



ВІСНИК

Національного технічного університету «ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

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

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

№ 11(1287) 2018

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

No. 11(1287) 2018

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків НТУ «ХПІ», 2018 Kharkiv NTU "KhPI", 2018 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 : HTV «ХПІ», 2018. – № 11(1287). – 102 с. – ISSN 2078-774Х.

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.

Державне видання.

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Наказом МОН України № 1021 від 07.10.2015 р.

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://vestnik.kpi.kharkov.ua/etpo/uk/pro-zhurnal

Засновник	Founder
Національний технічний університет	National Technical University
«Харківський політехнічний інститут»	"Kharkiv Polytechnic Institute"
Головний редактор	Editor-in-chief
Сокол Є. І., д.т.н., члкор. НАНУ, НТУ «ХПІ», Україна	Sokol E. I., D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine, NTU
Заст. головного редактора	"KhPI", Ukraine
Марченко А. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Deputy editor-in-chief
Секретар	Marchenko A. P., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Горбунов К. О., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна	Secretary
Редакційна колегія серії	Gorbunov K. O., Ph.D., NTU "KhPI", Ukraine
Відповідальний редактор:	Editorial staff
Усатий О. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Associate editor:
Відповідальний секретар:	Usaty A. P., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Юдін Ю. О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Executive secretary:
Члени редколегії:	Yudin Yu. A., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Ганжа А. М., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Editorial staff members:
Гнесін В. І., д.т.н., проф., ШМаш НАНУ, Україна	Ganzha A. M., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Yershov S., д.т.н., проф., USA	Gnesin V. I., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Ефімов О. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Yershov S., D.Sc., Prof., USA
Ligrani Р., д.т.н., проф., University of Alabama in Huntsville, USA	Yefimov A. V., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Matas R., K.T.H., University of West Bohemia in Plzen, Czech	Ligrani P., D.Sc., Prof., University of Alabama in Huntsville, USA
Мацевитий Ю. М., д.т.н., дійсний чл. НАНУ, ІПМаш НАНУ,	Matas R., Ph.D., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Україна	Matsevity Yu. M., D.Sc., Prof., Academician of the NAS of
Nick S., д.т.н., проф., Cardiff University, UK	Ukraine, IPMach NAS of Ukraine
Русанов А. В., д.т.н., проф., члкор. НАНУ, ШМаш НАНУ,	Nick S., D.Sc., Prof., Cardiff University, UK
Україна	Rusanov A. V., D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine,
Rzadkowski R., д.т.н., проф., Institute flow machines PAN, Poland	IPMach NAS of Ukraine
Тарасенко М. О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Rzadkowski R., D.Sc., Prof., Institute flow machines PAN, Poland
Тарасов О. І., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Tarasenko M. O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Халатов А. А., д.т.н., проф., дійсний чл. НАНУ, ІТТФ НАНУ,	Tarasov A. I., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Україна	Khalatov A. A., D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine,
Черноусенко О. Ю., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна	Institute of engineering thermophysics of NAS of Ukraine
Шубенко О. Л., д.т.н., проф., члкор. НАНУ, ІПМаш НАНУ,	Chernousenko O. Yu., D.Sc., Prof., National Technical University
Україна	of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
	Shubenko O. L., D.Sc., Prof., corresponding member NAS of
	Ukraine, IPMach NAS of Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 3 від 30 березня 2018 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2018

3MICT

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

Шубенко О. Л., Маляренко В. А., Сенецький О. В., Бабак М. Ю. Утилізація теплоти димових газів котельні шляхом використання органічного циклу Ренкіна
<i>Черноусенко О. Ю., Рындюк Д.В., Пешко В. А.</i> Повторное продление эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Кураховской ТЭС
Усатий О. П., Жівотченко Ю. В. Аналіз впливу ефективності окремих відсіків потужної парової турбіни на результати оптимізації теплової схеми турбоблока
<i>Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р., Демченко А. В.</i> Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания рабочих лопаток ступени турбомашины на частичных режимах
<i>Шелешей Т. В.</i> Взаємозв'язок температури відхідних газів і техніко-економічних та екологічних показників ТЕЦ
<i>Сфімов О. В., Тютюник Л. І., Касілов В. Й., Іванова Л. А.</i> Захист навколишнього середовища від шкідливих викидів оксидів азоту при роботі котлів
<i>Шульженко М. Г., Гармаш Н. Г., Єфремов Ю. Г. , Депарма О. В., Цибулько В. Й.</i> Інтелектуальний датчик вібропереміщення з функціями контролю й аналізу вібраційних параметрів енергообладнання40
<i>Moroz L., Burlaka M., Barannik V.</i> Industrial Gas Turbine Engine Off-Design Performance Improvement Controlling Cooling Air Flow
<i>Рогачов В. А., Терех О. М., Баранюк О. В.</i> CFD - Моделювання теплоаеродинамічних характеристик поверхні з гвинтоподібних труб
<i>Ромашов Ю. В., Поволоцкий Э. В.</i> Анализ подходов к оценке работоспособности оболочек стержневых твэлов энергетических ядерных реакторов с учетом ползучести
Олейник Ю. А., Сапрыкин С. А., Науменко С. П. Анализ методов определения политропного КПД центробежного нагнетателя
<i>Халатов А. А., Панченко Н. А.</i> Влияние вращения поверхности на эффективность пленочного охлаждения за отверстиями в траншее
<i>Доник Т. В., Сафронова О. О., Парашар М. Н.</i> Тепловий розрахунок високотемпературного парогенератора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гвинтовими закрученими трубними пучками
<i>Лапузин А. В., Субботович В. П., Юдин Ю. А., Юдин А. Ю.</i> Влияние радиального зазора на потери с выходной скоростью в турбинной ступени без бандажа
<i>Волощук В. А.</i> Поглиблений ексергетичний аналіз теплонасосної установки з проміжним теплообмінником утилізації енергії стічних вод
<i>Ушаков С. М., Каруцкий А. Ю., Щербаков О. Н., Жуков С. А.</i> Результаты предпроектных исследований по созданию новой конструкции выхлопного тракта газотурбинного компрессорного агрегата типа ГПА-Ц-16С

УДК 621.165/621.11

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.01

О. Л. ШУБЕНКО, В. А. МАЛЯРЕНКО, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ, М. Ю. БАБАК

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ КОТЕЛЬНІ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА

Визначається доцільність впровадження на водогрійній котельні з котлами ПТВМ-100, що спалюють природний газ, утилізаційної електрогенеруючої установки. Остання побудована на базі органічного циклу Ренкіна та обігрівається димовими газами котлів. Показано, що ефективним робочим тілом для такої установки є фреон R600a. Виконано розрахунки теплової схеми установки на трьох режимах функціонування на протязі року; визначені терміни її окупності при електричній потужності 100, 200 та 300 кВт.

Ключові слова: вторинні енергетичні ресурси, органічний цикл Ренкіна, теплова схема, економічна доцільність, електроенергія, енергозбереження.

А. Л. ШУБЕНКО, В. А. МАЛЯРЕНКО, А. В. СЕНЕЦКИЙ, Н. Ю. БАБАК УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ КОТЕЛЬНОЙ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА

Определяется целесообразность внедрения на котельной с водогрейными котлами ПТВМ-100, сжигающими природный газ, утилизационной электрогенерирующей установки, которая построена на базе органического цикла Ренкина и обогревается дымовыми газами котлов. Показано, что эффективным рабочим телом для такой установки является фреон R600a. Выполнены расчеты тепловой схемы установки на трех режимах функционирования в течение года; определены сроки ее окупаемости при электрической мощности 100, 200 та 300 кВт.

Ключевые слова: вторичные энергетические ресурсы, органический цикл Ренкина, тепловая схема, экономическая целесообразность, электроэнергия, энергосбережение.

O. SHUBENKO, V. MALYARENKO, O. SENETSKYI, M. BABAK UTILIZING THE HEAT OF FLUE GASES OF THE BOILER ROOM BY USING THE ORGANIC RENKINE CYCLE

A feasibility of the installation of energy saving cogeneration plant in the high-power water heating boiler room has been studied. The boilerroom is equipped with the four PTVM-100 boilers with the heat capacity of 100 GCal/year that fire natural gas. The two boilers are used to cover the heat loading of it. The energy-saving power generating plant was built on the basis of organic Renkine cycle (ORC) and it is heated by boiler flue gases of 90 to 117 °C. Technical characteristics of PTVM-100 boilers were analyzed using the process flow diagrams and their average thermal loading in summer, in winter and for transient seasons was calculated. Many energy-saving schemes were proposed for the ORC to utilize the heat of flue gases of boilers. Consideration was given to the freon characteristics that are used for the operation with lowtemperature energy carriers. The freons R600a and R142b were chosen as promising low-boiling actuating media for the ORC. Based on a minimum of required investments we selected a simple heat balance circuit with the ORC loop. A comparison of computation characteristics of heat balance circuit in summer, in winter and during transient periods showed that freon R600a is an efficient actuating medium for it. It has been shown that the payback period for suggested cogeneration plants of 100, 200 and 300 KW is equal to 11, 13 and 16 months, accordingly (the project realization time was not taken into consideration) for the investments of 200, 400 and 600 thousand USD.

Key words: secondary power resources, organic Renkine cycle, heat balance circuit, economic feasibility, power energy, and the energy saving.

Вступ

На сучасному етапі розвитку для України характерна висока доля енергетичних витрат у вартості одиниці продукції порівняно з розвинутими країнами, що свідчить о недостатній увазі до вирішення питань з енергозбереження.

Одним з таких питань є впровадження електрогенеруючих установок на теплогенеруючих об'єктах. В першу чергу доцільно розглядати варіанти додаткової генерації електричної енергії, що засновані на використанні вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) [1, 2]. Для цього зазвичай використовуються парові турбіни, що працюють на різних робочих тілах (РТ).

Мета роботи

Висвітленню досвіду з оцінювання техніко-

економічної доцільності впровадження сучасних турбін для когенерації шляхом використання ВЕР димових газів (ДГ) теплогенераторів, що спалюють природний газ (ПГ), і присвячена ця робота.

Розрахункові дослідження

На режим роботи енергокомплексу значний вплив мають сезонні зміни температури зовнішнього повітря. Для визначення річних технікоекономічних показників (ТЕП) енергозберігаючої електрогенеруючої установки (ЕЕУ) і енергокомплексу в цілому необхідно розглядати характерні режими роботи на протязі року (середньомісячні або сезонні). Далі будемо розглядати сезонні режими, хоча на практиці для визначення річних ТЕП при розробленні техніко-економічного обгрунтування частіше використовуються щомісячні.

Річний сезонний розподіл навантажень коте-

льні включає: зимовий, перехідний, літній, режими. Кожний режим будемо характеризувати середньомісячним навантаженням.

Дамо кратку характеристику цих режимів:

– зимовий режим відповідає середній температурі за холодний опалювальний період (тривалість для регіонів України становить 4–5 місяців);

 перехідний режим триває місяць весною і місяць осінню, характеризується відносно малими тепловими навантаженнями опалення;

 – літній режим характеризується відсутністю теплових навантажень опалення при наявності гарячого водопостачання (триває 5–6 місяців).

У першу чергу слід досліджувати роботу енергокомплексів, де встановлені потужні котли, що працюють на ПГ, наприклад, водогрійні. У якості прикладу для визначення сезонних навантажень розглянемо можливості утилізації ДГ з генерацією електроенергії на потужній районній котельні Слобідського району м. Харкова, де встановлено чотири потужні водогрійні котли ПТВМ-100 [3].

