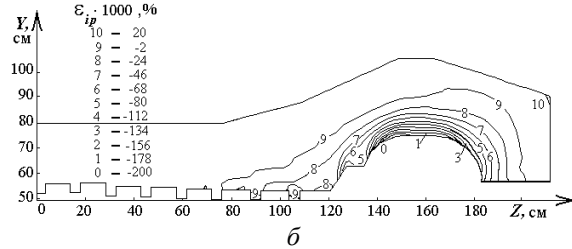
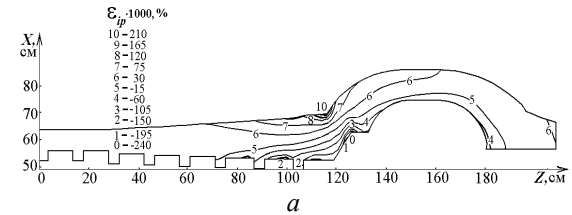


Рис. 7 – Розподіл інтенсивності деформацій повзучості ϵ_{ip} після $t = 100$ тис. годин експлуатації: а – переріз $Y = 0$; б – переріз $X = 0$

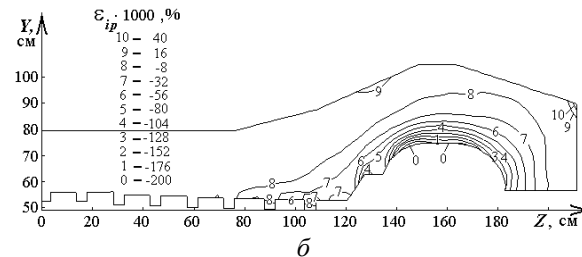
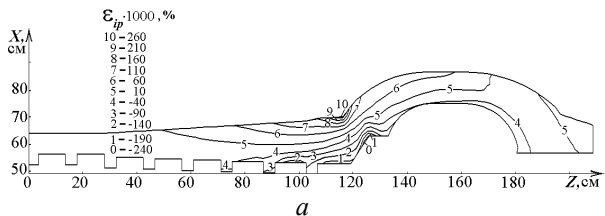


Рис. 8 – Розподіл інтенсивності деформацій повзучості ϵ_{ip} після $t = 200$ тис. годин експлуатації: а – переріз $Y = 0$; б – переріз $X = 0$

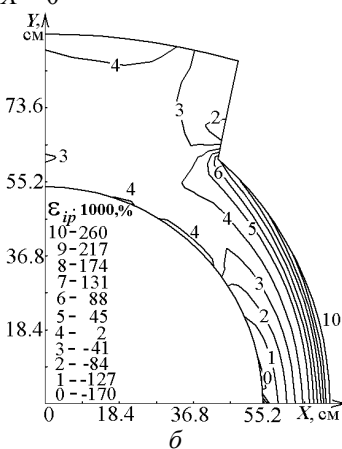
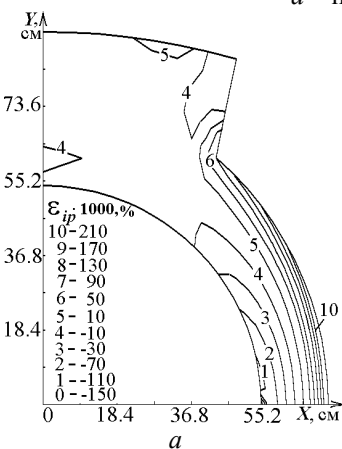


Рис. 9 – Розподіл інтенсивності деформацій повзучості ϵ_{ip} в перерізі корпусу турбіни $Z = 120$ см: а – $t = 100$ тис. годин експлуатації; б – $t = 200$ тис. годин експлуатації

Висновки

Аналіз результатів розрахунку теплового та термонапруженого станів внутрішнього корпусу парової турбіни К-325-23,5 на стаціонарному режимі показав, що розподіл температур, напружень і деформацій має суттєво тривимірний характер. Температура металу в корпусі змінюється від 530 °С до 370 °С, а температурний перепад по товщині в районі паровпуску на тонкостінній ділянці становить 65 °С, а в районі фланців він досягає 120 °С.

У високотемпературній зоні корпусу за рахунок повзучості металу має місце значний перерозподіл еквівалентних напружень: за час експлуатації 200 тис.годин максимальні розтягуючі напруження зменшуються від 320 МПа до 160 МПа, а максимальні значення стискаючих напружень – від 300 МПа до 180 МПа. Максимальні еквівалентні розтягуючі і стискаючі деформації повзучості мають майже однаковий рівень і не перевищують за цей час 0,31 %. Це означає, що внутрішній корпус має значний резерв до вичерпання ресурсу.

Список літератури

1. Шульженко Н. Г., Матюхин Ю. И., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г. Моделирование нестационарного термонапряженного состояния части корпуса турбины в трехмерной постановке. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Динаміка і міцність машин. Харків: НТУ «ХП», 2005. № 22. С. 119–128. ISSN 2078-9130.
2. Шульженко Н. Г., Матюхин Ю. И., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г. Анализ формоизменения высокотемпературной части корпуса турбины после длительной эксплуатации. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 3. С. 15–23. ISSN 0131-2928.
3. Шульженко Н. Г., Матюхин Ю. И., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г. Моделирование кинетики трехмерных термомеханических полей в элементах турбомашин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2004. № 6 (38). С. 26–30. ISSN 2306-8744.
4. *Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин: РТМ 108.020.16-85*. Введ. 01.01.85. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1985. 116 с.
5. *Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов: ОСТ 108.020.132-85*. Введ. 01.07.86. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1986. 32 с.

6. *Турбины паровые стационарные. Расчет фланцевых соединений горизонтальных разъемов корпусов. ОСТ 108.021.110-84. Взамен ОСТ 108.021.110-79*. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1985. 32 с.
7. Мацевитый Ю. М., Алёхина С. В., Голощапов В. Н., Котульская О. В. Теплообмен в элементах конструкций паровых турбин. Харьков: Институт проблем машиностроения. 2012. 288 с.

References (transliterated)

1. Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Matyukhin, Yu and Garmash, N (2005), "Modelirovaniye nestatsionarnogo termopryazhennogo sostoyaniya chasti korpusa turbiny v trekhmernoy postanovke [Modeling of non-stationary thermal stress state of the turbine casing in three-dimensional statement]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and Strength of Machines*, no 22, pp. 119–128. ISSN 2078-9130.
2. Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Matyukhin, Yu and Garmash, N (2008), "Analiz formoizmeneniya vysokotemperaturnoy chasti korpusa turbiny posle dlitel'noy ekspluatatsii [Analysis of forming of the high-temperature part of the turbine case after long-term operation]", *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 11, no. 3, pp. 15–23, ISSN 2078-9130.
3. Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Matyukhin, Yu and Garmash, N (2008), "Modelirovaniye kinetiki trekhmernykh termomekhanicheskikh poley v elementakh turbomashin [Modeling of the kinetics of three-dimensional thermomechanical fields of turbomachinery components]", *Vibratsiyi v tekhniky ta tehnologiyah* [Vibration in engineering and technology], no. 6(38), pp. 26–30, ISSN 2306-8744.
4. (1985), *Raschet temperaturnykh poley rotorov i korpusov parovykh turbin: RTM 108.020.16-85* [Calculation of the temperature fields of the rotors and buildings of steam turbines: RTM 108.020.16-85], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian.
5. (1986), *Turbiny parovyye statsionarnyye. Normy rascheta na prochnost' korpusov tsilindrov i klapanov: OST 108.020.132-85* [Stationary steam turbines. Standards for strength calculation of cylinder liners and valves OST 108.020.132-85], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian, 32 p.
6. (1985), *Turbiny parovyye statsionarnyye. Raschet flantsevykh soyedineniy gorizontalnykh raz'yemov korpusov: OST 108.021.110-84* [Stationary steam turbines. Calculation of flange connections of horizontal case connectors. OST 108.021.110-84], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian, 32 p.
7. Matsevityy, Yu. M., Alyokhina, S. V., Goloshchapov, V. N., Kotul'skaya O. V. (2012) *Teploobmen v elementakh konstruktivnykh parovykh turbin* [Heat transfer in the elements of steam turbine structures], Kharkiv, 288 p.

Надійшла (received) 23.03.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гонтаровський Павло Петрович (Гонтаровский Павел Петрович, Gontarovskiy Pavel) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник; старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8503-0959>, Scopus 6602344237.

Шульженко Микола Григорович (Шульженко Николай Григорьевич, Shulzhenko Nikolay) – доктор технічних наук, професор; м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua, Scopus 6602079945.

Гармаш Наталія Григорівна (Гармаш Наталья Григорьевна, Garmash Nataliya) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник; старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: garm.natalya@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4890-8152>, Scopus 35733650500.

Глядя Алла Олександрівна (Глядя Алла Александровна, Glyadya Alla) – провідний інженер відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8624-9701>, Scopus 6507452772.

Ю. М. ПОБИРОВСЬКИЙ**СУЧАСНІ ЦЕНТРАЛІЗОВАНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ**

Розглянуто особливості сучасних централізованих систем теплопостачання на базі ТЕЦ, які використовуються в європейських країнах. Приведено устаткування та його технологічні властивості, яке забезпечує ефективну, надійну та тривалу роботу, екологічну безпеку систем теплопостачання. Зроблені висновки по елементах системи теплопостачання, а саме, котельному, турбінному і теплофікаційному обладнанню ТЕЦ, системі транспорту теплоносія, пристроям споживача теплоти, і особливостям їх експлуатації.

Ключові слова: теплоелектроцентрально, теплофікація, централізовані системи теплопостачання.

Ю. Н. ПОБИРОВСКИЙ**СОВРЕМЕННЫЕ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА БАЗЕ ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ**

Рассмотрены особенности современных централизованных систем теплоснабжения на базе ТЭЦ, которые используются в европейских странах. Приведено оборудование и его технологические свойства, которые обеспечивают эффективную, надежную и длительную работу, экологическую безопасность систем теплоснабжения. Сделаны выводы по элементам системы теплоснабжения, а именно, по котельному, турбинному и теплофикационному оборудованию ТЭЦ, системе транспорта теплоносителя, устройствам потребителя теплоты и особенностям их эксплуатации.

Ключевые слова: теплоэлектроцентрально (ТЭЦ), теплофикация, централизованные системы теплоснабжения.

Yu. POBIROVSKY**MODERN CENTRALIZED HEAT SUPPLY SYSTEMS BASED ON COMBINED HEAT AND POWER PLANTS**

The features of modern centralized heat supply systems based on CHP, which are used in European countries, are considered. The equipment and its technological properties, which ensure efficient, reliable and long-term operation, environmental safety of heat supply systems are given. Conclusions have been made on the elements of the heat supply system, namely, on the boiler, turbine, and heating equipment of the CHP plant, the coolant transport system, the heat consumer devices, and the features of their operation. The replacement of fossil fuels with industrial and agricultural wastes is under consideration. Boiler installations are designed to work on various types of fuel. The use of turbine units with asymmetric cylinders and the optimization of the operation of network heaters allows for the highest power generation at heat consumption. The service life of district heating systems is determined by the life of the heating networks. This is not only new designs of heat pipelines, but also the temperature schedule of the network, water quality and level of operation. For consumers of heat, reliable and simple devices are offered that make it possible to efficiently use the heat carrier produced. Centralized heat supply on the basis of CHP, in terms of the use of organic fuel, is an effective method of using energy from the fuel.

Key words: combined heat and power plant (CHP), teplofikatsiya, central heating systems.

Вступ

Подальший розвиток централізованих систем теплопостачання (ЦСТ) на базі теплоелектроцентралей (ТЕЦ) в Україні стоїть під питанням тому, що має місце тенденція розвитку і впровадження традиційних і нетрадиційних джерел теплоти в децентралізованих системах. У той же час, в Європейських країнах комбіноване виробництво електроенергії і теплоти (когенерація) розглядається як важливий фактор ефективного використання органічного палива. Найближчим часом у світовій енергетиці ще буде застосовуватися в значній кількості тверде і газоподібне паливо [1]. На сучасних ТЕЦ в Європі коефіцієнт використання палива становить 80–82 %. Особливо великих успіхів в області розвитку теплофікації досягли скандинавські країни (Данія, Фінляндія, Швеція). У великих містах альтернативи централізованому теплопостачанню немає. У Данії 64 % теплоти для потреб теплопостачання виробляється на ТЕЦ [2]. Тому європейський досвід при проектуванні, модерніза-

ції і реконструкції, експлуатації централізованих систем теплопостачання представляє важливе значення для розвитку та вдосконалення енергетики України.

Мета роботи

Визначення напрямків по удосконаленню систем теплопостачання на базі ТЕЦ та застосування сучасного обладнання з метою підвищення економічних, екологічних та експлуатаційних показників роботи централізованих систем теплопостачання.

Викладення основного матеріалу

Централізована система теплопостачання включає три основних елементи: джерело теплоти (ТЕЦ, котельні або ін. джерела), систему транспорту теплоти (трубопроводи для доставки теплоносія і обладнання, що забезпечує їх роботу), пристрої й устаткування споживачів теплоти. Тепло-

носії для ЦСТ на ТЕЦ нагрівається в підігрівачах мереженої води паром з відборів турбін, в пік теплового навантаження можуть підключатися пікові водогрійні котли або інші джерела теплоти [3].

Розглянемо особливості сучасних систем тепlopостачання на базі ТЕЦ і основне обладнання, яке встановлюється на них.

Котельна установка. На потужних ТЕЦ, які експлуатуються в великих містах, енергетичні котли призначені для спалювання природного газу (мазуту як аварійного палива). У зв'язку із зростанням вартості органічного палива, в нових проєктах розробляються парові котли, що спалюють різні види палив, включаючи побутові, сільськогосподарські (органічні) відходи і відходи деревообробної промисловості. Так як ТЕЦ будуються біля міст, то в проєктах закладаються заходи з охорони навколишнього середовища: установки з очищення димових газів від твердих частинок, оксидів азоту, сірчистих газів. Яскравим прикладом може бути ТЕЦ «Alholmens Kraft-2» в Фінляндії, яка працює з 2002 року. Вона є складовою частиною деревообробного та целюлозно-паперового комбінату. На ТЕЦ встановлено котли з циркулюючим киплячим шаром. В якості палива використовуються відходи основного виробництва комбінату – деревина (40 %), торф місцевого видобутку (45 %) і кам'яне вугілля (15 %). ТЕЦ виробляє електроенергію, пар для промислових потреб підприємства і забезпечує теплотою місто Пьетарсаари [4].

Заміна вугілля, нафти і газу відходами деревообробної промисловості і сільського господарства, на думку фахівців, дозволяє при спалюванні не виділяти додатково в атмосферу оксиди вуглецю. Вважається, що все одно в атмосферу потрапляє така ж кількість оксидів вуглецю при природному розкладанні відходів, як і при спалюванні [5].

Турбінна установка та теплофікаційне обладнання. На сучасних опалювальних ТЕЦ за кордоном встановлюють турбіни типу ТК (з прив'язаним конденсаційним пропуском пара) з асиметричними циліндрами. Зазвичай, вони складаються з ЦВТ (однопотокового), двохпотокового асиметричного теплофікаційного ЦСТ (двоступеневий підігрів) і двохпотокового асиметричного ЦНТ. Підключення мережних підігрівачів для нагріву води в системі тепlopостачання до асиметричному циліндру турбіни в порівнянні з традиційним (із загального потоку пара) дозволяє:

- здійснити підключення до нерегульованих теплофікаційних відборів;
- забезпечити практично оптимальний термодинамічний ступеневий підігрів у всьому діапазоні теплових навантажень.

У порівнянні з традиційними теплофікаційними турбінами, які використовуються у нас, вироблення електроенергії на таких турбінах ТК на тепловому споживанні вище на 3–4 % (на змінних

режимах також). Це підвищує ефективність роботи ТЕЦ. Менша втрата економічності має місце в таких турбоагрегатах і при роботі в чисто конденсаційному режимі (зниження ефективності на 0,2–0,3 % в порівнянні з сучасними конденсаційними турбінами). Такий тип турбін широко застосовуються в енергетиці європейської спільноти [6].

Практично на всіх ТЕЦ встановлюються акумулятори теплоти з метою вирівнювання теплового завантаження джерела протягом доби і покриття максимуму теплового навантаження споживачів при меншій піковій тепловій потужності джерела теплоти, що забезпечує маневрені функції ТЕЦ для регулювання електричного навантаження енергосистеми. Без теплоакумулятора при максимальному виробництві теплоти виробництво електроенергії може знижуватися до 15 % [7].

Транспорт теплоти. При проєктуванні теплопроводів виходять з розрахункового терміну служби теплової мережі, який повинен становити ≈ 50 років для систем транспорту теплоти.

Для магістральних трубопроводів використовуються в основному два типи труб з тепловою ізоляцією з пінополіуретану: сталева труба в пластмасовому кожусі та сталева труба в сталевому кожусі зі спеціальними покриттями зверху. В якості аварійної сигналізації в магістральні трубопроводи вбудовується електрична система, яка реєструє будь-які пошкодження, вологість ізоляції і з великою точністю встановлює місце розташування ушкоджень. Протяжність деяких магістральних теплових мереж, наприклад, в Данії складає до 50 км від джерела теплоти до найдалшої теплової підстанції [2, 8].

Одним з показників роботи систем транспорту тепла є температурний графік теплоносія. Так в більшості систем тепlopостачання в скандинавських країнах нормативна проєктна температура в прямому трубопроводі становить 110–120 °С (при максимальному тиску – 25 ат), в зворотному – 40–60 °С, так, наприклад в системі тепlopостачання «Великий Копенгаген» підтримується температурний графік 115/60 °С. Використання акумуляторів тепла при атмосферному тиску дозволяє знизити максимальну температуру в процесі експлуатації в прямому теплопроводі до 95 °С. В основному зміна кількості тепла споживачеві забезпечується якісним регулюванням, хоча є досвід застосування якісно-кількісного регулювання при температурному графіку 120/100/80 °С (ТЕЦ Аведьоре, Данія). Характерна тенденція використання низькотемпературних графіків, що обумовлено наступними причинами: можливістю використання в якості теплоізоляції пінополіуретану з робочою температурою до 130–140 °С; підвищенням ефективності комбінованого виробництва теплової та електричної енергії, за рахунок використання пара турбіни більш низьких параметрів [8].

У системах транспорту тепла показали себе з найкращого боку пластинчасті теплообмінники, які забезпечують мінімальні перепади тиску і максимальний коефіцієнт теплопередачі при відповідній якості води.

Якість води істотно впливає на експлуатаційні витрати систем тепlopостачання і їх збереження. Щоб запобігти відкладенню накипу з підживлюваної води традиційно вона зм'якшується та знесолюється. Для запобігання корозії, вміст кисню в циркуляційній воді підтримується на дуже низькому рівні, не більше 0,02 мг/л.

Для циркуляційної води важливим також є підтримка значення рН. Як показали дослідження оптимальне значення рН необхідно підтримувати в діапазоні 9,6–9,8. При цьому матиме місце найменша розчинність магнетиту Fe_3O_4 , найменша корозія металу трубопроводу. Якщо в тепломережі використовуються труби з міді та латуні, то рН води рекомендується підтримувати на рівні 9,5. Підвищене значення рН призводить до сірчистої корозії устаткування і труб виготовлених з міді та латуні, це викликається бактеріями, які можуть перебувати в циркуляційній воді. Для запобігання сірчистої корозії, наприклад в Данії, додають в воду біоцид Родалон, що можливо, якщо системи тепlopостачання закритого типу [9].

Експлуатація систем тепlopостачання неможлива без фільтрації всієї циркулюючої води, так з циркуляційної системи дуже важливо видаляти сольовий осад і тверді частинки, так як це не тільки зменшує корозію, а й ерозію, і механічний знос насосів, а також зменшує відкладення в теплообмінниках і забруднення іншого обладнання. Для цього здійснюється «повна» фільтрація циркуляційної води спеціальними установками, яка і забезпечує захист таких компонентів системи, як насоси, теплообмінники, клапани та трубопроводи, від динамічного пошкодження великими частинками і наявності бруду.

Для підвищення якості очищення води застосовують також «часткову» фільтрацію. Такі установки розміщуються паралельно зворотному трубопроводу, і від 5 % до 15 % обсягу теплоносія проходить через їх фільтри і знову надходить у трубопровід, забезпечуючи безперервну фільтрацію води в мережі, видаляючи дрібні і середні частинки бруду. До частково фільтруючого блоку може додаватися магнітний блок, який підвищує ефективність видалення феромагнітних частинок [9].

Щоб зменшити корозію труб в розподільчих мережах (там де невеликий тиск і температура) найкращим вважається використання PEX-труб і новітніх aluPEX-труб (труба з структурованого поліетилену високого тиску та така ж з алюмінієвою трубою всередині).

Особливо треба звернути увагу на рівень експлуатації теплових мереж: в нових мережах практично відсутні втрати теплоносія, втрати теплоти в магістральних мережах не перевищують 3 %.

Споживачі теплоти. Теплові пункти, підключені до багатоповерхових житлових будинків дуже дешеві і прості. Наприклад в Данії вважають за доцільне підключення до централізованих систем тепlopостачання індивідуальних будинків площею 150–200 м².

У нагрівальних контурах систем взагалі відсутні теплообмінники, за винятком теплообмінників або резервуарів для гарячої води в самих будинках.

Внутрішні системи опалення зазвичай підключаються безпосередньо без теплообмінників і, що важливо, без змішувальних контурів (системи з елеваторами не застосовуються). В умовах прямого підключення до магістральних трубопроводів встановлюються радіатори високого тиску. Всі вимірювальні прилади є дешевими механічними витратомірами, а не тепловими лічильниками. Кожен радіатор в будівлі повинен бути обладнаний радіаторним клапаном (регулятором температури), що дає можливість мешканцеві регулювати споживання теплоти [10].

Останнім часом в Данії почали використовувати визначники витрати тепла випарного (капілярного) типу RМК87, які є дешевими, надійними і точними. Дослідження датських фахівців показали, що перехід від загального до індивідуального обліку споживання теплової енергії призводить до зниження енергоспоживання на 30 % для багатоповерхових будинків (для будівель іншого типу на 15–17 %) [10, 11].

Розвиток централізованого тепlopостачання в скандинавських країнах яскравий приклад ефективного розвитку суспільства і енергетичної безпеки орієнтованої на енерго- і ресурсозбереження, мінімізації витрат і зменшення негативного впливу на навколишнє середовище.

У директивах країн Європейської співдружності такі напрямки датської енергетичної стратегії, як підвищення ефективності використання енергії, впровадження енергозберігаючих технологій, техніки, матеріалів; використання нових джерел енергії визнані важливими для стратегії модернізації паливно-енергетичного комплексу країн ЄС найближчим часом [1].

Висновки

1 Для більш ефективного використання органічного палива в Європейських країнах розглядається, як один із варіантів, впровадження централізованого тепlopостачання на базі ТЕЦ.

2 Поліпшення екологічної обстановки досягається установкою на ТЕЦ котлів, які спалюють не

тільки органічне паливо, але і відходи сільського і комунального господарства і промисловості з використанням відповідних технологій з очищення димових газів.

3 Застосування парових турбін з асиметричними циліндрами, акумуляторів теплоти в системах тепlopостачання покращує роботу основного обладнання ТЕЦ в змінних режимах.

4 Жорсткі вимоги до якості мережної води, такі як вміст солі, баланс рН, концентрація кисню, наявність зважених часток дозволяє значно збільшити термін служби устаткування системи транспорту теплоти.

5 Відмова від різного роду змішувальних контурів в місцевих системах, застосування індивідуального регулювання в системах опалення дозволяє знизити споживання теплоти на 15–30 %.

Список літератури

1. Офіційний Вісник Європейського Союзу 14.11.2012 EN, 315/1, ДИРЕКТИВА 2012/27EU ЄВРОПЕЙСЬКОГО ПАРЛАМЕНТУ ТА РАДИ від 25 жовтня 2012 р. (про енергоефективність). URL: http://sae.gov.ua/sites/default/files/UKR_Directive_27_2012_2.doc (дата звернення: 10.04.2019).
2. Пузаков В. С. Теплоснабжение по-европейски. *Новости Теплоснабжения*. 2008. № 8(96). www.nts.ru. URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2573 (дата звернення: 10.03.2019).
3. Соколов Е. Я. *Теплофикация и тепловые сети*: учебник для вузов. 7-ое изд. Москва: МЭИ, 2001. 472 с.
4. The world's largest biofuel CHP plant. Alholmens Kraft, Pietarsaari (Report). *OPET Finland (Organisations for the Promotion of Energy Technologies)*, VTT Energy. 2001. No 4. URL: http://www.unece.lsu.edu/biofuels/documents/2003-2006/bf03_021.pdf (дата звернення: 15.05.2019).
5. Ганс Хр. Уолтер. *Возобновляемые источники энергии в теплоснабжении*. URL: <http://pmsvet.ru/g.h.uolter.-vozobnovlyaemye-istochniki-energii-v-teplosnabzhenii.html> (дата звернення: 20.03.2019).
6. Яковлев Б. В. *Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения*. Минск: Адукацыя і выхаванне, 2002. 448 с.
7. Могенс Кьер Петерсен, Йорген Огард. Тепловые аккумуляторы. *Журнал "Новости теплоснабжения"* (по материалам Новости ДСИТ 2005). URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=844 (дата звернення: 10.03.2019).
8. Гуллев Л. Система централизованного теплоснабжения Большого Копенгагена. *Новости теплоснабжения*, № 03(03), ноябрь 2000. URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=1506 (дата звернення: 10.03.2019).
9. Кристенсен Оле, Андерсен Свен. Новые датские стандарты водоподготовки. *НП «Региональный Центр Энергосбережения»*. URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=490 (дата звернення: 10.05.2019).
10. Background report on EU-27 district heating and cooling potentials, barriers, best practice and measures of promotion. DD

Andrews, A Krook-Riekkola, E Tzimas, J Serpa – 2012 (Eng) URL: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:994924/FULLTEXT01.pdf> (дата звернення: 10.03.2019)

11. *Распределитель (счетчик) тепла испарительного типа RMK87*. URL: <http://watermeter.ucoz.ru/index/0-41> (дата звернення: 10.05.2019).