Аналіз характеристик та режимів роботи паливовикористовуючого технологічного процесу.

Загальна теплова потужність цієї котельні 400 Гкал/год, встановлена електрична потужність 5829 кВт, застосовується якісне керування системою теплопостачання з температурним графіком 95/70 °С. Зміна на протязі року теплового та електричного навантаження цієї котельні наведена на рис. 1.



котельні помісячно за 2013 р. [3]

З аналізу даних рис. 1 і загальних характеристик котельні видно, що її власні потреби в електричній потужності потенційно складають 0,2– 3,5 МВт, а відпущення теплоти 25–200 Гкал/год.

Результати оброблення даних рис. 1 з метою визначення середніх сезонних навантажень котельні наведено у табл. 1. Як видно з останньої, необхідне теплове навантаження котельні забезпечується двома котлами [3].

ПТВМ-100 – прямоточний водогрійний котел, що працює на ПГ чи мазуті, і гріє воду теплових мереж. Теплопродуктивність котла регулюється зміною кількості працюючих пальників (4–16), кожний з яких має індивідуальний дуттьовий вентилятор з потужністю електродвигуна 10 кВт. Гідравлічний спротив котла ПТВМ-100 ~0,41 МПа.

Номінальні технічні характеристики котла наведено у [4]. Температура води на виході з котла є функцією: температури зовнішнього повітря $t_{T3\Pi}$, теплотворної здатності ПГ Q^{p}_{H} , параметрів води (температури $t_{K BX}$ та тиску $p_{K BX}$) на вході в котел, витрати води G_{κ} , коефіцієнту надлишку повітря.

Реальні характеристики котлів визначаються з використанням режимних карт, див. табл. 2 [3, 4]. Зазначимо, що при випробуванні котлів втрати від хімічного недопалу були відсутні, а втрати теплоти складали 0,045 %.

Розглядати роботу ПТВМ-100 з навантаженням нижчім 24 Гкал/год не має сенсу, тому що це мінімальна потужність котла [4]. На рис. 1 відповідні середньомісячні значення теплового навантаження були меншими, вірогідно, або з причин регулювання навантаження ГВП пропусками у нічний час, або за незапланованими зупинками на ремонт; більші – за рахунок підключення додаткового навантаження при ремонті сусідньої котельні.

Відзначимо, що режим роботи котельні на протязі року є суттєво змінним. Данні рис. 1 свідчать, що котли практично не експлуатуються на навантаженні більшим ніж 60 % від номінального. Це пов'язано зі зменшенням ККД котла при збільшенні теплового навантаження.

Оцінка теплової потужності ВЕР.

Данні про теплову потужність ДГ в залежності від теплового навантаження наведено у табл. 2. Розглядаючи потенційну можливість використання теплоти ДГ, слід враховувати, що з метою недопущення конденсації вологи у ДГ, в холодний період ~1/3 їх витрати необхідно направляти через байпасну лінію для підігріву відхідних газів після теплообмінника НРТ [1–3]. Інших значних джерел теплових ВЕР на опалювальній котельні немає.

Визначення потенційних робочих тіл для ЕЕУ. Температурний діапазон потенційного джерела теплоти ДГ 90–117 °С свідчить, що ефективним РТ для ЕЕУ може бути тільки фреон (табл. 3). Тобто ця енергоустановка мусить працювати на органічному циклу Ренкіна (ОРЦ) з низькокиплячим робочим тілом (НРТ) [5–8], див рис. 2.

У світовій практиці є достатньо прикладів використання установок на базі ОРЦ контуру для утилізації теплоти ДГ, це так звані waste heat recovery (WHR) установки [5, 8, 9].

Турбіни на НРТ мають ряд переваг порівняно з турбінами на водяній парі [5–9]: менші габарити, високий внутрішній ККД проточної частини (до 0,85), робота в діапазоні навантажень 100–10 % практично без зменшення ефективності, відсутність ерозії лопаток, висока надійність роботи і ступінь автоматизації управління, що дозволяє зменшити витрати на експлуатацію.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

r enokinbannik estekinpoeneprin vee na koresibin								
Склад			Перехідн	ний	Зимо	овий		
	Літній		(жовтень,		(основний			
			квітень)		опалювальний)			
котельні	<i>Q</i> т,	N _{ec} ,	<i>Q</i> _т ,	N _{e c} ,	<i>Q</i> _т ,	N _{e c} ,		
	Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт		
4 од. – ПТВМ-100	25	1,05	43	1,4	87	2,5		

Таблиця 1 – Середньомісячне сезонне вироблення теплової потужності $Q_{\rm T}$ і споживання електроенергії *N*_{ес} на котельні

Таблиця 2 – Характеристика ДГ котлів ПТВМ-100 № 1 та № 2 з режимних карт досліджуваної котельні м. Харкова при $t_{\rm KBX}$ = 55 °C [3]

Котел № 1	<i>Котел № 1</i> $Q^{\rm p}_{\rm H} = 34,3 \text{ МДж/м}^3, G_{\rm K} = 1300 \text{ т/год}, p_{\rm K BX} = 1,23 \text{ МH}, t_{\rm T3II} = +13 ^{\circ}{\rm C}$							
Кількість включених пальників, од.	4	5	6	8				
Теплова потужність котла, Гкал/год	25,65	33,55	39,4	42,7				
Температура нагріву води, °С	20	26	31	33,5				
Температура ДГ, °С	90	95	102	108				
Питома витрата ПГ, м ³ /Гкал	127,4	127,3	127,7	128,1				
ККД котла, %	95,71	95,74	95,41	95,10				
Теплова потужність ДГ, Гкал/год	1,089	1,414	1,791	2,073				
Котел № 2	<i>Q</i> ^p _н = 34,5 МДж	κ/M^3 , $G_{\kappa} = 1200$ т/г	од, $p_{\rm KBX} = 1,22$ МІ	H, $t_{\rm T3\Pi} = +15 \ ^{\circ}C$				
Кількість включених пальників, од.	4	5	6	8				
Теплова потужність котла, Гкал/год	24	25,5	28,5	37				
Температура нагріву води, °С	23	25,5	28,5	37				
Температура ДГ, °С	81	88	92	105				
Питома витрата ПГ, м ³ /Гкал	127,2	127,6	127,8	128				
ККД котла, %	95,88	95,57	95,42	93,15				
Теплова потужність ДГ, Гкал/год	0,978	1,118	1,292	2,518				

Таблиця 3 – Основні властивості фреонів [9]

Фрази	Молярна маса,	$T_{\kappa p}^{1}$,	$P_{\kappa p}^{1)},$	ОРП ²⁾	$\Pi\Gamma\Pi^{3)}$			
Фреон	г/моль	°C	МПа	(ODP)	(GWP)			
R134a	102,03	101,10	4,07	0	1300			
R142b	100,5	137,05	4,12	0,06	2000			
R152a	66,05	113,89	4,44	0	140			
R600	58,12	152,0	3,8	0	3			
R600a	58,12	134,83	3,65	0	3			

¹⁾ Значення параметрів в критичній точці.
 ²⁾ ОРП – озоноруйнуючий потенціал.

³⁾ ПГП – потенціал глобального потепління.



Рис. 2 – 3D модель ОРЦ модуля потужністю 1000 кВт фірми Сіменс [9]

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018 НРТ енергоустановки повинно відповідати термодинамічним, екологічним, експлуатаційним та економічним вимогам [10].

На світовому ринку є достатньо фреонів. Оскільки розглядається діапазон температур 90– 117 °С, обираємо для ЕЕУ відповідні НРТ, див. табл. 3.

В літературних джерелах [10] э інформація про ефективність використання ряду НРТ при температурах 90–150 °С, див. рис. 3. Таким чином, перспективними для аналізу показників роботи ЕЕУ є фреони: R600a та R142b.



Рис. 3 – Термодинамічна ефективність циклу на НРТ при температурі підведення теплоти від 90 до 150 °С та температурі конденсації 30 °С [10]



Рис. 4 – Принципова ТС котельні та ОРЦ контуру ЕЕУ при охолодженні НРТ зворотною СВ у літній період¹):
1, 2 – водогрійні котли № 1 та № 2; 3 – регулюючий вентиль; насоси:
4 – рециркуляційний, 5 – живильний, 6 – СВ;
7 – споживач теплоти; насоси: 8 – циркуляційний, 9 – конденсатний; 10 – конденсатор НРТ; 11 – електрогенератор; 12 – турбіна НРТ; 13 – теплообмінник-випарник НРТ; 14 – регулюючий шибер ДГ; 15 – засувка

Визначення потенційних споживачів теплової та електричної енергії.

При реалізації замкненого паротурбінного циклу на НРТ потенційним споживачем електричної енергії, що вироблятиметься, є сама котельня. Теплота з вихлопу турбіни може бути частково повернена до технологічної схеми виробництва теплової енергії шляхом підігріву зворотної сітьової води (СВ) при конденсації НРТ.

Підбір структури ЕЕУ стосовно існуючої технологічної схеми та потреб підприємства. Вибір теплової схеми (TC), робочого тіла.

Формування (підбір) ТС ЕЕУ виконується фахівцем, керуючись досвідом, чи за достатньо формалізованими процедурами [11], або за обома підходами. Так само і аналіз якості ТС може виконуватися з використанням енергетичного [3, 6] або ексергетичного (термоекономічного) підходу [11, 12]. Останній обов'язковий при проектуванні енергоустановок, оскільки дозволяє визначити вклад кожного елемента ТС у сумарні втрати енергії та коштів. Тим самим – визначити елементи ТС, що лімітують показники якості і потребують більше уваги при проектуванні.

На етапі попереднього оцінювання технічного рішення ЕЕУ, що реалізується на базі ОРЦ (для якого застосовується обладнання заводської готовності), достатньо використати більш простий енергетичний аналіз, тобто вважати, що вибір раціональних параметрів елементів TC робить виробник установки.

Сформуємо групу ТС ЕЕУ, що перспективні для аналізу, а надалі вибору раціонального НРТ, до неї включимо такі утилізаційні контури:

– простий без допалювання ПГ при нагріванні НРТ ДГ і охолодженні зворотною СВ (див. рис. 4);

 – при нагріванні НРТ ДГ та прямою СВ і охолодженні зворотною СВ без допалювання;

 – при нагріванні НРТ ДГ та прямою СВ і охолодженні зворотною СВ та в повітряному конденсаторі з допалювання.

В умовах України, коли існує проблема інвестування, доцільно вибрати варіант ТС зі зменшеними витратами, серед запропонованих цим умовам відповідає простий утилізаційний контур, див. рис. 4.

При розрахунку запропонованої для дослідження TC EEУ приймалося: ККД теплообмінникавипарника HPT ~0,8; ККД HPT турбіни ~0,8; ККД конденсатного насосу ~0,9; втрати у конденсаторі HPT ~0,05. Для розрахунків TC використаний програмний комплекс, що розроблений в IПМаш HAH України.

Для вибору раціонального НРТ виконані розрахунки характеристик TC на трьох режимах для R600a i R142b (див. табл. 4).

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

¹⁾ ТС котельні дана спрощено, не вказані: даератор, система приготування живильної води та інше.