References (transliterated)

1. *Oficijnyj Visnyk Jevropejs'kogo Sojuzu 14.11.2012 EN, 315/1, DYREKTYVA 2012/27EU JEVROPEJS'KOGO PARLAMENTU TA RADY vid 25 zhovtnja 2012 r. (pro energoefektyvnist')* [Official Journal of the European Union 14.11.2012 EN, 315/1, DIRECTIVE 2012/27/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 25 October 2012 (on energy efficiency)]. URL: http://sae.gov.ua/sites/default/files/UKR_Directive_27_2012_2.doc (accessed: 10 April 2019).
2. Puzakov V. S. (2008), "Teplosnabzhenie po-evropejski [European central heating]", *Novosti Teplosnabzhenija* [Heat News], no 8(96), www.nts.ru (accessed 10 March 2019).
3. Sokolov E. Ja. (2001), *Teplofikacija i teplovyje seti* [Teplofikacija and heating networks], MEY [MEI], Moscow, Russian.
4. Alholmens Kraft, Pietarsaari (2001), "The world's largest biofuel CHP plant (Report)", *OPET Finland (Organisations for the Promotion of Energy Technologies)*, VTT Energy, no 4. http://www.unece.lsu.edu/biofuels/documents/2003-2006/bf03_021.pdf (accessed 15 May 2019).
5. Hans Chr. Wolter (2005), *Vozobnovljaemye istochniki jenerгии v teplosnabzhenii* [Renewable energy sources in heat supply], <http://pmsvet.ru/g.h.uolter.-vozobnovlyaemye-istochniki-energii-v-teplosnabzhenii.html> (accessed 20 March 2019).
6. Yakovlev B. V. (2002), *Povyshenie jeffektivnosti sistem teplofikacii i teplosnabzhenija* [Improving the efficiency of district heating and heating systems], Adukacyja i vyhovanie, Minsk, Belorussia.
7. Mohens K'er Petersen, Yorhen Ohard (2005), "Teplovyje akumuljatory [Heat accumulators]", *Novosti DSCT*, <http://stateofgreen.com/files/download/543> (accessed 10 March 2019).
8. Gullev Lars (1999) Sistema centralizovannogo teplosnabzhenija Bol'shogo Kopenhagena [Greater Copenhagen District Heating System], *Novosti DSCT*, no 1, pp. 9–10, *Novosti teplosnabzhenija*, № 03(03), ноябрь 2000, https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=1506 (accessed 10 March 2019).
9. Kristenesen Ole, Andersen Sven (2002), "Novye datskie standarty vodopodgotovki [New Danish Water Treatment Standards]", *NP "Regional'nyj Centr Jenergosberezhenija"*, http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=490&p=1 (accessed 10 May 2019).
10. Background report on EU-27 district heating and cooling potentials, barriers, best practice and measures of promotion. DD Andrews, A Krook-Riekkola, E Tzimas, J Serpa – 2012 (Eng) URL: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:994924/FULLTEXT01.pdf> (accessed 10 March 2019)
11. *Raspreditel' (schetchik) tepla isparitel'nogo tipa RMK87* [Distributor (counter) heat evaporative type RMK87], <http://watermeter.ucoz.ru/index/0-41> (accessed 10 May 2019).

Надійшла (received) 07.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Побіровський Юрій Миколайович (Побировский Юрий Николаевич, Robirovsky Yury) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», доцент кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ, Україна; e-mail: rouyury@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2786-6499>.

Yu. ROMASHOV, D. CHIBISOV

APPROXIMATE ESTIMATES OF THE TEMPERATURE STATE OF CERAMIC NUCLEAR FUEL IN CYLINDRICAL FUEL ELEMENTS AND THE INFLUENCE OF PROCESSES AND PARAMETERS OF A NUCLEAR REACTOR CORE

The approximate mathematical model of the temperature state of ceramic nuclear fuels in cylindrical fuel elements was proposed in the form of linear ordinary differential equation and the boundary conditions. The theory of heat conduction and assumptions about the axial symmetry and absence of heat flows along axis of fuel element, which allow to simplify the common equations in cylindrical coordinates, are the basis of the proposed simplified mathematical model for approximate estimating the temperature state of the nuclear fuel. The intensity of volume heat sources in fuel element was taken into account by using the average values corresponding with the heat power and the structural characteristics of a nuclear reactor core. The conception about the heat transfer coefficient was used for modeling interaction between the fuel and the heat carrier. This heat transfer coefficient depends on characteristic sizes and heat conductions of constituted materials of the fuel element and allows to estimate influence of these on the temperature state of the nuclear fuel. The analytical solution for the temperature of a ceramic fuel in cylindrical fuel elements was obtained and was used for researching. It was shown that the heat conductivity of the fuel has significantly influences both the average temperature and the difference between the inner and outer temperatures in the fuel pellet. At the same time, other parameters have significant influence only on the average temperature of the fuel pellet. Due to these, it is necessary to consider the temperature dependence of the thermal conductivities of the materials constituted the fuel elements for more precisely estimations the temperature state of the fuel pellets, which will lead to nonlinear equations will required the numerical methods for their solving.

Key words: ceramic nuclear fuel, fuel elements, temperature state, volume heat sources, stationary thermal conductivity, thermal conductivity, heat transfer coefficient, heat transfer condition, boundary conditions, integration constants.

Ю. В. РОМАШОВ, Д. О. ЧИБИСОВ

НАБЛИЖЕНА ОЦІНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ КЕРАМІЧНОГО ЯДЕРНОГО ПАЛИВА В ЦИЛІНДРИЧНИХ ТВЕЛАХ ТА ВПЛИВУ НА НЬОГО ПРОЦЕСІВ І ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЙ АКТИВНОЇ ЗОНИ РЕАКТОРА

На основі математичної моделі теплопровідності з урахуванням ряду гіпотез спрощення отримані наближені кількісні оцінки температурного стану керамічного ядерного палива в активній зоні ядерного енергетичного реактора. Досліджено вплив на температурний стан ядерного палива температури теплоносія, тепловіддачі від оболонки твела до теплоносія, теплопровідності оболонки, газового наповнювача твела, керамічного палива, а також розмірів палива. Показано, що теплопровідності палива і конструкційних матеріалів твела мають найбільший вплив на температурний стан керамічного ядерного палива.

Ключові слова: керамічне ядерне паливо, тепловиділяючі елементи, температурний стан, об'ємні джерела тепла, стаціонарна теплопровідність, коефіцієнт теплопровідності, коефіцієнт тепловіддачі, умова теплопередачі, граничні умови, сталі інтегрування.

Ю. В. РОМАШОВ, Д. А. ЧИБИСОВ

ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ КЕРАМИЧЕСКОГО ЯДЕРНОГО ТОПЛИВА В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТВЭЛАХ И ВЛИЯНИЯ НА НЕГО ПРОЦЕССОВ И ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИЙ АКТИВНОЙ ЗОНЫ РЕАКТОРА

На основе математической модели теплопроводности с учетом ряда упрощающих гипотез получены приближенные количественные оценки температурного состояния керамического ядерного топлива в активной зоне ядерного энергетического реактора. Исследовано влияние на температурное состояние ядерного топлива температуры теплоносителя, теплоотдачи от оболочки твела к теплоносителю, теплопроводностей оболочки, газового наполнителя твела, керамического топлива, а также размеров топлива. Показано, что теплопроводности топлива и конструкционных материалов твела оказывают наибольшее влияние на температурное состояние керамического ядерного топлива.

Ключевые слова: керамическое ядерное топливо, тепловыделяющие элементы, температурное состояние, объемные источники тепла, стационарная теплопроводность, коэффициент теплопроводности, коэффициент теплоотдачи, условие теплопередачи, граничные условия, постоянные интегрирования.

Introduction

The operability of fuel elements of industrial nuclear reactors is primarily limited by the temperature state of their structural elements due to understandable natural causes, occurring from purposes of the fuel element and its operating conditions in a core of nuclear reactors.

Nuclear power reactors, using cylindrical fuel rods with ceramic nuclear fuel, are the most common in the world nuclear power industry at present, which is well-known [1, 2]. The temperature state of struc-

tural elements significantly limits the operability of cylindrical fuel rods [1–3]. Therefore the study of the fundamental regularities of the temperature state in fuel rods is of considerable interest for nuclear power industry and engineering. Taking into account the noted circumstances, it seems to be of current interests the theme of this article, in which approximate estimates were obtained and some fundamental regularities of the temperature state of ceramic nuclear fuel in cylindrical fuel elements were established. Obtained results can be used also for benchmarking the more complicated approaches [4].

© Yu. Romashov, D. Chibisov, 2019

Purposes of the article

In cylindrical fuel rods of a widely-used design, the temperature state of a ceramic nuclear fuel is determined by several heat exchange processes, included the heat transfer between the fuel and the gas gap, the heat conductivity in the gas gap, the heat transfer from the gas gap to the shell, the thermal conductivity in the shell, and the heat transfer from the shell to the moving coolant. A reliable theoretical assessment of the temperature state of a ceramic nuclear fuel requires consideration of all heat exchange processes in a fuel element, which leads to the complicated mathematical models in general. At the same time, it is necessary to have the approximate quantitative assessments, which will allow to understand the general fundamental qualitative regularities of the temperature state of a ceramic nuclear fuel in fuel rods. Such approximate assessments must be based on the simplified mathematical models, providing opportunities for obtaining the exact analytical solutions, which will allow to use these approximate estimations for constructing and benchmarking the more complicated mathematical models will require the numerical methods. Thus, the purpose of this article is to build the simplified quantitative assessments of the temperature state of the ceramic nuclear fuel in cylindrical fuel rods for benchmarking further the results, based on the more complicated mathematical models.

Mathematical model of heat conductivity for simplified assessments of temperature state

The ceramic nuclear fuel, made as the pellets, is contained inside the cladding of the fuel element as shown on the fig. 1. The length L of the fuel element is significantly greater than the external radius R_c of their cladding (fig. 1); the gap-2 between the fuel pellet-1 and the internal surface of the cladding-3 is filled by the gas with good heat conductivity, usually by the helium; it is possible that the central hole in the fuel pellet is absent, i.e. $R_h = 0$. The heat, producing inside the volume of the fuel pellets due to the nuclear fission reaction, is transferred to the moving heat carrier thru the gaseous gap and the cladding of the fuel element; the heat carrier moves up along the axis of the fuel element from down-edge cap toward the upper-edge cap of the cladding. The difference between the average temperature inside the volume of the fuel pellets and the average temperature of the heat carrier is about 1000 K, but the difference between the average temperatures of the heat carrier on the level of the up- and down-edge caps is about 50 K. As result of these circumstances and well-known the Fourier's Law of heat conduction, the heat flows along the longitudinal axis are significantly less than the heat flows along the radius of the fuel element with direction denoted

as r on the fig. 1; the circumferential heat flows are significantly smaller the radial heat flows too due to the longitudinal flows of the heat carrier are the almost symmetrical. Thus, all these circumstances allow to assume that the temperature of the fuel pellets is depended on the radial coordinate only at least in the central part of the fuel element far enough from the down and upper edges of the cladding. Further, the stationary temperature states only will be considered, and the well-known equation of heat conduction, which represent the temperature state of the ceramic nuclear fuel pellet in the fuel rod, can be wrote considering with the simplifying assumptions in cylindrical coordinates as follows [5]:

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = -\frac{Q}{\lambda_f}, \quad R_h < r < R_f, \quad (1)$$

where T is the temperature in a point of the fuel pellet; Q is the intensity of volume heat sources due to the nuclear fission reactions; λ_f is the average heat conductivity of the ceramic nuclear fuel; R_h and R_f are the internal and external radii of the pellet (fig. 1).

Considering the thermal equilibrium on the inner surface $r = R_h$ and heat transfer on the outer surface $r = R_f$, the boundary conditions, for equation (1) defining the temperature state of the fuel pellet can be represented in the form [5]:

$$\frac{dT}{dr}(R_h) = 0, \quad -\lambda_f \frac{dT}{dr} = k(T(R_f) - T_{HC}), \quad (2)$$

where k is the heat transfer coefficient from the fuel pellet to the heat carrier; T_{HC} is the temperature of the heat carrier.

It is possible to obtain the analytical solution of the heat conduction linear equation (1) considering with the boundary conditions (2):

$$T = T_{HC} - \frac{Q}{4\lambda_f} r^2 + \frac{QR_h^2}{2\lambda_f} \ln \frac{r}{R_f} + Q \cdot C, \quad (3)$$

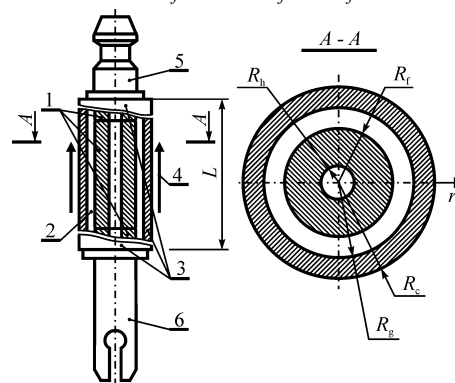


Fig. 1 – The typical scheme of the fuel element, containing the ceramic nuclear fuel:
 1 – pellet of ceramic nuclear fuel; 2 – gaseous gap;
 3 – cladding; 4 – moving heat carrier;
 5 – upper edge cap; 6 – down edge cap

$$\text{where } C = \frac{R_f^2}{4\lambda_f} + \frac{R_f}{2k} - \frac{R_h^2}{2kR_f}.$$

The average magnitude of the intensity of volume heat sources due to the nuclear fission reactions can be estimated as:

$$Q = \frac{W}{n\pi(R_f^2 - R_h^2)L}, \quad (4)$$

where W is the heap power of the reactor; n is the number of the fuel elements in the core of the nuclear reactor.