Down	Vanautanuatius	Фре	еон
Режим	Характеристика	R600a	R142b
	Теплова потужність котла № 1, Гкал/год	24	,2
Ітній	Температури НРТ:		
	– перед турбіною, °С	85	85
	– за турбіною, °С	55	50
	Тиск НРТ:		
	– перед турбіною, МПа	1,5	1,5
liri	– за турбіною, MIIa	0,6	0,6
LL	Витрата НРТ, кг/с	2,8	4,7
	Потужність: НРТ турбіни, кВт	85	85
	– конденсатного насосу, кВт	6,4	5,0
	 теплова, що утилізована у конденсаторі НРТ, кВт (Гкал/год) 	950 (0,79)	948 (0,79)
	ККД ОРЦ контуру	0,085	0,085
	Теплова потужність котла № 1, Гкал/год	41	,6
	Температури НРТ:		
	– перед турбіною, °С	90	90
	– за турбіною, °С	56	49,7
1Й	Тиск НРТ:		
1HD	– перед турбіною, МПа	1,65	1,7
exi	– за турбіною, MIIa	0,6	0,6
Jep	Витрата НРТ, кг/с	5,0	8,4
	Потужність: НРТ турбіни, кВт	168	168
	– конденсатного насосу, кВт	13,3	12
	– теплова, що утилізована у конденсаторі НРТ, кВт (Гкал/год)	1600 (1,37)	1602 (1,37)
	ККД ОРЦ контуру	0,093	0,093
	Теплова потужність котлів № 1 + № 2, Гкал/год	40 +	44,7
	Температури НРТ:		
	– перед турбіною, °С	98	98
	– за турбіною, °C	58	49
	Тиск НРТ:		
ий	– перед турбіною, МПа	1,9	2,0
AOP	– за турбіною, MIIa	0,6	0,6
3ил	Витрата НРТ, кг/с	8,1	13,8
	Потужність: НРТ турбіни, кВт	311	318
	– конденсатного насосу, кВт	27	26
	– теплова, що утилізована у конденсаторі НРТ, кВт (Гкал/год)	2635 (2,3)	2630 (2,3)
	ККД ОРЦ контуру	0,104	0,106

Таблиця 4 – Основні характеристики ЕЕУ на літньому, перехідному та зимовому режимах при використанні попередньо вибраних фреонів

При цьому враховано зменшення навантаження котлів за рахунок теплоти, що утилізована у конденсаторі НРТ. Тобто на даному режимі сума останньої та теплових потужностей котлів (див. табл. 5) повинні відповідати наведеним у табл. 1.

Як видно з табл. 4, показники ефективності досліджуваної ЕЕУ при роботі на R600a і R142b мало відрізняються, тобто їх термодинамічні властивості при роботі в інтервалі температур 90– 117 °С практично рівнозначні. Обидва фреони мають досить близьку вартість. Оскільки екологічні характеристики R600a кращі, доцільно саме цей фреон обрати у якості НРТ для ЕЕУ.

Вплив ЕЕУ на режим роботи котельні.

З точки зору корисного використання теплоти ДГ водогрійних котлів для підігріву НРТ в утилізаційному ОРЦ контурі можна з упевненістю сказати, що реалізація запропонованої ЕЕУ не вплине на якість опалювання та гарячого водопостачання (ГВП) споживачам. Але за рахунок утилізованої частки теплоти ДГ навантаження котлів повинно частково зменшитися.

Слід також враховувати, що створення колектору ДГ для обігріву теплообмінника-випарника НРТ може відчутно вплинути на ефективність ЕЕУ (додаткові витрати електроенергії на привід вентиляторів пальників). Тому необхідно проводити газодинамічні розрахунки тракту, аналіз конструкції теплообмінника и при необхідності переглядати характеристики оребренної трубки та їх компоновку в пакеті. При цьому допустиме падіння тиску при проходженні ДГ через трубний пакет зазвичай не повинне перевищувати ~0,4 кПа [13].

		ЕЕУ 100 кВт		ЕЕУ 200 кВт			ЕЕУ 300 кВт			
	Назва показника	Л	П	3	Л	П	3	Л	П	3
Середн	ня температура повітря, °С	19	+2	-4	19	+2	-4	19	+2	-4
Темпер	ратури: прямої CB, °C	70	70	80	70	70	80	70	70	80
	зворотної СВ, °С	40	51	57	40	51	57	40	51	57
Тривал	псть сезону, год	3660	1480	2880	3660	1480	2880	3660	1480	2880
ність	– утилізована у конденсаторі НРТ, Гкал/год	0,7	0,9	0,9	0,7	1,5	2,2	0,7	1,5	3,4
уж	– котел № 1, Гкал/год	25	43	50	25	43	50	25	43	50
ГОП	– котел № 2, Гкал/год	0	0	37	0	0	37	0	0	37
Ba	3 ЕЕУ:									
	– котел № 1, Гкал/год	0	0	50	0	0	50	0	0	50
Te	– котел № 2, Гкал/год	24,3	42,1	36,1	24,3	41,5	34,8	24,3	41,5	33,6
a II	Без – котел № 1, м ³ /Гкал	127,42	128,15	129,25	127,42	128,15	129,25	127,42	128,15	129,25
om: Ta]	ЕЕУ – котел № 2, м ³ /Гкал	0	0	128,99	0	0	128,97	0	0	128,97
Тит тра	3 – котел № 1, м ³ /Гкал	127,44	128,02	129,25	127,44	127,94	129,25	0	0	127,75
I ви	ЕЕУ – котел № 2, м ³ /Гкал	0	0	128,87	0	0	128,72	127,44	129,35	129,57
Економ	иія ПГ, м ³ /год	88,7	120,8	130,0	88,7	200,9	292,4	88,7	200,9	451,9
Вартіс [.] за сезо	гь ПГ, що зекономлено н, тис. грн	1938	1067	2236	1938	1775	5027	1938 1775 7		7770
	Разом, тис. грн			5251			8741			11483
Надлиі потужн	шкова електрична ність ЕЕУ, кВт	78	90	91	78	154	186	78	154	285
Кількіс	сть включених горілок	4	5	5	4	7	7	4	7	9 + 7
Електр	ична потужність, кВт	74	85	86	74	147	179	74	147	277
Вартіс [.] зеконо	гь електроенергії, що млена за сезон, тис. грн	453,7	210,7	414,9	453,7	364,4	863,5	453,7	364,4	1331,4
	Разом, тис. грн			1079			1682			2150
Витрат	а конденсату, т/год	5,0	6,0	6,0	5,0	10,0	15,0	5,0	10,0	23,0
Сезонн	а вартість конденсату, тис. грн	164,7	79,9	155,5	164,7	133,2	388,8	164,7	133,2	596,2
	Разом, тис. грн			400			687			894
Річні д тацію І	одаткові витрати на експлуа- ЕЕУ, тис. грн			600			600			600
$\Delta \text{TE}\Pi_p$, тис. грн (тис. USD)	612	20,8 (218	8,6)	105	09,6 (37	5,3)	130	33.2 (46	5,2)
Інвести	иції на ЕЕУ, тис. USD			200			400			600
Термін	окупності ЕЕУ, місяць			11			13			16

Таблиця 5 – Результати розрахунку річних ТЕП роботи ЕЕУ¹⁾

¹⁾ Скорочено: Л – літній, П – перехідний, З – зимовий сезони.

Впровадження додаткових технічних рішень для ефективного використання BEP і недопущення зміни режимів роботи котельні.

При утилізації ДГ котла має місце часткова конденсація водяних парів, що дозволяє в деякій мірі поповнювати втрати СВ та економити кошти [2].

Виграш від застосування конденсаційних теплоутилізаторів при роботі котла на ПГ складається: з економії палива (3–5 %), економії на водопідготовці (при спалюванні 22,4 м³ ПГ утворюється ~36 кг конденсату), скорочення плати за шкідливі викиди NO_x (на ~30 %) [2].

Пошук раціональних режимів експлуатації.

З метою зменшення термінів окупності ЕЕУ важливим є вибір технічного рішення з максимальною кількістю годин напрацювання на протязі року. Зауважимо, що розв'язання завдання раціонального розподілу навантаження між водогрійними котлами при попередніх оцінках перспектив впровадження ЕЕУ не розглядалося. У зимовий період котел № 1, як той, що має більший ККД навантажувався більше ніж № 2.

Оцінка економічної доцільності впровадження ЕЕУ на НРТ. Вибір потужності установки.

Оцінку доцільності впровадження ЕЕУ на НРТ будемо виконувати за терміном простої окупності τ_{ok} [1, 3, 6]:

$$\tau_{\rm ok} = \frac{\Delta T E \Pi_p}{I},$$

де I - інвестиції на реалізацію проекту ЕЕУ;

 $\Delta T E \Pi_p$ – зміна річних ТЕП енергокомплексу після впровадження ЕЕУ.

Визначимо інвестиції для реалізації ЕЕУ.

Як зазначається у [1, 3], питомі витрати $c_{\rm EEY}$ на створення ЕЕУ на базі ОРЦ контуру іноземного виробництва складають 1700–2000 USD/кВт в залежності від потужності, особливостей проекту і виробника. При виробництві аналогічного обладнання в Україні є підстави вважати, що ці витрати складуть 1100–1200 USD/кВт [14]. Таким чином:

$\mathbf{I} = c_{\mathrm{EEY}} \times N_{\mathrm{EEY}},$

де $N_{\rm EEY}$ – встановлена електрична потужність ЕЕУ.

 $\Delta TE\Pi_p$ складається зі зменшення витрат: на електроенергію за рахунок особистої генерації, на закупівлю ПГ та на підживлення CB за рахунок конденсату при збільшенні витрат, що пов'язані з утриманням EEУ та підвищеним гідравлічним спротивом вихідного каналу ДГ. При заданому тепловому навантаженні котельні зменшення витрат на ПГ пов'язано зі зменшенням навантаження котлів за рахунок часткової утилізації теплоти ДГ.

Результати обчислення $\Delta T E \Pi_p$ для трьох варіантів N_{EEY} : 100, 200 та 300 кВт з урахуванням сезонних навантажень наведено у табл. 5.

При розрахунках вважалося, що ККД ОРЦ турбін на часткових режимах є незмінним [7, 9].

При розрахунках ТЕП приймалися такі ціни енергоносіїв з ПДВ: ПГ для бізнесу 9016,8 грн/м³; ПГ для населення 6854 грн/м³ (доля теплоти, що поставляється населенню ~90 %); електроенергії 1 класу 2,01 грн/(кВт год). Зміна ціни котлової води 9 грн/т. Курс 1 USD = 28 грн. Плановий ремонт котельні триває 740 год, відбувається влітку. Додаткові щомісячні витрати ЕЕУ складають 50 тис. грн.

Не враховувалися: зміна витрати на сплату шкідливих викидів ДГ (CO_2 , NO_x) у навколишнє середовище, а також зменшення електричної потужності потрібної на привід рециркуляційного насосу за рахунок підвищення температури зворотної CB (обидва припущення працюють на покращення терміну окупності ЕЕУ).

Як видно з табл. 5, найбільш значущою складовою $\Delta T E \Pi_p$ після впровадження ЕЕУ є економія на вартості ПГ, яка досягається за рахунок підігріву зворотної СВ у конденсаторі ОРЦ.

Висновки

Вирішувалося завдання з попереднього оцінювання техніко-економічних показників енергозберігаючої електрогенеруючої установки, що утилізує теплоту димових газів комунальної водогрійної котельні на основі простого замкненого паротурбінного циклу на НРТ. У якості ефективного робочого тілу цього ОРЦ було обрано R600a.

На основі режимних карт районної котельні, де встановлено чотири потужних водогрійних котли ПТВМ-100 (теплова потужність 100 Гкал/год), розрахунковим шляхом показано, що при інвестиціях 200, 400 та 600 тис. USD та існуючих цінах на енергоносії простий термін окупності такої електрогенеруючої установки потужністю 100, 200 та 300 кВт складає 11, 13 та 16 місяців (без урахування строку реалізації проекту) відповідно.

Водогрійні котли типу ПТВМ достатньо широко використовуються на муніципальних котельнях міст України (тільки в м. Харків таких котельні чотири). Таким чином, виходячи зі строків окупності та розповсюдженості котлів ПТВМ проект запропонованої ЕЕУ є досить тиражуємим і перспективним для впровадження.

Є також всі умови вважати [14], що організація виробництва ОРЦ турбін в Україні повинна привести до зменшення строку окупності проекту їх впровадження на третину (у США питома вартість 300 кВт ОРЦ турбінної установки 1200 USD/кВт [14]).

Недоліком запропонованої енергоустановки є її недостатня для покриття власних потреб котельні електрична потужність (3–2 %).

Можливо, використання більш складних ОРЦ контурів для збільшення генерації з застосуванням ЕЕУ буде привабливішим. Оцінка перспектив впровадження таких циклів і є напрямком подальших досліджень.

Список літератури

- Шубенко А. Л., Маляренко В. А., Бабак Н. Ю., Сенецкий А. В. Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. № 07(101). С. 23–29.
- 2. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ, 2000. 139 с.
- Андреев С. Ю., Маляренко В. А., Шубенко А. Л., Бабак Н. Ю., Сенецкий А. В., Темнохуд И. А. Когенерация в котельных на основе органического цикла Ренкина. Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура. Харків: ХНАМГ, 2016. № 130. С. 55–64.
- Типовая энергетическая характеристика водогрейного котла ПТВМ-100 при сжигании природного газа. ТХ 34-70-014-85. Москва: СОЮЗТЕХЭНЕРГО, 1986. 20 с.
- 5. Гринман М. И., Фомин В. А. Перспективы применения энергетических установок малой мощности с низкокипящими рабочими телами. Энергомашиностроение. 2006. № 1. С. 63–69.
- Alyokhina S., Senetskyi O. The use of turbines that work on Organic Rankine Cycle for small enterprises. 11th International Conference of Young Scientists on Energy Issues, May 29–30, 2014. Kaunas, Lithuania: Lithuanian Energy Institute. 2014. 6 p.
- Bini R., Prima M. Di., Guercio A. Organic Rankine cycle in biomass plants: an overview on different applications [Electronic resource]. Official site – Turboden s.r.l. 2010. Access mode: http://www.turboden .eu/en/public/downloads/10A02943 paper marco.pdf.
- Waste heat recovery with organic Rankine cycle technology. Power generation with the Siemens ORC-module [Electronic resource] / Siemens A. G., Germany. P. 7. Access mode: https://www.energy. siemens.com/mx/pool/hq/powergeneration/steam-turbines/downloads/brochure-orc-organicrankine-cycle-technology EN.pdf.

- Варгафтик Н. Б., Филлипов Л. П., Тарзиманов А. А., Тоцкий Е. Е. Справочник по теплопроводности газов и жидкостей. Москва: Энергоатомиздат, 1990. 352 с.
- Lemmon E. W., McLinden M. O., Huber M. L. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP): Version 7.0. NIST standard reference database 23. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A. 2002. 38 p.
- Мацевитый Ю. М., Братута Э. Г., Харлампиди Д. Х., Тарасова А. А. Системно-структурный анализ парокомпрессорных термо-трансформаторов. Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. 269 с.
- 12. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. Москва: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.
- Письменный, Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребренных труб. Киев: Альтерпрес, 2004. 244 с.
- The CN300: Converting low temperature heat to electric power [Electronic resource]. Official site – NREC, USA. Access mode: http://www.conceptsnrec.com/blog/ converting-lowtemperature-heat-to-electric-power.

References (transliterated)

- Shubenko A. L., Malyarenko V. A., Babak N. Yu. and Senetskiy A. V. (2012), "Utilizatsiya sbrosnoy teplotyi tehnologicheskih protsessov promyishlennogo predpriyatiya s tselyu vyirabotki elektroenergii [Utilization of waste heat of technological processes of an industrial enterprise for the purpose of generating electricity]", *Energosberezhenie. Energetika. Energoaudit.* [*Energy saving. Power engineering. Energy audit*], no. 07(101). pp. 23–29.
- Kudinov A. A. (2000), "Energosberezhenie v teplogeneriruyuschih ustanovkah [Energy saving in heat generating plants]", Ulyanovskiy gosudarstvennyiy tehnicheskiy universitet [Ulyanovsk State Technical University], Ulyanovsk, Russian.
- Andreev S. Yu., Malyarenko V. A., Shubenko A. L., Babak N. Yu., Senetskiy A. V. and Temnohud I. A. (2016), "Kogeneratsiya v kotelnyih na osnove organicheskogo tsikla Renkina [Cogeneration in boiler rooms based on the organic Rankine cycle]", Komunalne hospodarstvo mist. Seriia: Tehnichni nauky ta arkhitektura [Municipal economy of cities. Series: Engineering and Architecture], no. 130, pp. 55–64, Kharkivska natsionalna akademiia miskoho hospodarstva [Kharkiv national academy of municipal economy], Kharkov, Ukraine.
- (1986), Tipovaya energeticheskaya harakteristika vodogreynogo kotla PTVM-100 pri szhiganii prirodnogo gaza. TH 34-70-014-85 [Typical energy characteristic of the water-heating

boiler PTVM-100 during the combustion of natural gas. TH 34-70-014-85], SOYUZTEHENERGO, Moscow, Russian.

- Grinman, M. I. and Fomin, V. A. (2006), "Perspektivyi primeneniya energeticheskih ustanovok maloy moschnosti s nizkokipyaschimi rabochimi telami [Prospects for the use of lowpower power plants with low-boiling working bodies]", *Energomashinostroenie* [Energomashinostroenie], no. 1, pp. 63–69.
- Alyokhina S. and Senetskyi O. (2014), "The use of turbines that work on Organic Rankine Cycle for small enterprises", 11th International Conference of Young Scientists on Energy Issues, May 29–30, Lithuanian Energy Institute, Kaunas, Lithuania.
- Bini R. Di Prima M. and Guercio A. (2010), "Organic Rankine cycle in biomass plants: an overview on different applications", available at: www.turboden.eu/en/ public/ downloads/10A02943 _paper_marco.pdf, (accessed 20 February 18).
- "Waste heat recovery with organic Rankine cycle technology. Power generation with the Siemens ORC-module", available at: www.energy.siemens.com/mx /pool/hq/powergeneration/steam-turbines/downloads/ brochure-orc-organicrankine-cycle-technology_EN.pdf (accessed 22 February 2018).
- Vargaftik N. B., Filipov L. P., Tarzimanov A. A. and Totskiy E. E. (1990), Spravochnik po teploprovodnosti gazov i zhidkostey [Handbook on the thermal conductivity of gases and liquids], Energoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.
- Lemmon E. W., McLinden, M. O. and Huber, M. L. (2002), "NIST reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP): Version 7.0. NIST standard reference database 23", *National Institute of Standards and Technology*, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- Matsevityiy Yu. M., Bratuta, E. G., Harlampidi D. H. and Tarasova V. A. (2014), Sistemno-strukturnyiy analiz parokompressornyih termo-transformatorov [System-structural analysis of steam-compressor thermal transformers], Institut problem mashinostroeniya NAN Ukrainyi [A.N. Podgorny Institute For Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine.], 269 p., Kharkov, Ukraine.
- Brodyanskiy V. M., Fratsher V. and Mihalek K. (1988), Eksergeticheskiy metod i ego prilozheniya [The exergy method and its applications], Energoatomizdat [Energoatomizdat], 288 p., Moscow, Russian.
- Pismennyiy E. N. (2004), *Teploobmen i aerodinamika paketov* poperechno-orebrennyih trub [Heat exchange and aerodynamics of packages of cross-finned tubes], Alterpres [Alterpres], 244 p., Kiev, Ukraine.
- "The CN300: Converting low temperature heat to electric power", available at: www.conceptsnrec. com/blog/ converting-lowtemperature-heat-to-electric-power, (accessed 16 February 2018).

Надійшла (received) 27.02.2018

Шубенко Александр Леонидович (Шубенко Олександр Леонідович, Oleksandr Shubenko) – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, вул. Пожарського 2/10, м. Харків, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua. ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9014-1357.

Маляренко Виталий Андреевич (Маляренко Віталій Андрійович, Malyarenko Vitaliy) – доктор технічних наук, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, професор кафедри електропостачання міст; вул. Маршала Бажанова 17, м. Харків, Україна, 61002; e-mail: malyarenko@ksame.kharkov.ua.

Сенецкий Александр Владимирович (Сенецький Олександр Володимирович, Senetskyi Oleksandr) – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, вул. Пожарського 2/10, м. Харків, e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net. ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8146-2562.

Бабак Никола Юрьевич (Бабак Микола Юрійович, Babak Mykola) – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, вул. Пожарського 2/10, м. Харків, тел.: e-mail: babak@ipmach.kharkov.ua. УДК 621.165.62-192

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.02

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д.В. РЫНДЮК, В. А. ПЕШКО

ПОВТОРНОЕ ПРОДЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ РОТОРОВ ВЫСОКОГО И СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-200-130 КУРАХОВСКОЙ ТЭС

Энергоблоки ДТЭК «Кураховская ТЭС» мощностью 200 МВт с паровыми турбинами К-200-130 после достижения ими паркового ресурса на сегодняшний день требуют принятия решения о возможности их дальнейшей эксплуатации. Проведена оценка остаточного ресурса на базе 3D- пространственных аналогов для РВД и РСД паровой турбины К-200-130 мощностью 200 МВт блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» с экспериментально полученными коэффициентами запаса прочности металла с учетом реальных условий эксплуатации согласно станционных данных поврежденности. Представлены рекомендации по повторному продлению срока эксплуатации высокотемпературного энергетического оборудования.

Ключевые слова: ротор среднего давления (РСД), ротор высокого давления (РВД), пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, остаточный ресурс, малоцикловая усталость, длительная прочность.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО ПОВТОРНЕ ПОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РОТОРІВ ВИСОКОГО ТА СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ ТУРБІН К-200-130 КУРАХОВСЬКОЇ ТЕС

Енергоблоки ДТЕК «Курахівська TEC» потужністю 200 МВт з паровими турбінами К-200-130 після досягнення ними паркового ресурсу на сьогоднішній день вимагають прийняття рішення про можливість їх подальшої експлуатації. Проведено оцінку залишкового ресурсу на базі 3*D*-просторових аналогів для PBT і РСТ парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блоків № 4 і №5 ДТЕК «Курахівська TEC» з експериментально отриманими коефіцієнтами запасу міцності металу та урахуванням реальних умов експлуатації згідно станційних даних пошкоджуваності. Запропоновано рекомендації щодо повторного продовження терміну експлуатації високотемпературного енергетичного обладнання.

Ключові слова: ротор середнього тиску (РСТ), ротор високого тиску (РВТ), пуск з холодного стану, з неостиглого стану, з гарячого стану, залишковий ресурс, малоциклова втомлюваність, довготривала міцність.