The heat transfer coefficient from the fuel pellet to the heat carrier is defined by the widths and the heat conductivities of the gaseous gap and the wall of the cladding, as well as the heat transfer from the cladding to the heat carrier [6]:

$$k = \left(\frac{R_f}{\lambda_g} \ln \frac{R_g}{R_f} + \frac{R_f}{\lambda_c} \ln \frac{R_c}{R_g} + \frac{R_f}{\alpha R_c} \right)^{-1}, \quad (5)$$

where R_g is the radius of the gaseous gap and R_c is the radius of the cladding (see fig. 1); λ_g is the heat conductivity in the gaseous gap and λ_c is the heat conductivity of the cladding; α is the heat transfer coefficient between the cladding and the heat carrier.

Relations (3)–(5) represent the approximate quantitative estimation of the temperature state of the ceramic nuclear fuel in the fuel rod of nuclear reactor. These relations (3)–(5) give possibilities for researching influences on the temperature state of the fuel pellets such factors as the heat conductivity of the fuel, the heat conductivity of the gaseous gap, the heat conductivity of the cladding as well as the heat transfer from the cladding to the heat carrier.

Results of researches the temperature state of ceramic nuclear fuel in VVER-1000

Industrial power nuclear reactor VVER-1000 is the most widely used in the Eastern-European countries and is the basis for designing the next generation of power nuclear reactor for industrial purposes [7]. The parameters in relations (3)–(5), which are corresponded to the VVER-1000 nuclear reactor, are follows [7, 8]:

$$Q = 3000 \text{ MW}, n = 50856, L = 3530 \text{ mm}, T_{\text{HC}} = 583 \text{ K}$$

$$R_f = 3,765 \text{ mm}, R_g = 3,86 \text{ mm}, R_c = 4,55 \text{ mm},$$

$$\lambda_f = 5 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}, \lambda_g = 0,3 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}, \lambda_c = 20,5 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}. \quad (6)$$

The α is well-known [9], the heat transfer coefficient between the cladding and the heat carrier is about

$$33 \leq \alpha \leq 35 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}. \quad (7)$$

Next, it will be considered separately the fuel pellets with $R_h = 0$ and $R_h = 1,15 \text{ mm}$ [7].

It is understandable, that the decreasing the heat conductivities It is understandable, that the decreasing the heat conductivities on the nuclear fuel, the gaseous gap and the cladding will be lead to increasing the temperature of the fuel pellets. The quantitative estimations for influences of these heat conductivities on the temperature state of fuel pellet without the central hole are obtained for data (6), (7) using the relations (3)–(5) and are given on the fig. 2. It is understood, that the heat transfer between the cladding and the heat carrier is have some influence on the temperature state of the fuel pellets too. The quantitative estimations of this influence, obtained using the simplified assessments (3)–(5) for data (6) for fuel pellets without the central hole, are shown on the fig. 3.

It is evidently, the central hole must have some influence on the temperatures of the fuel pellets. Quantitative assessments for influencing the central hole on the temperature state can be estimated using the results, presenting on the fig. 4, which are obtained considering with the simplified assessments (3)–(5).

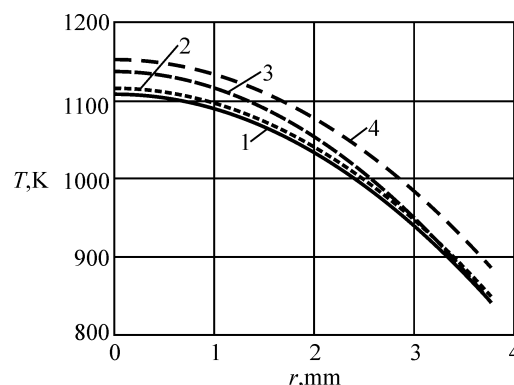


Fig. 2 – Temperature fields in the fuel pellets (6) without the central hole for $\alpha = 35 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$:

1 – base values (6) of the heat conductivities;
2 – $\lambda_c = 15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$; 3 – $\lambda_f = 4,5 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$; 4 – $\lambda_g = 0,25 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

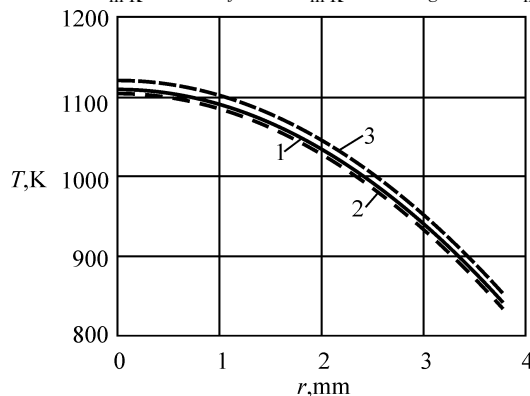


Fig. 3 – Temperature fields in the fuel pellets (6) without the central hole:

1 – $\alpha = 35 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$; 2 – $\alpha = 50 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$; 3 – $\alpha = 20 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

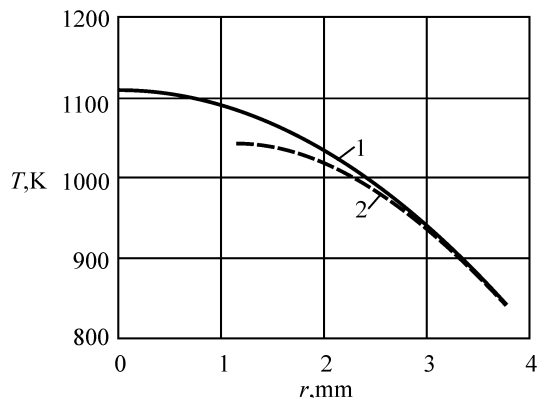


Fig. 4 – Temperature fields in the fuel pellets (6) without and with the central hole for $\alpha = 35 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$:
1 – $R_h = 0$; 2 – $R_h = 1,15 \text{ mm}$

The obtained results (see fig. 2–4) show that the approximate estimations (3)–(5), which are occurred from the simplified heat conductivity problem (1), (2), will can give the opportunities to understand the qualitative regularities of influencing the different factors on the temperature state of the pellets of the ceramic nuclear fuel in fuel rods of nuclear reactors. Besides, the approximate assessments (3)–(5) can gives also some imaginations about the quantitative magnitudes of the temperature in the fuel pellets.

Discussing the results for temperature state of pellets of ceramic nuclear fuel

The presented results (see fig. 2–4) about influencing of different factors on temperature state of pellets of nuclear fuel in fuel rods of nuclear reactors are corresponded for all well-known qualitative regularities and imaginations about the quantitative magnitudes, although all these results was obtained using the approximate assessments (3)–(5), based on the simplified mathematical model (1), (2). At the same time, these obtained results cannot be considered as the absolutely reliable assessments of the temperature state of the nuclear fuel pellets if fuel rods. The more reliable assessments of the temperature state of nuclear fuel pellets must be based on the most complicated mathematical models of the heat conductivity and the heat transfer in the area of the fuel rods to considering the assumptions more closely corresponding to the actual conditions during operating in the nuclear reactor core. Building such complicated mathematical models requires the sophisticated knowledge and approaches, which can be substantiated by benchmarking only. The approximate assessments (3)–(5) presented in this article can be used as the benchmarking for substantiated the most complicated mathematical models and approaches for estimating the temperature state of ceramic nuclear fuel in fuel rods of nuclear reactors. It is necessary to note, that the quantitative

estimations of the temperature state of the fuel pellet inside the fuel rod are overvalued due to neglecting the axial heat flows, which must be directed outside the fuel elements pellets in the centre of the fuel rod, because the temperatures above and down theirs must be lower corresponding the axial distributions of the volume heat sources due to the axial distribution of the neutron field in the core.

Results about influencing the heat conductivities of the fuel element's materials on the temperature state of fuel pellets are shown that the heat conductivities of the gaseous gap and the cladding having influence on the average temperature only, but heat conductivity of the nuclear fuel having influence both on the average temperature and the difference between internal and external temperatures of the fuel pellet. The temperature state is especially sensitive to the heat conductivities of the nuclear fuel and the gaseous gap.

The heat transfer from the cladding to the heat carrier having influence on the average temperature of the nuclear fuel pellets inside the cladding of the fuel element. The central hole, made in the nuclear fuel pellets, leads to decreasing the temperature inside the pellet.

Conclusions

The approximate estimations for the temperature state of the ceramic nuclear fuel in cylindrical fuel rods of nuclear reactor is proposed in this article on the base of the simplified mathematical formulation of the heat conduction problem.

The approximate estimations for the temperature state of the ceramic nuclear fuel in cylindrical fuel rods of nuclear reactor is proposed in this article on the base of the simplified mathematical formulation of the heat conduction problem. It is shown that the proposed approximate estimations are corresponded to well-known qualitative regularities of influencing the parameters of fuel rods on the temperature state of the fuel pellets. At the same time, the quantitative estimations of the temperature state of the fuel pellet inside the fuel rod are overvalued due to neglecting the axial heat flows, which must be directed outside the fuel elements pellets in the centre of the fuel rod, because the temperatures above and down theirs must be lower corresponding the axial distributions of the volume heat sources due to the axial distribution of the neutron field in the core.

The main value of proposed approximate estimations is the opportunities of their using for benchmarking the most complicated mathematical models and approaches for assessment the temperature state of the ceramic nuclear fuel in fuel rods of nuclear reactors. Nevertheless on the base of the used simplified mathematical model it can be proposed to develop the improved approximate estimations considering with the axial heat flows corresponding with the axial distribu-

tions of the volume heat sources due to the axial distribution of the neutron field in the core. It can be supposed, that the quantitative magnitudes will be estimated more accurate due to these improved assessments.

It is necessary to consider the temperature dependences of the heat conductivities of the nuclear fuel and the gas in the gap to obtain the more precisely assessments of the temperature state of fuel pellets inside fuel elements of nuclear reactors, because these heat conductivities having the most influencing on the temperature state of fuel pellets. This will be led to more complicate nonlinear differential equation of heat conductivity [4, 10].

References (transliterated)

1. Masterson R. E. (2017), *Nuclear Engineering Fundamentals. A Practical Perspective*, CRC Press, Boca Raton, FL, 961 p., ISBN 978-1-482-22149-7
2. Saha P. (2017), *Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics: Past, Present and Future*, ASME Press, New York, 148 p., ISBN 978-0-791-86128-8.
3. Lamarsh J. R. and Baratta A. J. (2001), *Introduction to Nuclear Engineering*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 783 p., ISBN 0-201-82498-1.
4. Yefimov A. V., Romashov Yu. V. and Chibisov D. O. (2018), "Modeling of Axisymmetric Heat Conduction in Compact Products of Ceramic Nuclear Fuel with the Temperature Dependencies of Thermophysical Characteristics", *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: System analysis, control and information technology*, no. 21(1297), pp. 3–7, ISSN 2079-0023.
5. Hahn D. W., Özişik M. N. (2012), *Heat Conduction*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, 718 p., ISBN 978-1-118-41128-5.
6. Sarkisov A. A., Puchko V. K. (1989), *Fizicheskiye osnovy ekspluatatsii yadernykh paroproduyashchikh ustanovok* [The physical basis of the operation of nuclear steam plants], In Russian, Energoatomizdat, Moscow, 504 p., ISBN 5-283-03764-9.
7. Denisov V. P., Dragunov Yu. G. (2002), *Reaktornyye ustanovki VVER dlya atomnykh elektrostantsiy* [VVER reactor installations for nuclear power plants], In Russian, IzdAt, Moscow, 480 p., ISBN 5-86656-133-6.
8. Chirkin V. S. (1968), *Teplofizicheskiye svoystva materialov yadernoy tekhniki: spravochnik* [Thermophysical properties of nuclear engineering materials: a reference book], In Russian, Atomizdat, Moscow, 484 p.
9. Ovchinnikov F. Ya. and Semenov V. V. (1988), *Ekspluatatsionnyye rezhimy vodo-vodyanykh energeticheskikh reaktorov* [Operational modes of water-cooled power reactors], In Russian, Energoatomizdat, Moscow, 359 p., ISBN 5-283-03818-1.
10. Yefimov A., Romashov Yu., Yesypenko T. and Chibisov D. (2018), "Numerical methods used for the solution of heat conductivity problems to study the temperature state of ceramic nuclear fuel. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*, no. 13(1289), pp. 33–36, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.06.

References

1. Masterson R. E. *Nuclear Engineering Fundamentals. A Practical Perspective*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2017. 961 p. ISBN 978-1-482-22149-7
2. Saha P. *Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics: Past, Present and Future*. New York: ASME Press, 2017. 148 p. ISBN 978-0-791-86128-8.
3. Lamarsh J. R. and Baratta A. J. *Introduction to Nuclear Engineering*. Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 2001. 783 p. ISBN 0-201-82498-1.
4. Ефимов А. В., Ромашов Ю. В., Чибисов Д. А. Моделирование осесимметричной теплопроводности в компактных изделиях керамического ядерного топлива с учетом температурных зависимостей теплофизических характеристик. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Системний аналіз, управління та інформаційні технології. 2018. № 21(1297). С. 3–7. ISSN 2079-0023.
5. Hahn D. W., Özişik M. N. *Heat Conduction*. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2012. 718 p. ISBN 978-1-118-41128-5.
6. Саркисов А. А., Пучко В. К. *Физические основы эксплуатации ядерных паропроизводящих установок*. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 504 с. ISBN 5-283-03764-9.
7. Денисов В. П., Драгунов Ю. Г. *Реакторные установки ВВЭР для атомных электростанций* Москва: ИздАТ, 2002. 480 с. ISBN 5-86656-133-6.
8. Чиркин В. С. *Теплофизические свойства материалов ядерной техники: справочник*. Москва: Атомиздат, 1968. 484 с.
9. Овчинников Ф. Я., Семенов В. В. *Эксплуатационные режимы водо-водяных энергетических реакторов*. Москва: Энергоатомиздат, 1988. 359 с. ISBN 5-283-03818-1.
10. Ефимов А. В., Ромашов Ю. В., Есипенко Т. А., Чибисов Д. А. Численные методы решения задач теплопроводности для изучения температурного состояния керамического ядерного топлива *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13(1289). С. 33–36. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.06.

Received (носнупила) 15.02.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ромашов Юрій Володимирович (Romashov Yuriy Vladimirovich, Romashov Yuriy) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри парогенераторобудування, Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна, професор кафедри прикладної математики; м Харків, Україна; e-mail: yu.v.romashov@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8376-3510>.

Чібісов Дмитро Олексійович (Chibisov Dmytro Olexiiyovych, Chibisov Dmytro) – магістр, аспірант кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; м Харків, Україна.

В. Л. КАВЕРЦЕВ, В. О. ДЯГІЛЄВ**ПОБУДУВАННЯ МОДЕЛІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ВОДО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМІННИКА У СКЛАДІ МУЛЬТИПАЛИВНОГО КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ**

Метою даної статті є створення напряму для розробки комплексної програми розрахунку мультитопливних котельних агрегатів. У статті пропонується розрахунок водо-водяного теплообмінника який входить до складу мультитопливного котла. Представлений варіант логічної блок-схеми даного розрахунку можна буде використовувати для розробки варіантів конструкцій мультитопливних котельних агрегатів за допомогою програмних комплексів в комп'ютерному середовищі.

Ключові слова: енергетика, котельний агрегат, розрахунок, математична модель, теплообмінник.

В. Л. КАВЕРЦЕВ, В. А. ДЯГИЛЕВ**ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОДО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА В СОСТАВЕ МУЛЬТИТОПЛИВНОГО КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА**

Целью данной статьи является создание направления к разработке комплексной программы расчета мультитопливных котельных агрегатов. В статье предлагается расчет водо-водяного теплообменника который входит в состав мультитопливного котла. Представленный вариант логической блок-схемы данного расчета можно будет использовать для разработки вариантов конструкций мультитопливных котельных агрегатов с помощью программных комплексов в компьютерной среде.

Ключевые слова: энергетика, котельный агрегат, расчет, математическая модель, теплообменник.

V. KAVERTSEV, V. DYAHILIEV**MODEL CONSTRUCTION TO DESIGN THE WATER-WATER HEAT EXCHANGER AS AN INTEGRAL PART OF THE MULTIFUEL BOILER UNIT**

It was shown that an efficient use of fuel and energy resources provides a regular power supply for the State. The metallurgy industry is the main sector of industry for which the irrational use of fuel is an urgent problem. Serial boiler units that are used by metallurgy companies were designed for the natural gas and black oil burning only and as a result these fail to meet current requirements. Now, we design new multifuel boiler units that can operate using two and even more types of fuel and we also upgrade and reconstruct already available boiler units of this type. We suggest the solutions for complicated engineering problems in the form of different computations done to define optimal characteristics for the boiler equipment. This scientific paper delves into the design of the water-water heat exchanger that forms an integral part of the multifuel boiler unit. This heat exchanger can also be used for the reconstruction of already available boilers. The developed logic block diagram is intended for the computations done to design the water-water heat exchanger and it will be used by the software package for the computation of the separation in the multifuel boiler unit to simplify computations. It was noted in the conclusions that the model algorithm and logframe would enable the computation of an ample amount of the elements and circuitry for the multifuel boiler equipped with the water-water heat exchanger.

Key words: power engineering, boiler unit, computation, mathematical model and the heat exchanger.

Вступ

Розвиток промисловості країни в значній мірі визначається безперебійним і достатнім енергопостачанням промисловості, транспорту, сільського господарства й побуту.

В енергетиці України основну роль відіграють потужні теплові електростанції. Однак не можна забувати й про промислові котельні. Потрібно враховувати, що більшість із них були побудовані в 50–60 роки, їхнє обладнання вкрай зношене й у ряді випадків не підлягає ремонту. Одним з найбільш діючих засобів підвищення ефективності витрати палива є перехід до комплексних енерготехнологічних методів використання палива, а також використання вторинних енергоресурсів.

Збереження досягнутого потенціалу й забезпечення перспективного розвитку вимагає істотного технічного відновлення галузі. Поряд із цим необхідно здійснювати маловитратні заходи, які швидко окупаються, і перспективні проекти, на базі яких у майбутньому буде реалізовуватися ши-

рокомасштабна реабілітація й заміна застарілого обладнання.

Мета роботи

Метою даної статті є створення напряму для розробки комплексної програми розрахунку мультитопливних котельних агрегатів. У статті пропонується розрахунок водо-водяного теплообмінника який входить до складу мультитопливного котла. Представлений варіант логічної блок-схеми даного розрахунку можна буде використовувати для розробки варіантів конструкцій мультитопливних котельних агрегатів за допомогою програмних комплексів в комп'ютерному середовищі. Розроблені рішення можуть бути застосовані при розробці перспективних конструкцій мультитопливних котельних агрегатів, здатних працювати в широкому діапазоні експлуатаційних навантажень.

Викладення основного матеріалу

В Україні знаходиться в експлуатації немала кількість котельних агрегатів, що працюють на природному газі і в той же час знаходяться на території коксохімічних або металургійних підприємств, де досить багато виробляється коксового або доменного газів, якого в достатній кількості, щоб використовувати в якості палива. Мова йдеться про серійні газомазутні котельні агрегати, які спочатку були розраховані на спалювання тільки цих двох видів палива. Тому доцільним є використання коксових, доменних, та інших газів, які виробляються підприємствами, в якості палива для котельних агрегатів, встановлених на місцевих ТЕЦ. Однак, перехід на більш широкий спектр використання палив в котлі можливо здійснити в рамках реконструкції підприємства, або окремої котельні [1].

Відомо, що для цього розроблюються техніко-економічні обґрунтування, результати яких дають відповідь про доцільність проведення, наприклад, реконструкції котельного агрегату. Тут враховується велика кількість основних показників. До них відносяться витрати на паливо, витрати на експлуатацію, вартість робіт і т.п. Крім того, якщо мова йде про спалювання декількох палив, або їх суміші, необхідно визначити найбільш економічний режим роботи. З урахуванням цього визначається термін окупності проекту.

В даний час розроблено досить багато версій моделей і програм теплових розрахунків котлів різних типорозмірів [2–5]. Ці моделі і програми мають різне функціональне призначення: деякі з них призначені для проведення конструктивних розрахунків, інші – для виконання перевірочних або оптимізаційних, діагностичних розрахунків і досліджень.

У попередній нашій статті наведено варіант алгоритму і логіко-структурної схеми моделі теплогідрравлічного розрахунку котла, яка враховує все різноманіття елементів і схемних рішень, що застосовуються для мультіпаливних котельних установок, а також побудована блок-схема програми розрахунку системи сепарації мультіпаливного котельного агрегату [6]. У даній статті ми пропонуємо подальший розрахунок (рис. 1).

Коксовий газ є основним видом палива коксохімічних заводів і являє собою вторинний продукт коксування вугілля. Вихід газу відповідає 15–20 % по масі або 300–350 м³/год при одержуванні коксу. Коксовий газ містить відносно невелику кількість баласту, зміст азоту й вуглекислоти становить 8–15 %.

Теплота згоряння коксового газу $Q_{\text{н.г.}} = 4000\text{--}4400$ ккал/м³. Коксовий газ є цінним паливом для тепловикористовуючих установок. Проте широке використання коксового газу в котельнях і ТЭЦ

ускладнюється інтенсивною низькотемпературною корозією хвостових поверхонь нагріву (водяного економайзера й повітропідігрівників) і забиванням відкладеннями їх міжтрубного простору.

Відомо, що при спалюванні коксового газу утворюється сірчаний ангідрид SO₂. Значна частина SO₂ окислюється до сірчастого ангідриду SO₃. Це відбувається, в основному, у топці при високих температурах і частково на покритих окисною плівкою трубах пароперегрівника. Для низькотемпературних поверхонь нагріву SO₂ і SO₃ у газоподібному стані небезпечні. Однак при з'єднанні SO₃ з водяними парами й конденсації при температурі стінки рівній температурі «точки роси» вони утворюють сірчисту й особливо небезпечну сірчану кислоту, які кородують труби поверхонь нагріву. Температура «точки роси» для продуктів згоряння визначається наявністю SO₃ і парціального тиском пари у димових газах і перебуває в межах 125–180 °С. Високе значення «точки роси» для коксового газу обумовлює необхідність застосування різних способів спалювання коксового газу, що дозволяє знизити корозійну активність димових газів.

Швидкість корозії металу залежить від матеріалу, температури стінки поверхні нагріву, змісту сірки в паливі, наявності вологи й умов спалювання палива.

Існуючі методи боротьби із сірчаноокислою корозією:

- збільшення температури стінки труб хвостових поверхонь нагріву до $t_{\text{ст}} > t_{\text{р}} + 15$, де $t_{\text{р}}$ – температура «точки роси» продуктів згоряння коксового газу. (Виконання цієї досягається підігрівом живильної води у водо-водяному теплообміннику);

- ступеневе спалювання коксового газу з малими коефіцієнтами надлишку повітря організація внутрішньої топкової рециркуляції димових газів;
- введення адитивів.

Температура «точки роси» для даного котла при спалювання коксового газу визначена за експериментальними даними і дорівнює 125 °С, що є вище температури живильної води ($t_{\text{п}} = 104$ °С), тому необхідне встановлення водо-водяного теплообмінника. Він являє собою кожухотрубчатий теплообмінник із плаваючою головою, двоходовий по гріючому й обігрівальному середовищі.

У кожухотрубчастому теплообміннику (рис. 2) одне з середовищ, що обмінюються теплом – I рухається усередині труб – в трубному просторі, а інше – II – в міжтрубному, омиваючи пучок труб зовні. При цьому середовище, що нагрівається, направляють знизу – вгору, а середовище, що віддає тепло, – в протилежному напрямі. Його застосування дозволить захистити водяний економайзер від сірчаноокислої корозії при спалюванні коксового газу.

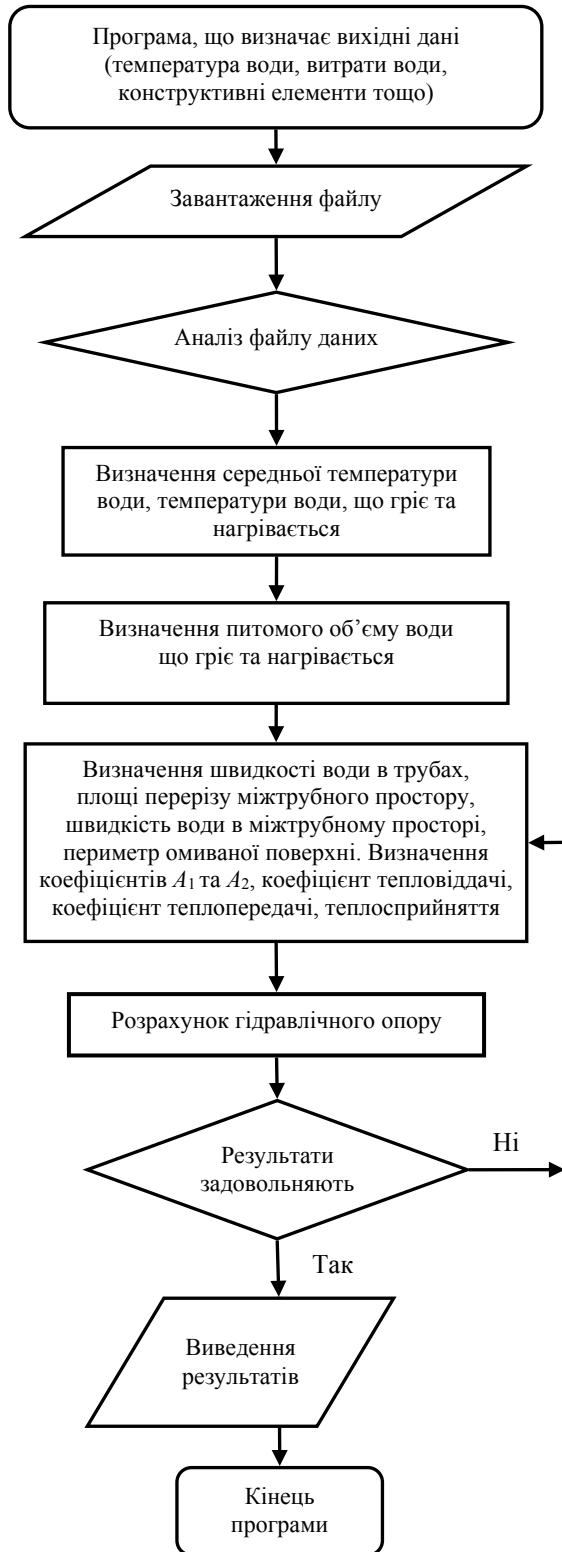


Рис. 1 – Логічна блок-схема розрахунку водо-водяного теплообмінника

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Значення
Витрата гріючої води та води, що нагрівається, G , кг/год.	78750
Збільшення ентальпії води в підігрівнику, Δi , ккал/кг	25
Температура води, що гріє: – на вході, t'_g , °C – на виході, t''_g , °C	224 204
Температура води що нагрівається: – на вході, t'_n , °C – на виході, t''_n , °C	104 129
Конструктивні характеристики: – діаметр кожуха, мм – діаметр трубок, мм – кількість трубок, n , шт. – діаметр патрубків, що підводить, мм	325×15 20×2 85 108×6