O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO 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

The power-generating units at the Kurakhovska Heat Power Plant of 200MW with steam turbines K-200-130 that reached their fleet life require today the decision taking on the possibility of their further operation. In this connection, the problems of taking into consideration the damages caused by the action of high local temperatures, the local temperature nonuniformity and a reliable estimation of the residual life of rotors is vital. Based on the developed methods of calculated estimate of the action of local nonuniformity of heat losses we computed the residual life of HP and AP rotors of the steam turbine K-200-130-3. The elastically deformed rotor state was calculated taking into account the joint action of the temperature gradient, centrifugal forces and steam-pressure in operation. A total level of damage of the metal of HPR and APR was defined based on the computations of the low-cycle fatigue and the static damageability. The recommendations were given on the opportunity for the refreshing extension of the service life of high pressure rotors and low pressure rotors of the steam turbine of 200 MW used for the power-generating units No 4 and No 5 at Kurakhovska heat power plant, exceeding their fleet life stated in current normative documents. High pressure rotors and low-pressure rotors of the power-generating unit No 4 at Kurakhovska heat power plant can operate for additional 45 thousand hours and the power-generating unit No 5 can additionally operate during 50 thousand hours.

Key words: average pressure rotor, high pressure rotor, cold start-up, warm start-up, hot start-up, residual life, low-cycle fatigue and the long-term strength.

Введение

Согласно нормативным документам Министерства энергетики и угольной промышленности Украины парковый ресурс паровых турбин К-200-130 ЛМЗ равен 220 тыс. ч. при числе пусков 800 [1–2]. В 2006-2007 гг. КПИ им. Игоря Сикорского были выполнены работы по оценке остаточного ресурса высокотемпературного энергетического оборудования паровой турбины К-200-130 блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» и продлена его эксплуатация на 50 тыс. ч. На сегодняшний день сроки продления эксплуатации энергоблоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» истекли и возникла необходимость провести повторную оценку индивидуального ресурса данной турбины.

Цель работы

Выполнение оценки малоцикловой усталости и статической поврежденности роторов паровой турбины К-200-130 блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» с целью определения возможности повторного продления эксплуатации.

Анализ результатов контроля металла роторов высокого и среднего давления блока № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС»

Неразрушающий контроль был выполнен Службой металлов и сварки предприятия «Донбассэнергоналадка», а также Лабораторией металлов и сварки ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 и

© О. Ю. Черноусенко, Д. В. Рындюк, В. А. Пешко, 2018

2016 году. При визуальном контроле и магнитопорошковой дефектоскопии (МПД) ротора ВД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2004 г. выявлены кольцевые коррозионно-усталостные трещины в тепловых канавках № 3-8 первой обоймы, № 12 второй обоймы и в тепловых канавках диафрагменного уплотнения между 1-й и 2-й ступенями. Трещины выбраны, глубина выборок составила 1,4-4,0 мм. При визуальном контроле и МПД лабиринтовых уплотнений и галтельных переходов РВД в 2008 г. (Заключение № 2154-8 от 30.06.2008 г.) дефектов не обнаружено.

При визуальном контроле и МПД ротора РСД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2004 г. выявлены кольцевые коррозионно-усталостные трещины в тепловых канавках № 1-6 и на галтельном переходе диска 13 ступени (со стороны 14-й ступени). Трещины выбраны, глубина выборок в тепловых канавках составила 1,6-5,0 мм, по галтельному переходу – 2,5 мм. При визуальном контроле и МПД ротора СД в 2008 г. (Заключение № 2154-8 от 30.06.2008 г.) выявлены кольцевые коррозионно-усталостные трещины в тепловых канавках № 1-6 и на галтельном переходе диска 13 ступени (со стороны 14-й ступени). Трещины выбраны, глубина выборок в тепловых канавках составила 0,8-1,3 мм, по галтельному переходу -24 мм. При визуальном контроле и МПД ротора СД в 2012 г. (Заключение № 215-08 от 02.10.2012 г.) выявлены кольцевые коррозионно-усталостные трещины в тепловых канавках № 1-6 и на галтельном переходе диска 13 ступени (со стороны 14-й ступени). Трещины выбраны, глубина выборок в тепловых канавках составила 0,4-1,5 мм, по галтельному переходу – 1,8–3,4 мм.

Для блока № 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» при визуальном контроле с травлением и магнитопорошковой дефектоскопии в доступных местах роторов ВД И СД (галтельные переходы дисков и валов, концевые части валов, обод, гребни, полотно с разгрузочными отверстиями, тепловые канавки) в 1983, 1985, 1993 и 2003 годах трещин обнаружено не было. При визуальном контроле и ультразвуковой дефектоскопии роторов ВД и СД со стороны осевого канала в 1989 г. в роторе ВД на расстоянии 315 мм от торца ротора (сторона котла) обнаружены трещины с амплитудой меньше браковочной. По результатам последнего неразрушающего контроля состояния металла РВД и РСД (Заключения № 716-16 от 25.10.2016 г.), выполненного ООО «Интерэнергосервис», дефектов не обнаружено.

По результатам проведенного технического аудита состояния металла высокотемпературных элементов все обнаруженные дефекты в процессе поверочного расчета при моделировании геометрии РВД, РСД вносились в проектную конструкцию завода изготовителя.

ТС, НДС, малоцикловая усталость, статическая поврежденность и остаточный ресурс высокотемпературных роторов блоков № 4,5 ДТЭК «Кураховская ТЭС»

Моделирование теплового и напряженнодеформированного состояний высокотемпературных роторов паровой турбины К-200-130 блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» на стационарных и пусковых режимах работы осуществлялось в трехмерной постановке с использованием методов конечно-элементной разбивки [3–4]. Для анализа напряженно-деформированного состояния рассмотрены три режима: пуск из холодного состояния по типу XC ($t_{0мет} = 100$ °C), из неостывшего состояния HC-1 ($t_{0мет} = 240$ °C) и из неостывшего состояния HC-2 ($t_{0мет} = 410$ °C).

Численное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния роторов паровой турбины К-200-130 блока № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» показало, что определяющий ресурсные характеристики энергетического оборудования уровень суммарных напряжений (температурных, от действия центробежных сил и давления пара) на номинальном режиме эксплуатации и при пусках из различных тепловых состояний возникает для РВД и РСД в зоне осевого канала, первых обойм концевых уплотнений, а также в галтелях регулирующей и первых трех ступеней давления.

При пусках из холодного состояния XC для РСД блока № 4 максимальный градиент температур возникает в начальные этапы пуска (момент времени 4500 с). Высокие значения интенсивности напряжений наблюдаются в зоне передних концевых уплотнений за обоймой № 2 ($\sigma_i = 416,8$ МПа) и в зоне придисковой галтели за 13-ой ступенью ($\sigma_i = 454,6$ МПа). Значения размахов максимальной интенсивности напряжений, определяющие ресурс, приняты в зоне галтели за 13-ой ступенью $\sigma_i = 455$ МПа при температуре металла $t_{\rm M} = 410$ °C (рис. 1).

При пусках из неостывшего состояния HC-2 для РВД блока № 4 характерно возникновение зон максимальной интенсивности напряжений как в зоне 4-ой ступени давления РВД ($\sigma_i = 272,2$ МПа) в момент времени 1900 с (нагружение до 30 МВт), так и в зоне передних концевых уплотнений ($\sigma_i = 233,7$ МПа) при приближении момента выхода блока на номинальный режим (рис. 2). Температура металла в зоне 4-ой ступени давления РВД в момент времени 1900 с достигает порядка 673 °К (400 °C).

Амплитуда деформации согласно [5] определялась по значениям интенсивности деформаций в течение цикла нагружения (исходное состояние – нагружение – номинальный режим – разгружение – исходное состояние). Число циклов нагружения



Рис. 1 – Результаты оценки ротора СД в момент времени 4500 с (выдержка при 3000 об/мин) при пуске из XC: *a* – TC; *б* – НДС



Рис. 2 – Результаты оценки ротора ВД в момент времени 1900 с (нагружение до 30 МВт) при пуске из НС-2: а – ТС; б – НДС



Рис. 3 – Пуск из холодного состояния: а – контрольные области; б – размахи интенсивности условных упругих напряжений РСД 200

а



Рис. 4 – Пуск из НС-2: *а* – контрольные области; б – размахи интенсивности условных упругих напряжений РВД

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018 до появления трещин определялось по экспериментальным кривым малоцикловой усталости, полученным по результатам испытаний образцов на растяжение – сжатие при жестком симметричном цикле и постоянной температуре.

Суммарная поврежденность П', накопленная в металле роторов, работающих в условиях совместного действия ползучести при различных установившихся режимах и циклических нагрузок при различных переменных режимах, и остаточная наработка до появления трещины [т]_{ост} (в годах) определялась согласно [6].

При расчетах на малоцикловую усталость в РСД блока № 4 по результатам расчетов напряженно-деформированного состояния исследовались контрольные точки (рис. 3). В исследуемых узлах рассчитывались интенсивности условных упругих напряжений, главные напряжения в течение всего пускового времени для всех типов пусков. Строились графики размахов интенсивности условных упругих напряжений, по оси ординат откладывались интенсивности напряжений, а по оси абсцисс – время пуска из различных тепловых состояний. Для РСД блока № 4 размахи интенсивности условных упругих напряжений для пусковых режимов типа ХС представлены на рис. 3.

Аналогично были рассчитаны размахи интенсивности условных упругих напряжений для ротора высокого давления. При пусковых режимах типа HC-2 максимальные величины условных упругих напряжений наблюдаются в момент времени 5800 с (рис. 4).

В расчетах на малоцикловую усталость рассмотрено два случая. В первом, запас по числу циклов принимается на уровне $n_N = 5$ и по деформациям – $n_{\varepsilon} = 1,5$ в соответствии с рекомендациями [5]. Во втором случае, эти же коэффициенты приняты на уровне $n_N = 3$ и $n_{\varepsilon} = 1,25$. Такие значения получены в результате экспериментальных исследований структуры и свойств металла с целью уточнения характеристик длительной прочности и запасов прочности [7].

По данным Кураховской ТЭС, статистика пусков энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС из различных тепловых состояний за период с 01.02.1993 г. по 01.02.2006 г. составляет 296 пусков после 6-10 часов простоя, 43 пуска после 15-20 часов простоя, 58 пусков после 30-35 часов простоя, 77 пусков после 50-60 часов простоя и 132 пуска из холодного состояния, всего 606 пусков. Полной статистики по видам пусковых режимов на станции нет на данный момент, поэтому из имеющихся данных за период с 01.02.1993 г. по 01.02.2006 г. можно приближенно считать, что пусков по типу HC-2 было 296 (48,8 %), из HC-1 -178 (29,4 %) и из ХС соответственно 132 пуска (21,8 %) и такой режим работы продолжался до настоящего времени. Т.е. пусков по типу HC-2 было 1209, HC-1 было 727 пусков и из XC 539 пусков, всего 2475 пусков. При этом необходимо учитывать, что если энергоблок в период с 2012 по 2017 гг. работал в маневренном режиме (увеличенное количество пусков из неостывшего состояния НС-2 и горячего состояния ГС), то ресурсные характеристики могут существенно ухудшиться согласно проведенной для «ДТЭК Энерго» работы [8].

С учетом оценки малоцикловой усталости металла РВД, РСД паровой турбины К-200-130-3 (табл. 1–2) расчетная оценка повреждаемости, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального остаточного ресурса согласно рекомендациям [5, 6] для энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС представлена в табл. 3.