Середня температура води, що гріє

$$t_{гр} = \frac{t'_g + t''_g}{2}, \quad (1)$$

$$t_{гр} = \frac{204 + 224}{2} = 214 \text{ °C.}$$

Середня температура води що нагрівається

$$t_n = \frac{t'_n + t''_n}{2}, \quad (2)$$

$$t_n = \frac{104 + 129}{2} = 116,5 \text{ °C.}$$

Більша різниця температур

$$\Delta t_{\delta} = t''_g - t'_n, \quad (3)$$

$$\Delta t_{\delta} = 204 - 104 = 100 \text{ °C.}$$

Менша різниця температур

$$\Delta t_m = t'_g - t''_n, \quad (4)$$

$$\Delta t_m = 224 - 129 = 95 \text{ °C.}$$

Площа живого перетину трубок

$$f_{тр} = 0,785 d^2 n, \quad (5)$$

$$f_{тр} = 0,785 \cdot 0,016^2 \cdot 85 = 0,0171 \text{ м}^2.$$

Середній питомий об'єм води, що гріє

$$v_{гр} = 0,00106 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Середній питомий об'єм води, що нагрівається

$$v_n = 0,00106 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Швидкість води в трубах

$$\omega_{гр} = \frac{G v_n}{3600 f_{тр}}, \quad (6)$$

$$\omega_{гр} = \frac{78750 \cdot 0,00106}{3600 \cdot 0,0171} = 1,36 \text{ м/с.}$$

Площа перерізу міжтрубного простору

$$f_m = 0,785 (D^2 - d_{нар}^2) n, \quad (7)$$

$$f_m = 0,785 \cdot (0,295^2 - 0,02^2 \cdot 85) = 0,0416 \text{ м}^2.$$

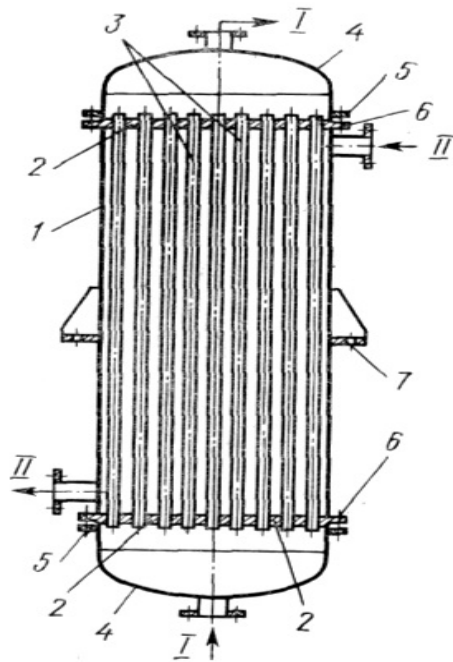


Рис. 2 – Водо-водяний теплообмінник:
 1 – корпус теплообмінника; 2 – трубні решітки;
 3 – трубні пучки; 4 – днище; 5 – фланці; 6 – болти;
 7 – лапки для кріплення; I – вхід та вихід води, що нагрівається; II – вхід та вихід води, що гріє

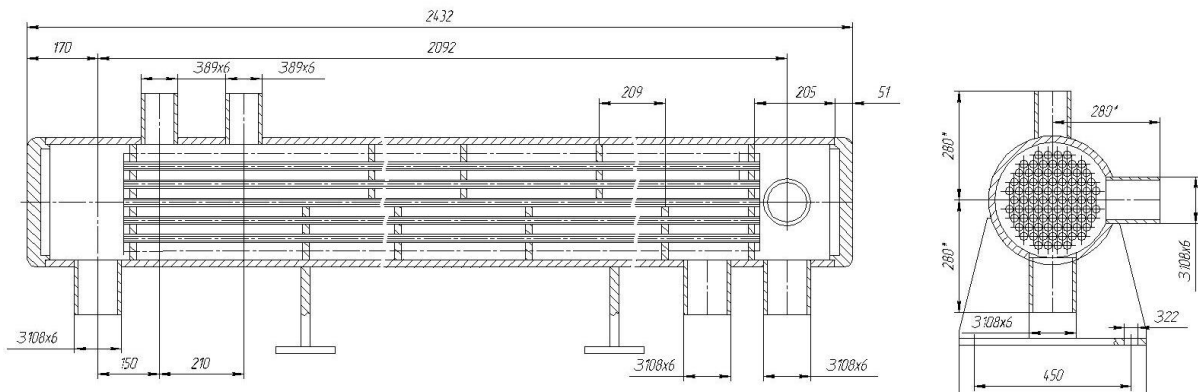


Рис. 3 – Кресленник водо-водяного теплообмінника

Швидкість води в міжтрубному просторі (з урахуванням перегородок)

$$\omega_M = \frac{G_{v_{гр}}}{3600 F_M}, \quad (11)$$

$$\omega_M = \frac{78750 \cdot 0,0012}{3600 \cdot 0,022} = 1,06 \text{ м/с.}$$

Периметр омиваної поверхні

$$U = \pi(D_K + nd), \quad (12)$$

$$U = 3,14(0,299 + 85 \cdot 0,02) = 6,27 \text{ м.}$$

Еквівалентний діаметр міжтрубного простору в перетині перегородки

Швидкість води, що гріє

$$\omega_M = \frac{G_{v_{гр}}}{3600 f_M}, \quad (8)$$

$$\omega_M = \frac{78750 \cdot 0,0012}{3600 \cdot 0,0416} = 0,63 \text{ м/с.}$$

Для збільшення швидкості теплоносія встановлюємо поперечні сегментні перегородки в трубному просторі й тим самим збільшуємо коефіцієнт тепловіддачі з боку води, що гріє [6].

Усереднена поверхня по кресленнику (рис. 3), м:

- по 1-му ряду $H_1 = 0,382$;
- по 2-му ряду $H_2 = 0,185$;
- по 3-му ряду $H_3 = 0,184$;
- по 4-му ряду $H_4 = 0,971$;
- по 5-му ряду $H_5 = 1,208$.

Кількість рядів $Z = 11$ шт.

Сумарна поверхня

$$H_s = \pi L n d, \quad (9)$$

$$H_s = 3,14 \cdot 0,167 \cdot 85 \cdot 0,02 = 0,892 \text{ м}^2.$$

Усереднений перетин для проходу води що гріється

$$F_M = \frac{L H_s}{2(H_1 + H_2 + H_3 + H_5) + 3H_4}, \quad (10)$$

$$F_M = \frac{0,167 \cdot 0,892}{2 \cdot 1,959 + 3 \cdot 0,971} = 0,022 \text{ м}^2.$$

$$d_E = \frac{4 f_M}{U}, \quad (13)$$

$$d_{\lambda} = \frac{4 \cdot 0,0416}{6,27} = 0,027 \text{ м.}$$

Коефіцієнт A_1

$$A_1 = 1400 + 18 \bar{t}_{гр} - 0,035 \bar{t}_{гр}^2, \quad (14)$$

$$A_1 = 1400 + 18 \cdot 214 - 0,035 \cdot 214^2 = 3649.$$

Коефіцієнт A_2

$$A_2 = 1400 + 18 \bar{t}_H - 0,035 \bar{t}_H^2. \quad (15)$$

За використання запропонованої структури були виконані тестові розрахунки, для котельного агрегату у склад якого входить водо-водяного теп-

лообмінника. Фрагмент результатів розрахунку наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку

Параметр	Значення
Коефіцієнт теплопередачі, ккал/(м ² ·год·°С)	2441
Теплосприйняття, Гкал/год	1,97 10 ⁶
Поверхня ВВП, м ²	8,3
Довжина трубок, м	1,72
Кількість секцій, <i>n</i>	12

Висновки

У даній статті наведено один з декількох варіантів напрямку побудовання моделі розрахунку водо-водяний теплообмінник, який встановлюється для захисту поверхонь нагріву, зниження концентрації NO_x і SO₂ у димових газах, забезпечення надійної й економічної роботи котла. Для захисту водяного економайзера який входить до складу мультипаливного котельного агрегату, який може працювати в складі ТЕС металургійного підприємства з урахуванням конструкції.

За результатами тестових розрахунків, можна зробити попередній висновок, проте що розроблений, та на ведений у даній статті варіант алгоритму і логіко-структурної схеми розрахунку може дозволити отримати більш оптимальні показники конструктивних і схемних рішень, що застосовуються для мультипаливних котельних установок в умовах їх сучасного проектування та виготовлення. Крім того, на підставі отриманих попередніх результатів тестових розрахунків, можна вже говорити про перспективу створення комплексної програми розрахунку, яка охоплювала й елементи і вузли мультипаливного котельного агрегату. Це в решті допоможе змоделювати оптимальну конструкцію мультипаливного котла, здатного працювати на різних видах палива, в різних експлуатаційних режимах. Однак, це потребує внесення низки додатків та доопрацювань, що є темою подальших наукових досліджень в даному актуальному напрямі.

Список літератури

1. Каверцев В. Л., Дягілев В. О. Обзор проблем эффективного использования топливно-энергетических ресурсов в промышленном секторе Украины та можливі оптимальні шляхи їх вирішення. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10(1232). С. 92–96. Бібліогр.: 4 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.13.
2. Левин М. М., Волковицкая П. И., Лаптин Ю. П. Система КРОКУС – автоматизированное проектирование, комплексные расчеты, оптимизация котельных установок. *Энергетика и Электрификация*. Киев, 2001. № 7. С. 45–48.
3. Бернадзевский В. С. Математические модели – основа систем автоматизированного проектирования паровых котлов. *Теплоэнергетика*. Москва, 1997. № 9. С. 20–23.
4. Ефимов А. В., Меньшикова Е. Д., Аль-Тувайни Адель. Разработка имитационной модели котельной установки для автоматизированной системы управления и диагностики энергоблоков электростанций. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2001. № 7. С. 72–78.
5. Бернадзевский В. С., Оскорбин Н. М. Основные положения теплового расчета паровых котлов на ЭВМ. *Теплоэнергетика*. Москва, 2002. № 8. С. 48–59.
6. *Тепловой расчет котельных агрегатов : нормативный метод*. Москва: Энергия, 1973. 296 с.

References (transliterated)

1. Kavertsev V. and Dyaghilev V. (2017), "Reviewing an Efficiency of the Use of Fuel and Power Resources for the Industry of Ukraine", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 10(1232), pp. 92–96, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.13.
2. Levin M. M., Volkovitskaya P. I. and Laptin Y. P. (2001), "Sistema KROKUS – avtomatizirovannoe proektirovanie, kompleksnye raschety, optimizacija kotel'nyh ustanovok [CROCUS system – automated design, complex calculations, optimization of boiler plants]", *Energitika i Elektrofikatsiya*, vol. 7, pp. 45–48, Kiev.
3. Bernadzhevskiy V. S. (1997), "Matematycheskiye modely – osnova system avtomatizirovannogo proektirovaniya parovykh kotlov [Mathematical models are the basis of the systems for the automated design of feather boilers]", *Teploenergetika*, vol. 9, pp. 20–23, Moscow.
4. Efimov A. V., Menshikova E. D. and Al-Tuvayni Adel. (2001), "Razrabotka imitacionnoj modeli kotel'noj ustanovki dlja avtomatizirovannoj sistemy upravlenija i diagnostiki jenergoblokov jelektrostancij [Development of a simulation model of a boiler plant for an automated control and diagnostic system for power units of power plants]", *Visnik NTU "KhPI"*, vol. 7. pp. 72–78, Kharkiv.
5. Bernadzhevskiy V. S. and Oskorbin N. M. (2002), "Osnovnye polozhenija teplovogo rascheta parovykh kotlov na EVM [The main provisions of the thermal calculation of steam boilers on a computer]", *Teploenergetika*, vol. 8, pp. 48–50, Moscow.
6. Kuznetsov N. V. and Mitor V. V. (1973), *Teplovoj raschet kotel'nyh agregatov : normativnyj metod* [Thermal calculation of boiler units. Normative method], Energiya, Moscow.

Надійшла (received) 20.05.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Каверцев Валерій Леонідович (Каверцев Валерий Леонидович, Kavertsev Valerii) – кандидат технічних наук, доцент кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; email: kaverseff@gmail.com, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9472-1658>.

Дягілев Вадим Олександрович (Дягилев Вадим Александрович, Dyahiliev Vadym) – аспірант, кафедри парогенераторобудування, технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: dyaga.v@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6823-7221>.

В. В. ЮРКО, А. М. ГАНЖА**ТЕХНИКО-ЕКОНОМІЧНЕ, ФІНАНСОВЕ ТА ЕКОЛОГІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ЗАХОДІВ ПРИ ВПРОВАДЖЕННІ ПЕТЛЕВОГО ПОВІТРОНАГРІВАЧА ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕРОБКИ МЕТАЛУРГІЙНИХ ВІДХОДІВ**

Здійснено техніко-економічне, фінансове та екологічне обґрунтування енергозберігаючих заходів при впровадженні петлевого повітрянагрівача для вельц-процесу переробки металургійних відходів. Застосування петлевого повітрянагрівача підіймає технологію розроблену ДП «УкрНТЦ «Енергосталь» на новий щабель конкурентоспроможності. Головною особливістю технології є використання оригінальної конструкції повітрянагрівача для утилізації тепла димових газів і нагріву повітря, яке знову направляється в технологічний процес. Усувається необхідність спалювати природний газ.

Ключові слова: петлевий повітрянагрівач, утилізація тепла димових газів, нагрів повітря, переробка металургійних відходів, технологія вельц-процесу.

В. В. ЮРКО, А. Н. ГАНЖА**ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ, ФИНАНСОВОЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПРИ ВНЕДРЕНИИ ПЕТЛЕВОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ОТХОДОВ**

Осуществлено технико-экономическое, финансовое и экологическое обоснование энергосберегающих мероприятий при внедрении петлевого воздухонагревателя для вельц-процесса переработки металлургических отходов. Применение петлевого воздухонагревателя поднимает технологию разработанную ГП «УкрНТЦ» «Энергосталь» на новую ступень конкурентоспособности. Главной особенностью технологии является использование оригинальной конструкции воздухонагревателя для утилизации тепла дымовых газов и нагрева воздуха, вновь направляемого в технологический процесс. Устраняется необходимость сжигать природный газ.

Ключевые слова: петлевой воздухонагреватель, утилизация тепла дымовых газов, нагрев воздуха, переработка металлургических отходов, технология Вельц-процесса.

V. YURKO, A. GANZHA**TECHNICAL-&-ECONOMIC, FINANCIAL AND ENVIRONMENTAL FEASIBILITY STUDIES OF ENERGY-SAVING ACTIVITIES CARRIED OUT TO USE THE LOOP AIR HEATER FOR THE METALLURGY WASTE RECYCLING TECHNOLOGY**

Technical-&-economic, financial and environmental feasibility studies of energy-saving activities were carried out to use the loop air heater for the metallurgy waste recycling technology developed by the State Company "UkrScience and Technology Center "Energosteel". The developed and improved Waelz-process allows us to remedy many deficiencies peculiar for similar foreign technologies. In particular, high-priority problems dealing with the exhaust flue gas heat recovery are solved using the loop air heater with the subsequent gas cleaning. The use of the loop air heater will lift the technology developed by the "UkrScience and Technology Center "Energosteel" to a new plane of competitiveness. The main specific feature of this technology is the use of the air heater with the original structure designed for the heat recovery of flue gases and heating the air that is redelivered to the flow process. According to the technology, the Waelz-process requires a hot air and its heating by the air heater eliminates the need for the natural gas firing. The computations done show that the use of the original structure of the air heater for the heat recovery of flue gases and air heating is an urgent energy-saving technological measure. The natural gas saving is an important environmental and economic aspect because the national conception of the "Clean World for Future Generations" anticipates the dividend payment for the CO₂ emission reduction.

Key words: loop air heater, flue gas heat recovery, air heating, metallurgy waste recycling, and the Waelz-process technology.

Вступ

Переробка і утилізація відходів, які містять в собі важкі і кольорові метали, на сьогоднішній день являється, в першу чергу, важливим екологічним аспектом. В світі протягом тривалого часу на відвалах і шламосховищах спеціалізованих підприємств складається велика кількість металовмісних відходів різних металургійних виробництв у вигляді техногенних полігонів. До складу таких відходів входять токсичні компоненти, які чинять негативний вплив на навколишнє середовище і вони відносяться до класу небезпечних речовин.

В зв'язку із введенням більш жорстких законодавчих норм з охорони навколишнього середо-

вища постає необхідність вишукування і вдосконалення різних методів і технологій переробки матеріалів, що містять кольорові метали.

Вельц-процес є одним з найпрогресивніших шляхів переробки металовмісних відходів металургійного виробництва. Він здійснюється в обортовій трубчастій печі з температурою, при якій метал, що вилучається, сублимується.

Мета роботи

Розроблено ряд технологій і патентів, які передбачають вилучення із шламів кольорових металів. Зокрема відомі патенти Росії RU 2280087, США (19) (11) 6083295, Європи (19) (11) EP

© В. В. Юрко, А. М. Ганжа, 2019

0972849A1 та ін. Ці патенти містять ряд недоліків при утилізації димових газів. Крім того, не володіють екологічною безпекою через відсутність утилізації шкідливих газо- і пилоподібних відходів що утворюються в процесі переробки шламів, в результаті чого димові газі і залишковий вельц-окис викидаються в атмосферу. Висока температура не дозволяє направляти їх на газоочистку.

ДП «УкрНТЦ «Енергосталь» розроблена технологія, яка усуває недоліки раніше розроблених вельц-процесів. Патентом «Комплекс переробки сировини, що містить сполуки цинку та свинцю» передбачається витяг оксидів цинку і свинцю з гранульованих шламів (окатишів) пірометалургійним методом шляхом їх термічного відновлення у вельц-печі [1–3].

Головною особливістю технології є використання оригінальної конструкції повітрянагрівача для утилізації тепла димових газів у вигляді петель із труб, що вільно висять. З подальшою можливістю направлення охолоджених газів на газоочистку [4, 5].

Викладення основного матеріалу

Виробництво свинцю і цинку з вторинної сировини відіграє важливу роль в загальному балансі його виробництва і споживання у світі. На території Європи майже не залишилося підприємств з первинного видобутку свинцевих руд. Його отримують, в основному, при переробці акумуляторного брухту і утилізації металургійних відходів.

На сьогодні проблема глобального вичерпання запасів цинку і свинцю поки що гостро не стоїть. Але минує 10–20 років і в деяких країнах будуть вичерпані природні запаси цих кольорових металів. Якщо в Китаї, Південній Африці, Канаді будуть добувати свинець тими ж темпами, то, максимум через 10 років, він буде вичерпаний з надр землі [6].

Важливість даного питання розкривають технічні керівні принципи Базельської конвенції. Метою якої є перш за все служити керівництвом для країн, що створюють у себе потенціал по екологічно безпечного і ефективного поводження з відходами, при розробці ними процедур або стратегій рециркуляції металів і їх з'єднань, а також додатково сприяти екологічно обґрунтованої рециркуляції металів [7].

Базуючись на принципах Базельської конвенції, зарубіжні підприємства проводять активний пошук альтернативних методів і вдосконалення існуючих технологій отримання цинку і свинцю, на основі переробки руди, шлаків металургійної плавки, стічних металовмісних речовин, золи, відходів збагачувальних фабрик і різного роду відходів відходів металургійних і хімічних підприємств і т.п. [8].

Обговорення результатів

Результати розрахунків показують техніко-економічну, фінансову та екологічну ефективність модернізації вельц-процесу при застосуванні петлевого повітрянагрівача

Розрахунки виконуються на основі рекомендацій [9] і складаються з наступних частин:

- капітальні витрати на спорудження об'єкта;
 - річні експлуатаційні витрати;
 - розрахунок економічної ефективності динамічним методом;
 - розрахунок критеріїв ефективності;
 - розрахунок економічної ефективності проекту з врахуванням продажу квот на викиди CO₂.
- Вихідні дані для проведення розрахунків:
- вкладені інвестиції на обладнання, монтаж і будівництво I = 54191,7 тис. грн.;
 - вартість електроенергії для підприємств Ц_Е = 1,67 грн./кВт·год.);
 - вартість природного газу Ц_Г = 10,21 грн./м³;
 - потужність електричного обладнання N_Е = 204,6 кВт;
 - місячна заробітна платня обслуговуючого персоналу З_{міс} = 33,5 тис. грн.;
 - кількість годин роботи виробництва в рік T = 7410 год/рік;
 - середня норма амортизаційних відчислень a_н = 20 %.

Петлевий повітрянагрівач призначений для утилізації тепла димових газів в кількості G_{дг} = 21500 м³/год і з температурою t_{дг} = 800 °С і нагріти повітря кількістю G_п = 36500 м³/год. до температури t_{дг} = 465 °С. Нагріте повітря по технології процесу направляється в сушильний барабан для попереднього видалення вологи з вихідної сировини в кількості G_б = 13000 Нм³/год. Паралельно іде подача гарячого повітря для остаточного видалення вологи у стрічкову сушарку кількістю G_с = 12000 м³/год. Решта повітря G_е = 11500 м³/год направляється в економайзер для нагріву зворотної води перед котельною від t₁ = 40 °С до t₂ = 90 °С в кількості G_в = 25 м³/год. Тепло повітря корисно використовується в технології процесу. Отримане гаряче повітря не вимагає спалювання природного газу.

Прибуток від економії природного газу.

Зекономлена кількість природного газу:

$$G_{Г} = \frac{Q_{Б}}{Q_{Г}} \eta_{ВТР},$$

де Q_Б – кількість переданого тепла димовими газами повітря по тепловому балансу, МДж/год;

η_{ВТР} – втрати тепла;

Q_Г – теплотворна здатність природного газу.

$$G_{Г} = \frac{21646,9}{33,34} \cdot 0,95 = 616,83 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Прибуток від економії природного газу:

$$P_{\Gamma} = G_{\Gamma} T_{\Gamma},$$

$$P_{\Gamma} = 616,8 \cdot 7410 \cdot 10,2 = 46655,5 \text{ тис грн/рік.}$$

Спорудження камери осадження з петлевим повітрянагрівачем і додатковим обладнанням вимагає експлуатаційних витрат. Відповідно проведеним розрахункам річні експлуатаційні витрати складають:

$$Z_{\text{експл}} = 22628,2 \text{ тис. грн./рік.}$$

Оскільки застосування петлевого повітрянагрівача у складі вельц-процесу має тривалий термін експлуатації, розраховуємо економічну ефективність динамічним методом, тобто не за один рік, а за декілька років стійкої експлуатації з врахуванням фактору часу. Для цього використовують механізм дисконтування затрат, тобто врахуємо зміну вартості самих фінансів в часі по причині інфляції, ризиків, змін на зовнішній і внутрішній стороні.

Основним показником, на якому будується вся методика розрахунку ефективності, є річний грошовий потік ГП, тобто сума грошових коштів, які отримує інвестор за рік експлуатації об'єкту з врахуванням притоків і відтоків грошових мас.

У нашому випадку мова йде не про весь грошовий потік від експлуатації всього обладнання вельц-процесу, а лише від зміни в зв'язку з застосування петлевого повітрянагрівача.

Прибуток буде отримуватися в результаті економії природного газу. Також, в результаті скорочення споживання природного газу будуть покращені екологічні показники завдяки зменшенню викидів продуктів горіння.

В якості грошового потоку, який визначає ефективність проекту, приймаємо додатково отриманий чистий прибуток від впроваджених заходів з врахуванням величини амортизаційних відрахувань за рік від вкладених коштів.

Грошовий потік розраховується:

$$ГП = ЧП + А,$$

$ГП = 38257,5 + 10838,34 = 49095,84$ тис. грн. рік.
де ЧП – чистий річний прибуток, отриманий за рік, за рахунок проведеної експлуатаційного нововведення;

А – річні амортизаційні відрахування від щойно встановленого обладнання.

Витрати на амортизацію, тис грн./рік:

$$А = \frac{a_n}{100} I = \frac{20}{100} 54191,7 = 10838,34 \text{ тис. грн. рік.}$$

Чистий річний прибуток визначається як різниця сумарного чистого прибутку отриманого за рік і податкового прибутку:

$$ЧП = P_{\Gamma} - P_{\Gamma} K_{\text{ПР}},$$

де $K_{\text{ПР}}$ – податковий прибуток, становить 18 % від прибутку.

$$ЧП = 46655,5 - 46655,5 \cdot 0,18 = 38257,5 \text{ тис. грн./рік.}$$

При динамічному методі економічний ефект розраховують за певний, заздалегідь встановлений період стійкої експлуатації, так званий розрахун-

ковий період T_p , який для промислових об'єктів в сучасних умовах становить 5–7 років. Приймаємо розрахунковий період терміном 5 років. За ці роки цінність грошей зміниться, тому отримані грошові потоки кожного року потрібно відкоригувати з урахуванням цього фактора (фактор часу). Для цього використовують механізм дисконтування витрат, сутність якого полягає у приведенні витрат різних років до моменту розрахунку, тобто до нульового року. Приведення витрат виробляють за допомогою коефіцієнта дисконтування $K_{\text{диск}}$.

Коефіцієнт дисконтування визначається по формулі складних відсотків:

$$K_{\text{диск}} = \frac{1}{(1 + E_{\text{норм}})^t}.$$

Відповідно розрахунків середнє значення критерію дисконтування за 5 періодів складає:

$$K_{\text{диск}}^{\text{ср}} = 0,597.$$

Річний дисконтований грошовий потік ДГП за кожні 5 років визначається як:

$$ДГП = ГП K_{\text{диск}}^{\text{ср}}.$$

Після цього розраховуємо сумарний дисконтований грошовий потік за весь розрахунковий період $ДГП_{\Sigma}$:

$$ДГП_{\Sigma} = \sum ДГП = 146629,6 \text{ тис. грн./рік.}$$

Розрахунок критеріїв ефективності до яких відносять:

- чистий грошовий потік ЧГП;
- термін повернення капіталу, $T_{\text{пов}}$;
- індекс рентабельності проекту I_p ;

Чистий грошовий потік (ЧГП) – це перший найбільш явний, але укрупнений критерій ефективності проекту.

$$ЧГП = ДГП_{\Sigma} - I,$$

$$ЧГП = 146629,6 - 54191,7 = 92437,9 \text{ тис. грн./рік.}$$

Оскільки $ЧГП > 0$, то вважається проект прийнятний.