рр∏	Температура	Температура Интенсивность		Допускаемое число пусков, N _д		
тъд	$t_{\text{max}}, ^{\circ}\text{C}$ σ_i, MIIa	$σ_i$, MΠa	сформация, _{Ea пр} , %	$n_N = 5$ $n_{\varepsilon} = 1,5$	$n_N = 3$ $n_{\varepsilon} = 1,25$	
HC-2	508	172	0,0866	7000	>10000	
HC-1	508	201	0,0959	6200	9300	
XC	508	217	0,09909	5200	8200	

Таблица 1 – Расчетная оценка МЦУ металла РВД блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС

|--|

рсп	Температура	Интенсивность	Приведенная	Допускаемое число пусков, N _д		
РСД		напряжении,	деформация,	$n_N = 5$	$n_N = 5$	
	ι_{\max}, C	O_i , IVIII Ia	Ea np, 70	$n_{\varepsilon}=1,5$	$n_{\varepsilon}=1,5$	
HC-2	485	317	0,12561	3900	6400	
HC-1	485	217	0,10169	5800	8000	
XC	485	455	0,12356	2500	4170	

	и остаточного ресурса роторов РВД и РСД энергоолока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС									
N⁰	Наименование	Формула	РВД		РСД					
1.	Температура металла	t, °C	508		5	500				
2.	Интенсивность напряжений	<i>σімах</i> , МПа	10	7,2	10	05,5				
3.	Предел текучести	σ ₀₂ ^в , МПа	40	0,0	40	05,0				
4.	Ном. экв. напряжение	σэ, МПа	17	2,0	18	85,0				
5.	Запас прочности по σ_{imax}	$n'_{\rm T} = \sigma_{02}^{\rm B} / \sigma_{i\rm Max}$	3,	73	3	,83				
6.	Запас прочности по σ_{2}	$n''_{\mathrm{T}} = \sigma_{02}^{\mathrm{B}} / \sigma_{\mathfrak{H}}$	2,3	2,325		,162				
7.	Общее число пусков	n _{общ}	2475		2475					
8.	Общая наработка	τ _{общ} , ч	261	261773		1773				
9.	Коэффициенты запаса	$n_{ ext{ iny L}} \setminus n_{arepsilon}$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25				
10.	Допускаемое число циклов по	$[N_{pl}] n_{\rm HC-2} = 1209$	7500	>10000	3900	6400				
	различным типам пусков	$[N_{pl}] n_{\rm HC-1} = 727$	6200	9300	5800	8000				
		$[N_{pl}] n_{\rm XC} = 539$	5200	8200	2500	4170				
11.	Циклическая поврежденность	$[\Pi_{\rm II}] = \sum n_l / [N_{pl}], \%$	38,21	26,48	65,10	40,90				
12.	Допус. время работы	[<i>t_{pl}</i>], ч	3,7×10 ⁵	5,6×10 ⁵	3,7×10 ⁵	5,6 ×10 ⁵				
13.	Статическая поврежденность	$[\Pi_{\rm ct}] = \sum \tau_{\rm obm} / [t_{pl}], \%$	70,75	46,75	70,75	44,52				
14.	Суммарная поврежденность	$[\Pi_{\Sigma}] = [\Pi_{cT}] + [\Pi_{II}], \%$	108,96	73,23	135,85	85,42				
15.	Остаточный ресурс	$T_{\rm oct} = G \times \tau_{\rm год}$, час	<0	95714	<0	44667				

Таблица 3 – Расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах

Необходимо при определении остаточного ресурса роторов иметь ввиду, что оценка кратковременной статической прочности роторов выполняется по номинальным напряжениям от центробежных сил без учета температурных напряжений и их концентрации $\sigma_{imax} = \sigma_{\text{ЦБС}}$, а также по максимальному значению номинального эквивалентного напряжения σ_3 по рекомендациям [5, 6]. Коэффициент запаса по пределу текучести материала цельнокованых роторов $\sigma_{02^{\text{в}}}$ при расчетной температуре *t* на стационарном режиме должен удовлетворять условию $n'_{\text{т}}$, $n''_{\text{т}} \ge 1,6$.

Если допустимое количество пусков $[N_{pl}]$ приводит к значительному снижению ресурсных характеристик при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов\по деформациям на уровне 5 \ 1,5, то по решению экспертной комиссии, состоящей из представителей электрической станции и специализированных организаций, можно допустить снижение коэффициентов запаса прочности по количеству циклов и по деформациям 3 \ 1,25, учитывая данные экспериментальных исследований КПИ им. Игоря Сикорского и Института проблем прочности НАН Украины [7, 8].

При определении статической поврежденности по нормативным документам [1, 2, 5] допускаемое время работы металла выбирается по диаграммам длительной прочности [8] и составляет 370 тыс. ч. С учетом проведенных экспериментальных исследований НТУУ КПИ имени Игоря Сикорского и Института проблем прочности НАН Украины [7, 8] допускаемое время работы металла можно увеличить до 560 тыс. ч., тогда остаточный ресурс увеличится.

Таким образом, суммарная поврежденность РВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 4 Кураховской ТЭС составляет 108,96 %, а РСД – 135,85 % при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 5 и 1,5, а также допускаемом времени работы металла 370 тыс. ч. Если суммарная поврежденность металла ротора ЦВД больше 100 %, то дальнейшая эксплуатация оборудования не возможна [6].

При коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3 и 1,25, а также допускаемом времени работы металла 560 тыс. ч. суммарная поврежденность РВД находится на уровне 73,23 %, а РСД – на уровне 85,42 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для РСД составит порядка 1695 пусков, а для ротора РВД допустимое дополнительное расчетное число пусков составляет 2725 пуска в консервативном случае минимального допустимого из всех видов расчетного числа пусков.

Запасы кратковременной статической прочности роторов нигде не выходят за пределы допустимых, что позволяет дальнейшую эксплуатацию. Если экспертная комиссия может допустить снижение коэффициентов запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3 \ 1,25, а также принять допускаемое время работы металла на уровне 560 тыс. ч., то остаточный ресурс РВД энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС может быть увеличен до 95714 ч, а РСД – до 44667 ч. Это позволит продлить эксплуатацию РВД и РСД на 45 тыс. часов при числе пусков 400.

Расточка тепловых канавок в роторах ЦВД и ЦСД для устранения образовавшихся дефектов типа трещин и снятия поверхностного слоя металла, подвергшегося пластическому деформированию, несколько уменьшает величину действующих напряжений.

Для энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС статистика пусков блоков из различных тепловых

состояний (по часам) за период с 01.02.1993 г. по 01.02.2006 г. составляла 366 пусков после 6-10 часов простоя, 60 пусков после 15-20 часов простоя, 59 пусков после 30–35 часов простоя, 64 пуска после 50–60 часов простоя и 151 пуск из холодного состояния, всего 700 пусков.

При условии отсутствия полной статистики по пускам из различных тепловых состояний паровой турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС по состоянию на август 2017 года приближенно можно считать, что для РВД пусков по типу НС-2 было 1549 (52 %), НС-1 было 774 (26 %) пусков и из XC соответственно 655 пуска (22 %), всего 2978 пусков.

Для РСД, который был демонтирован с энергоблока № 9 и установлен на энергоблок № 5, количество пусков за весь период эксплуатации составляет 1742, наработка равна 241544 ч. Пусков по типу НС-2 было 906 (52 %), НС-1 было 453 (26 %) пусков и из ХС – 383 пуска (22 %).

Расчетная оценка повреждаемости, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального остаточного ресурса для энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС представлена в таблице 4.

Таблица 4 – Расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах и остаточного ресурса роторов РВЛ и РСЛ энергоблока № 5. ЛТЭК Кураховская ТЭС

N₂	Наименование	Формула	PE	ЗД	I PCJ	
1.	Общее число пусков по дан- ным КуТЭС	л _{общ}	2978		17	42
2.	Общая наработка по данным КуТЭС	t _{общ} , ч	243785		241544	
3.	Коэффициенты запаса	$n_N \setminus n_{arepsilon}$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
4.	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}] n^{\text{PB}\mathcal{I}}_{\text{HC-2}} = 1549 n^{\text{PC}\mathcal{I}}_{\text{HC-2}} = 906$	7500	>10000	3900	6400
		$[N_{pl}] n^{\text{PBA}}_{\text{HC-1}} = 774 n^{\text{PCA}}_{\text{HC-1}} = 453$	6200	9300	5800	8000
		$[N_{pl}] n^{\text{PB},\text{XC}} = 656$ $n^{\text{PC},\text{XC}} = 383$	5200	8200	2500	4170
5.	Циклич. поврежденность	$[\Pi_{II}] = \sum n_l / [N_{pl}],\%$	45,74	31,8	46,37	29,01
6.	Допус. время работы	[t _{pl}], 10 ⁵ ч	3,7	5,6	3,7	5,6
7.	Статич. поврежденность	$[\Pi_{cr}] = \sum \tau_{oom} / [t_{pl}], \%$	65,89	43,53	65,28	41,08
8.	Суммарная поврежденность	$[\Pi_{\Sigma}] = [\Pi_{cT}] + [\Pi_{II}], \%$	111,68	75,33	111,65	70,09
9.	Остаточный ресурс	$T_{\rm oct} = G \times \tau_{\rm год}, ч$	<0	79820	<0	103088

Суммарная поврежденность РВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 111,68 %, а РСД – 111,65 % при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 5 и 1,5, а также допускаемом времени работы металла 370 тыс. ч., т.е. дальнейшая эксплуатация оборудования не возможна [6]. При сниженных коэффициентах запаса прочности и увеличенном допустимом времени на работы на стационарном режиме, суммарная поврежденность РВД находится на уровне 75,33 %, а РСД – на уровне 70,09 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для РСД составит порядка 758 пусков, а для РВД – 2222 пуска в самом консервативном случае.

Выводы

1. Расчеты на малоцикловую усталость и статическую поврежденность РВД, РСД паровой турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС показали, что при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3 и 1,25, а также допускаемом времени работы металла 560 тыс. ч. суммарная поврежденность РВД находится на уровне 73,23 %, а РСД – 85,42 %. Если экспертная комиссия (представители электрической станции, специализированных и других организаций) может допустить снижение коэффициентов запаса прочности по количеству циклов и по деформациям, а также принять допускаемое время работы металла на уровне 560 тыс. ч., то индивидуальный остаточный ресурс РВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС может быть увеличен до 95714 ч, а РСД – до 44667 ч, что позволит продлить эксплуатацию роторов ВД и СД на 45 тыс. часов при дополнительном числе пусков не более 400.

2. Расчеты на малоцикловую усталость и статическую поврежденность роторов РВД, РСД паровой турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС показали, что при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3 и 1,25, а также допускаемом времени работы металла 560 тыс. ч. суммарная поврежденность РВД находится на уровне 75,33 %, а РСД – на уровне 70,09 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для РСД составит порядка 758 пусков, а для РВД – 2222 пуска в самом консервативном случае. Т.о. остаточный ресурс РВД энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС может быть увеличен до 79820 ч, а РСД – до 103088 ч, что позволит продлить эксплуатацию роторов ВД и СД на 50 тыс.

3. Анализ результатов контроля металла ротора ВД за весь период эксплуатации свидетельствует об их удовлетворительном состоянии и совместно с результатами произведенных расчетов должны быть учтены при составлении решения экспертно-технической комиссии о продлении срока эксплуатации элементов турбины.