Індекс рентабельності проекту (інвестицій) (I_p) розраховується за формулою:

$$I_p = \frac{ЧГП}{I} \geq 1,$$

$$I_p = 92437,9 / 54191,7 = 1,7 \geq 1.$$

Виходячи з логіки інвестування, ця величина повинна бути більше 1, так як ЧГП – це загальна сума коштів, отриманих за весь період існування проекту з обліком дисконтування та суми вкладених засобів. Це означає, що $ЧГП > I$. Така ситуація складається для дуже високоефективних проектів, як і в нашому випадку $I_p = 1,83 > 1$.

Термін повернення капіталу ($T_{\text{пов}}$) – це період в роках, протягом якого вкладені кошти повертаються інвестору за рахунок одержуваних грошових потоків з урахуванням дисконтування. Аналітично цю величину можна розрахувати приблизно по формулі:

$$T_{\text{пов}} = I / ДГП_{\Sigma} = 54191,7 / 146629,6 = 0,37 \text{ рік.}$$

Величину $T_{\text{пов}}$ порівнюється з розрахунковим періодом. Оскільки $T_{\text{пов}} < T_{\text{розр}}$ ($0,37 < 5$) то варіант прийнятний.

Екологічна політика і зменшення забруднення навколишнього середовища є важливою складовою стратегії розвитку групи НАК «Нафтогаз» України. Україна підтримує концепцію чистого світу для майбутніх поколінь і постійно нарощує інвестиції в охорону навколишнього середовища, зменшення викидів та профілактику техногенних ризиків. Тісна співпраця з Європейськими партнерами дозволяє координувати зусилля та посилювати ефективність роботи.

НАК «Нафтогаз України», Міністерство екології та природних ресурсів і Європейський банк реконструкції і розвитку (ЄБРР) 12 листопада 2018 року підписали меморандум про співпрацю в сфері скорочення в газовому секторі метанових викидів та скорочення викидів вуглекислого газу.

Розрахунок економічної ефективності проекту з врахуванням продажу квот на викиди CO_2 [10].

Загальне заміщення природного газу для нагріву зворотної води котельної і на потреби сушки сировини:

$$G_T = 616,8 \text{ м}^3/\text{год} = 4570488 \text{ м}^3/\text{рік}.$$

Зниження викидів:

$$G_{\text{CO}_2} = 4277977 \text{ м}^3/\text{рік},$$

$$G_{\text{ЕКВ.CO}_2} = 598916,8 \text{ т/рік},$$

Вартість зниження викидів CO_2 :

$$Ц_{\text{КВ}} = 12,2 \text{ Євро/т} = 366 \text{ грн./т}.$$

Загальна кількість отриманих квот від зменшення викидів CO_2 :

$$K_{\text{CO}_2} = G_{\text{ЕКВ.CO}_2} \cdot Ц_{\text{КВ}},$$

$K_{\text{CO}_2} = 598916,8 \cdot 366 = 219203,55 \text{ тис. грн./рік}$, де $Ц_{\text{КВ}}$ – ціна виплати квот від зменшення викидів CO_2 масою 1 т.

Висновки

1 Здійснено техніко-економічне, фінансове та екологічне обґрунтування енергозберігаючих заходів при впровадженні петлевого повітрянагрівача для технології вельц-процесу переробки металургійних відходів розробленої ДП «УкрНТЦ «Енергосталь».

2 Проведені розрахунки показують, що застосування петлевого повітрянагрівача для вельц-процесу знімає його на новий щабель конкурентоспроможності завдяки підвищенню енергоефективності технології.

3 Енергоефективність України зараз знаходиться на низькому рівні. Це постерігається і в промисловості і в комунальному господарстві. Хоча, за останні декілька років покладені базові засади для її подальшого підвищення.

4 За даними дослідження *WORLD ECONOMIC FORUM*, Україна посідає 119-те місце

серед 127 країн стосовно співвідношення ВВП та витрат енергії. Тому, зростання енергоефективності – є важливою задачею в усіх сферах господарювання для гарантованого економічного процвітання.

5 Тісна співпраця з Європейськими партнерами дозволяє координувати зусилля та посилювати ефективність роботи.

6 В даний час ЄБРР розглядає можливість надання кредиту в розмірі EUR 52 млн. Для АТ «Укргазвидобування». Кошти будуть інвестовані в сучасне обладнання для рекуперації тепла під час газопереробки, скорочення викидів вуглекислого газу, а також забезпечення надійної видобутку газу.

7 Головною особливістю вельц-процесу є використання оригінальної конструкції повітрянагрівача для утилізації тепла димових газів і нагріву повітря, яке знову направляється в технологічний процес. Усувається необхідність спалювати природний газ для нагріву повітря, яке необхідне в технологічному процесі.

8 Економія природного газу являється важливим як екологічним так і економічним аспектом, оскільки державною концепцією чистого світу для майбутніх поколінь передбачається виплата квот за скорочення викидів вуглекислого газу.

Список літератури

1. Пат. 118988 Україна, МПК С22В7/00, С22В19/38. *Комплекс переробки сировини, що містить сполуки цинку та свинцю / Рижавський А. З., Сталінський Д. В., Зимогляд А. В., Юрко В. В.*; заявитель и патентообладатель ДП «УкрНТЦ «Енергосталь». № u201700817; заявл. 30.01.17; 11.09.17, Бюл. № 17. 8 с.: ил.
2. Заявка a201700815 Україна, МПК С22В7/00, С22В19/38. *Комплекс переробки сировини, що містить сполуки цинку та свинцю / Рижавський А. З., Сталінський Д. В., Зимогляд А. В., Юрко В. В.*; заявитель и патентообладатель ДП «УкрНТЦ «Енергосталь». № a201700817; заявл. 30.01.17.
3. Заявка 2017107399 Росія, МПК С22В7/02. *Комплекс переработки сырья, содержащего соединения цинка и свинца / Рижавский А.З., Сталинский Д.В., Зимогляд А.В., Юрко В.В. (Украина)*; заявитель и патентообладатель ГП «УкрНТЦ «Енергосталь» (Украина). – № 2017107399; заявл. 06.03.17; опубл. 10.09.18, Бюл. № 25. 1 с.
4. Юрко В. В. Створення повітрянагрівача для утилізації тепла продуктів горіння вельц-процесу. *Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережения, окружающей природной среды: сб. науч. тр. VI Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых и специалистов, 22–23 марта 2017 г., г. Харьков.* Харьков: ГП «УкрНТЦ «Енергосталь», 2017. С. 90–93.
5. Юрко В. В. Створення рекуперативного петлевого повітрянагрівача для розширення області застосування за умови запиленого гріючого теплоносія. *Гуманітарні, природничі та точні науки як фундамент суспільного розвитку: матеріали IV Всеукраїнської наук.-практ. конф., 26–27 січня 2018 р., м. Харків.* Харків, 2017. С. 60–65.
6. Проблемы исчерпания цветных металлов. URL: <https://horseman5th.wordpress.com/2013/08/14/159> (дата звернення: 23.01.2019).
7. Технические руководящие принципы, касающиеся экологически обоснованной рециркуляции/утилизации металлов

и их соединений (R4). Утверждено решением VII/14 на седьмой Конференции Сторон Базельской конвенции (Женева, октябрь 2004 год).

8. Базельская конвенция. URL: <http://www.basel.int/> (дата звернення: 23.01.2019).
9. Яковлев А. И., Сударкина С. П., Ларка М. И *Организація промислового виробництва : підручник*. Харків: НТУ «ХП», 2007. 356 с.
10. Немировський І. А., Проскурня О. М. *Экономическая оценка энергосберегающих проектов : учеб. пособие*. Харьков: ФЛП Мезина В.В., 2017. 152 с.

References (transliterated)

1. Rizhavs'kiy A. Z., Stalins'kiy D. V., Zimoglyad A. V., Yurko V. V. (2017), "Kompleks pererobki sirovini, shcho mistit' spoluki tsinku ta svintsyu [Complex for processing raw materials containing zinc and lead compounds]", *Patent SE "UkrSNC "Energostal"*, Kharkiv, Ukraine, 8 p.
2. Rizhavs'kiy A. Z., Stalins'kiy D. V., Zimoglyad A. V., Yurko V. V. (2017), "Kompleks pererobki sirovini, shcho mistit' spoluki tsinku ta svintsyu [Complex for processing raw materials containing zinc and lead compounds]", *Application for utility model SE "UkrSNC "Energostal"*, Kharkiv, Ukraine.
3. Rizhavs'kiy A. Z., Stalins'kiy D. V., Zimoglyad A. V., Yurko V. V. (2017), "Kompleks pererobki sirovini, shcho mistit' spoluki tsinku ta svintsyu [Complex for processing raw materials containing zinc and lead compounds]", *Application for utility model SE "UkrSNC "Energostal"*, Kharkiv, Ukraine.
4. Yurko V. V. (2017), "Stvorenniya povitronagrivacha dlya utilizatsii tepla produktiv gorinnya vel'ts-protseesu [Creation of

an air heater for utilization of heat of combustion products of velts process]", *Report of VI Inter conf. "Innovative ways of modernization of basic industries, energy and resource saving, environment environment"* 22–23 March SE "UkrSNC "Energostal", Kharkiv, Ukraine, pp. 90–93.

5. Yurko V. V. (2017), "Stvorenniya rekuperatyvnoho petlevoho povitronagrivacha dlya rozshyrennya sfery zastosuvannya za umovy zaplyenoho hriyuchoho teplonosiya [Creation of a recuperative loop air heater to expand the scope of application of a dusty heating fluid]", *Report of IV Inter conf. Humanities, natural sciences and exact sciences as the foundation of social development 26–27 January*, Kharkiv, Ukraine, pp. 60–65.
6. *Problemy ischerpaniya tsvetnykh metallov* [Problems of exhausting non-ferrous metals], available at: <http://kerammash.ua/rus/index.htm> (accessed 23 January 2019).
7. (2004), *Tekhnicheskije rukovodyashchiye printsipy, kasayushchiyesya ekologicheski obosnovannoy retsirkulyatsii/utilizatsii metallov i ikh soyedineniy* [Technical guidelines for environmentally sound recycling / recycling of metals and their compounds], Geneva, Switzerland, 42 p.
8. *Bazel'skaya konventsiya* [Basel Convention], available at: <http://kerammash.ua/rus/index.htm> (accessed 23 January 2019).
9. Yakovlev A. I., Sudarkina S.P., Larka M. I (2007), *Orhanizatsiya promyslovoho vyrobnytstva* [Organization of industrial production], Kharkiv, Ukraine, 356 p.
10. Nemirov'skiy I. A (2017), "*Ekonomicheskaya otsenka energosberegayushchikh proyektov* [Economic assessment of energy-saving projects]", Kharkiv, Ukraine, 152 p.

Надійшла (received) 10.03.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Юрко Володимир Володимирович (Юрко Владимир Владимирович, Vladimir Yurko) – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, м Харків, Україна; e-mail: yurkovladymyr@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8259-3169>.

Ганжа Антон Миколайович (Ганжа Антон Николаевич, Ganzha Anton) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м Харків, Україна; e-mail: ganzha_371@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3967-2421>.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

- Chernousenko O., Usatyy O., Rindyuk D., Peshko V.** Establishing Control Over the Residual Resource of 200 MW Steam Turbines by Optimization of Percentage of Launches from Different Thermal States..... 4
- Donchenko V., Gnesin V., Kolodyazhnaya L., Kravchenko I., Petrov A.** A Numerical Method Used for the Simulation of Self-Excited Vibrations that Arise in the Aircraft Engine Fan Blade Ring..... 12
- Gontarovskiy P., Shulzhenko M., Garmash N., Glyadya A.** Creepage of the Inner Shell of the High-Pressure Cylinder of the Steam Turbine K-325-23.5..... 19
- Pobirovsky Yu.** Modern centralized heat supply systems based on combined heat and power plants..... 24
- Romashov Yu., Chibisov D.** Approximate Estimates of the Temperature State of Ceramic Nuclear Fuel in Cylindrical Fuel Elements and the Influence of Processes and Parameters of a Nuclear Reactor Core 28
- Kavertsev V., Dyahiliev V.** Model Construction to Design the Water-Water Heat Exchanger as an Integral Part of the Multifuel Boiler Unit 33
- Yurko V., Ganzha A.** Technical-&-Economic, Financial and Environmental Feasibility Studies of Energy-Saving Activities Carried out to Use the Loop Air Heater for the Metallurgy Waste Recycling Technology..... 38

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ». СЕРІЯ: ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ
ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

Збірник наукових праць

№ 2'2019

Науковий редактор: Усатий О. П., д-р техн. наук, проф.
Технічний редактор: Науменко С. П., стар. викл.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua

Підписано до друку 28.12.2019 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 2,56. Обл.-вид. арк. 2,2.
Наклад 100. Зам. № 885-20. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001 р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