Список литературы

- 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: Мво палива та енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
- СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
- Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). Бібліогр.: 8 назв. С. 34–40. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.
- Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Оценка малоцикловой усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора високого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10 (1232). Бібліогр.: 5 назв. С. 29–37. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04.
- РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. Москва, 1985. № АЗ– 002/7382. 49 с.
- РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. Москва, 1996. 98 с.
- Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T. [et. al.]. 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. Volume 5. Issue 4. pp. 302–309.
- Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енерге-

тичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). Бібліогр.: 7 назв. С. 6–17. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.

Bibliography (transliterated)

- (2005), ND MPE Ukrayiny'. Kontrol' metalu i prodovzhennya terminu ekspluataciyi osnovny'x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy'x elektrostancij. – Ty'pova instrukciya. SOU–N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
- Shulzhenko, N. G. (2011), SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 Vy'znachennya rozraxunkovogo resursu ta ocinky' zhy'vuchosti rotoriv ta korpusny'x detalej turbiny': Metody'chni vkazivky'/ Minenergovugillya Ukrayiny' [Determination of the estimated resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines], Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.
- Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; *block No 1 Operated by the PJSC "Kharkiv CHPP-5", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05
- Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Estimating the Low-Cycle Fatigue, Damageability and the Residual Life of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC "Kharkiv CHPP-5", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 10(1232), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04
- 5. (1985), RTM 108.021.103. Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
- 6. (1996), RD 34.17.440–96. Metodicheskie ukazanija o porjadke provedenija rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life], Moscow, Russian.
- Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T. [et. al.] (2016), "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, Volume 5, Issue 4, pp. 302–309.
- Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), "Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.

Поступила (received) 03.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юріївна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga Yuriivna) – 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.

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

Пешко Віталій Анатолійович (Пешко Виталий Анатольевич, Peshko Vitaliy Anatoliyovych) – кандидат технічних наук, КПІ ім. Ігоря Сікорського, асистент 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. УДК 621.165

О. П. УСАТИЙ, Ю. В. ЖІВОТЧЕНКО

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЕФЕКТИВНОСТІ ОКРЕМИХ ВІДСІКІВ ПОТУЖНОЇ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ НА РЕЗУЛЬТАТИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТУРБОБЛОКА

Стаття присвячена питанням оптимізації теплової схеми паротурбінної установки з використанням програмного комплексу DNA, створеного групою авторів Датського технічного університету та програмного комплексу багатопараметричної оптимізації, розробленого на кафедрі турбінобудування НТУ «ХПІ». Алгоритми оптимізації базуються на методах теорії планування експерименту (використовуються насичені плани Рехтшафнера) та методі створення формальних макромоделей цільових функцій підвищеної точності. Крім цього, для пошуку оптимальних рішень багатоекстремальних цільових функцій також були задіяні ЛПт послідовності та метод пошуку оптимального рішення «Рій бджіл». По результатам розв'язання низки задач з оптимізації теплової схеми була проведена оцінка впливу ефективності окремих відсіків турбіни на значення параметрів, які оптимізиції теплової схеми були забазпечуки оптимізаційної задачі і обраного критерію якості були знайдені оптимальні варіанти теплової схеми турбоблоку, що забезпечують економію умовного палива від 10000 до 13000 т/рік. Також було виявлено факт істотного впливу рівня внутрішнього відносного ККД першого відсіку на оптимальний перерозподіл теплового перепаду турбіни між її відсіками.

Ключові слова: DNA, планування експерименту, оптимізація, теплова схема, критерії якості.

А. П. УСАТЫЙ, Ю. В. ЖИВОТЧЕНКО АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТДЕЛЬНЫХ ОТСЕКОВ МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Статья посвящена вопросам оптимизации тепловой схемы паротурбинной установки с использованием программного комплекса DNA, созданного группой авторов Датского технического университета и программного комплекса многомерной оптимизации, разработанного на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ». Алгоритмы оптимизации основаны на методах теории планирования эксперимента (используются насыщенные планы Рехтшафнера) и методе создания формальных макромоделей целевых функций повышенной точности. Кроме этого, для поиска оптимальных решений многоэкстремальных целевых функций также были задействованы ЛПт последовательности и метод поиска оптимальных решения «Рой пчел». По результатам решения ряда задач по оптимизации тепловой схемы была проведена оценка влияния эффективности отдельных отсеков турбины на значения параметров, которые оптимизируются. В зависимости от постановки оптимизационной задачи и выбранного критерия качества были найдены оптимальные варианты тепловой схемы турбоблока, которые обеспечивают экономию условного топлива от 10000 до 13000 т/год. Также был выявлен факт существенного влияния уровня внутреннего относительного КПД первого отсека на оптимальное перераспределение теплового перепада турбины между ее отсеками.

Ключевые слова: DNA, планирование эксперимента, оптимизация, тепловая схема, критерии качества.

A. USATY, YU. ZHIVOTCHENKO ANALYZING THE INFLUENCE OF THE EFFICIENCY OF INDIVIDUAL COMPARTMENTS OF HIGH-POWER STEAM TURBINE ON THE OPTIMIZATION DATA OF A HEAT FLOW DIAGRAM OF THE TURBINE PLANT

This scientific paper is devoted to the optimization issues of the heat flow diagram of steam turbine plant. Optimal parameters of the heat flow diagram are searched for automatically by connecting the Dynamic Network Analysis (DNA) software system developed by the team of scientists from the Danish Technology University to the software system of multiparametric optimization developed by the Turbine Building Department of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". The applied optimization technique is based on the methods of experiment planning (saturated Rechtschafner plans are used), methods of improved accuracy and reliability of created formal macromodels of the finite function, the method of LPT series and the method of "bee swarm" used for the search of optimal solution of multiextreme finite function. Based on the solution data of a number of the problems on the heat flow diagram optimization we evaluated the influence of the efficiency of individual turbine compartments on optimized parameter values. Depending on the formulation of optimization problem and selected quality criteria the optimal options for the heat flow diagram of the turbine plant were found that provide the saving of conventional fuel in amount of 10000 to 13000 t/year. In addition, the research done allowed us to define the most promising approaches to a further increase in the efficiency of heat flow diagrams of the turbine plant. A considerable influence of the level of internal relative coefficient of efficiency of the first compartment on optimal redistribution of the heat difference between the turbine compartments has been established. **Key words:** DNA, DOE, optimization, heat flow diagram, and the quality criteria.

Вступ

На сьогодні, зважаючи на постійне збільшення споживання електроенергії в Україні, а також на складність широкого використання відновлювальних джерел енергії через високу вартість їх виробництва і невеликі одиничні по-тужності, єдиною гарантованою можливістю забезпечення потреб суспільства в енергії, буде збільшення споживання традиційних паливно-енергетичних ресурсів. Однак, це може призведе до загострення економічних питань, пов'язаних зі збільшенням вартості і обмеженістю їх запасів, а також матиме негативний вплив на екологічне становище в країні. Враховуючи наведені чинники стає необхідним введення заходів для підвищення ефективності добування, транспортування, переробки, і споживання енергоресурсів.

Одним з таких заходів ϵ оновлення і модернізація існуючого обладнання теплових схем TEC і

© О. П. Усатий, Ю. В. Жівотченко, 2018

АЕС. Розв'язання задач підвищення ефективності ТЕС і АЄС при їх модернізації не може бути реалізовано в повній мірі без використання сучасних методів оптимального проектування. Одним з ефективних методів розв'язання такого роду оптимізаційних задач є використання заміни складної ресурсоємкої вихідної математичної моделі, заснованої на моделюванні фізичних процесів, що відбуваються в елементах на деяку апроксимаційну залежність її цільової функції – формальну макромодель підвищеної точності (ФММ) [1]. Найбільш зручно такі залежності створювати у вигляді степеневих поліномів, отримання яких засноване на обробці результатів чисельних експериментів, поведених з використанням вихідної математичної моделі.

В даній статті розглядаються результати оптимізація теплової схеми за різними критеріями якості, а також, проводиться аналіз впливу ефективності окремих відсіків потужної парової турбіни на результати оптимізації теплової схеми турбоблока. Алгоритми оптимізації засновані на використанні методів теорії планування експерименту (для створення ФММ цільових функцій на основі вихідної математичної моделі), ЛПт послідовності [2] та методу «Рою бджіл» [3].

На сьогоднішній день приділяється багато уваги розв'язанню задач оптимізації теплових схем з використанням сучасних методів оптимізації, наприклад, [4, 5].

Мета дослідження

Метою дослідження є підвищення ефективності турбоблоків за допомогою оптимізації параметрів теплової схеми.

Методика оптимізації теплової схеми

Використання математичних моделей разом з сучасною обчислювальною технікою, при пошуку оптимального рішення, дозволяє розглянути величезну кількість альтернативних варіантів, а також істотно прискорити і здешевити процес розробки нових конструкцій і модернізації тих, що вже існують. Таким чином, для розв'язання задачі оптимізації теплової схеми паротурбінної установки з застосуванням даного підходу необхідно мати різноманітні математичні моделі теплообмінного обладнання, яке використовуються в тепловій схемі. Широкий спектр математичних моделей необхідних для моделювання процесів в елементах теплових схем застосовується в багатьох програмних комплексах таких як CycleTEMPO [6], AxCYCLE [7], об'єктно-орієнтований ітераційнорекурсивний алгоритм моделювання термогідравлічних систем [8], Dynamic Network Analysis (DNA) [9], та інших.

Короткий огляд цих програмних інструментів показав, що універсальний програмний комплекс *DNA* розроблений групою авторів в Датському технічному університеті якнайкраще підходить для розв'язання задачі автоматизації розрахункового експерименту з ціллю подальшого створення ФММ цільових функцій та оптимізації теплової схеми.

Головна перевага програмного комплексу DNA перед більшістю розглянутих програм полягає в тому, що його можна використовувати в пакетному режимі, а це надає можливість організувати автоматичний процес обміну інформацією між комплексом DNA та програмою багатопараметричної оптимізації і забезпечити ефективне розв'язання задачі оптимізації теплових схем.

Файлова система вводу і виводу даних комплексу *DNA* зручна для формування файлу вихідних даних і зчитування результатів за допомогою строкових класів *QString* бібліотеки *Qt*.

В якості параметрів, що оптимізуються були обрані рівні тисків пари за кожним відсіком, а також значення витрат пари у відбори. При виборі діапазонів зміни параметрів, які оптимізуються була врахована обов'язкова вимога, щодо недопущення кипіння живильної води за підігрівачами.

Таким чином, планування обчислювального експерименту відбувалося в гіперкубі, границі якого були обрані за умови, щоб значення наявного теплового перепаду на відсік не відрізнялось від вихідного варіанту більш ніж на ± 5 %, а витрати пари у відбори не більш ніж на ± 2 %.

Основний план чисельного експерименту створено з застосуванням економних багатофакторних планів Рехтшафнера [10].

Для організації підключення розрахунку теплової схеми за передбаченими в плані параметрами, попередньо був створений файл з розширенням .tmp – це файл-шаблон вихідних даних в якому значення параметрів, що оптимізуються, були замінені на символьні маркери, як зображено на рис. 1.

```
АDDCO P 2 7,5

ADDCO P 4 1,9

ADDCO P 6 0,38

ADDCO M MP_turbine 3 254

ADDCO M MP_turbine 2 5 232

ADDCO M LP_turbine 7 221,4

a

ADDCO P 2 X1

ADDCO P 4 X2

ADDCO P 6 X3

ADDCO M MP_turbine 3 X4

ADDCO M MP_turbine 2 5 X5

ADDCO M LP_turbine 7 X6

\delta

Рис. 1 – Зразок створення шаблону

з файлу вихідних даних:
```

```
a- {\rm ф}айлвих<br/>ідних даних; б- {\rm ф}айл-шаблон
```

Далі, відповідно до плану експерименту, виконується построкове зчитування файлу-шаблону та здійснюється послідовна заміна символьних маркерів на значення параметрів з плану експерименту. Отримана копія файлу-шаблону зі значеннями параметрів з плану експерименту зберігається, як файл даних для комплексу DNA з розширенням .dna. Таким чином формується файл вихідних даних теплової схеми, який потім використовуєть-

$$y(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n \left(a_{(i,k)} + \left(b_{(i,k)} + \left(\frac{c_{(i,k)}}{2} + \Delta q_{(i,k)} \frac{d_{(i,k)}}{6} \right) \Delta q_{(i,k)} \right) \Delta q_{(i,k)} \right) + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n A_{ij} q_i q_j , \qquad (1)$$

схеми наступного вигляду:

де $a_{(i, k)}, b_{(i, k)}, c_{(i, k)}, d_{(i, k)}$ – коефіцієнти кубічного сплайна, поточної (k-ї) інтерполяційної ділянки *i*-ї незалежної змінної. Для кожної незалежної нормованої змінної q_i існує кілька інтерполяційних ділянок в діапазоні між –1 i +1;

 $\Delta q_{(i,k)}$ – відстань між поточним значенням

q_i і координатами початкового вузла *k*-ї ділянки

сплайна, у якого значення координати q_i знаходяться між координатами початкового і кінцевого його вузлів.

Використовуючи комбінацію методів ЛПт пошуку і «Рою бджіл» виконуємо оптимізацію теплової схеми. З наступним перерахунком теплової схеми з оптимальними параметрами в програмному комплексі DNA.

Слід зазначити, що представлений в роботі підхід щодо розв'язання задачі оптимізації параметрів теплової схеми виник в середовищі науковців кафедри турбінобудування НТУ «ХПІ» в науковій школі оптимального проектування проточних частин турбомашин, яка була започаткована ще в 70 роки минулого століття д.т.н., проф. Бойко Анатолієм Володимировичем. Розв'язанню цієї задачі проф. Бойко А.В. приділяв особливу увагу та надавав відповідну підтримку за що автори висловлюють йому свою повагу та вдячність.

Оптимізація теплової схеми турбоустановки *KUNDBY*

ся для розрахунку поточного варіанту теплової

схеми програмним комплексом DNA. Потім, в ав-

томатичному режимі, програмою оптимізації зчи-

тується файл результатів розрахунку теплової

схеми і виконується вибір значень параметрів, які

дозволяє створити ФММ цільової функції теплової

Відповідна обробка отриманих результатів

відповідають критеріям якості теплової схеми.

Для апробації можливості розв'язання задачі оптимізації теплової схеми за вищенаведеною методикою були проведені дослідження з оптимізації параметрів теплової схеми турбоустановки *KUNDBY*, яка наведена в програмному комплексі *DNA* в якості прикладу теплової схеми паротурбінної установки (рис. 2).

Слід зауважити, що для моделювання процесів в відсіках турбіни була використана модель *TURBIN_1*, для якої, в якості додаткових умов, необхідно задати значення масової витрати пари через відсік та тиск за ним. Діапазони зміни параметрів, що оптимізуються наведено в табл. 1.



Рис. 2 – Теплова схема турбоагрегату *KYNDBY*: *I* – парогенератор; *3*, *4*, *5*, *6* – відсіки турбіни; *7* – конденсатор; *8* – конденсатний насос;

9, 10 – регенеративні підігрівачі низького тиску; 11 – деаератор; 12 – живильний насос; 2, 13, 14 – засувка

Поромотри	Позначення	Маркер	Значення			
Параметри			Вихідні	Мінімальні	Максимальні	
Тиск пари за <i>I</i> відсіком, бар	P2	X1	7,50	6,589	8,500	
Тиск пари за <i>II</i> відсіком, бар	P3	X2	1,90	1,733	2,082	
Тиск пари за <i>III</i> відсіком, бар	P4	X3	0,38	0,353	0,409	
Витрата пари на II відсік турбіни, кг/с	M3	X4	254,0	248,9	259,1	
Витрата пари на III відсік турбіни, кг/с	M5	X5	232,0	227,4	236,6	
Витрата пари на IV відсік турбіни, кг/с	M7	X6	221,4	217,0	225,8	

Таблиця 1 – Діапазони зміни параметрів, що оптимізуються

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

Критерій якості	Значення оптимальних параметрів					Характеристики ефективності теплової схеми				
	P2	P4	P6	M3	M5	M7	\overline{N} , кВт·год/кг	$\eta_{\text{терм}}$	η _{<i>i</i>ц}	$\eta_{a\delta c}$
\overline{N}	6,589	1,733	0,365	259,1	236,6	217,0	3,1462	45,57	84,75	38,618
$\eta_{\text{терм}}$	8,500	1,733	0,353	259,1	236,6	217,0	3,1441	45,58	84,72	38,592
η _{<i>i</i>ц}	6,589	1,733	0,353	259,1	227,4	217,0	3,1342	45,37	84,79	38.471
$\eta_{a \delta c}$	6,350	1,733	0,353	259,1	236,6	217,0	3,1462	45,57	84,75	38,618
Вихідний варіант	7,500	1,900	0,380	254,0	232,0	221,4	3,0950	44,89	84,63	37,99

Таблиця 2 – Результати пошуку оптимальних параметрів для різних критеріїв якості

Критеріями якості теплової схеми були обрані наступні параметри:

1) питома потужність;

2) термічний ККД циклу;

3) відносний внутрішній ККД циклу;

4) абсолютний ККД циклу.

Питома потужність визначалася за формулою:

$$\overline{N} = \frac{N}{B}, \qquad (2)$$

де *N* – механічна потужність вироблена на валу турбіни, кВт;

В – витрата умовного палива, кг/год,

$$B = \frac{Q_{\rm H} \cdot 3600}{Q_{\rm H}^{\rm p} \cdot 10^3},$$
 (3)

де Q_{μ} – кількість теплоти підведеної до циклу від спалювання палива, кДж/с;

 $Q_{\rm H}^{\rm p}$ – робоча нижча теплота згорання умовного палива, $Q_{\rm H}^{\rm p}$ = 29,33 МДж/кг.

Термічний ККД циклу визначається за формулою:

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{L_{\text{u}}}{Q_{\text{u}}}, \qquad (4)$$

де $L_{\rm II}$ – теоретична робота цикла, кВт, що визначається як,

$$L_{\rm II} = L_I + L_{II} + L_{III} + L_{IV} \,, \tag{5}$$

де $L_I, L_{II}, L_{III}, L_{IV}$ – теоретична робота першого, другого, третього і четвертого відсіків турбіни відповідно, які визначаються як добуток теплових перепадів відповідних відсіків на масову витрату пари через нього.

Відносний внутрішній ККД циклу визначається за формулою:

$$\eta_{i\mu} = \frac{N}{L_{\mu}} \,. \tag{6}$$

Абсолютний ККД циклу визначається за формулою:

$$\eta_{a\delta c} = \eta_{i\mu} \eta_{\text{терм}} \,. \tag{7}$$

Значення знайдених в результаті оптимізації параметрів, за переліченими критеріями якості наведено в табл. 2.

В результаті оптимізації за такими критеріями якості як питома потужність і абсолютний ККД циклу відбувається зміна параметрів за відсіками і перерозподіл теплових перепадів таким чином, щоб більший тепловий перепад і більша витрата пари спрацьовувались у відсіках з більшим значенням відносного внутрішнього ККД. Як видно з рис. З відбувається збільшення теплового перепаду, що спрацьовується на *I*-му відсіку турбіни за рахунок зменшення теплового перепаду останнього відсіку, що має найменшу ефективність і найменшу витрату пари за рахунок регенеративних відборів.

При оптимізації за таким критерієм якості як термічний ККД, що не враховує ефективності відсіків, відбувається перерозподіл теплових перепадів (рис. 3*a*), таким чином, щоб параметри пари у відбір до деаератора були найвищими, це дозволяє збільшити початковий нагрів живильної води і таким чином знизити витрату палива. Даний перерозподіл призведе до зменшення виробленої потужності першого відсіку турбіни за рахунок зменшення спрацьованого в ньому теплового перепаду і як наслідок до погіршення інших характеристик ефективності теплової схеми (питомої потужності, відносного внутрішнього ККД циклу і абсолютного ККД циклу, див. табл. 2).

При оптимізації теплової схеми з критерієм якості – відносний внутрішній ККД, відбувається перерозподіл витрати пари таким чином, щоб зменшити кількість пари, що надходить до відсіків з меншим відносними внутрішніми ККД рис. Зб, але за даних умов відбувається зменшення виробленої потужності *III* відсіку турбіни і як наслідок зменшення питомої потужності і абсолютного ККД теплової схеми порівняно з результатами оптимізації по іншим критеріям якості. Узагальнюючи отримані результати можна підтвердити доцільність вибору в якості критерію якості теплової схеми турбоагрегату питомої потужності, або зворотного до неї показника – питому витрату умовного палива.







Рис. 3 – Перерозподіл теплових перепадів і витрат пари через відсіки турбіни залежно від критерію якості теплової схеми: *a* – перерозподіл теплового перепаду; *б* – перерозподіл витрати пари



а Рис. 4 – Зміна теплових перепадів на відсік турбіни, залежно від зміни відносного внутрішнього ККД відсіків турбіни: *a* – І відсіку; *б* – ІІ відсіку



Рис. 5 – Перерозподіл теплових перепадів по відсіках турбіни залежно від зміни відносного внутрішнього ККД відсіків турбіни: *a* – І відсіку; *б* – ІІ відсіку

При оптимізації теплових схем відносний внутрішній ККД відсіків зазвичай приймають постійною величиною, однак при оптимізації за рахунок зміни параметрів між відсіками, також буде змінюватись і ефективність проточної частини.

Проведення аналізу впливу ефективності окремих відсіків на результати оптимізації слід про-

водити по такому критерію якості, як питома потужність. Дослідження проводилися в діапазоні зміни значень відносного внутрішнього ККД відсіків в межах ± 6 % відносно вихідного варіанту. Значення оптимальних параметрів і характеристики оптимальних варіантів теплової схеми наведено рис. 4–6.



Рис. 6 – Зміна відносної потужності і відносної витрати палива залежно від зміни відносного внутрішнього ККД відсіку

Результати проведеного аналізу впливу відносного внутрішнього ККД відсіків турбіни на результати оптимізації підтверджують раніше зроблені висновки. Параметри пари за відсіками і величини витрат пари в процесі оптимізації змінюється таким чином, щоб більший тепловий перепад і більша витрата пари спрацьовувались у відсіку з більшою ефективністю.

При зменшенні ефективності першого відсіку відбувається зміна параметрів за ним таким чином, щоб більший тепловий перепад спрацьовувався на другому відсіку.

Зміна ефективності III і IV відсіків в заданому діапазоні не здійснює значного впливу на результати оптимізації теплової схеми, оскільки навіть при максимальному підвищенні їх відносні внутрішні ККД залишаються нижчими (III-го 81,1 %), IV-го 75,65 %) від ККД І-го (88,5 %) та ІІ-го (87,8 %) відсіків. Вплив відносних внутрішніх ККД відсіків на перерозподіл теплоперепадів в процесі оптимізації більш детально відображено на рис. 5 у відносних величинах розрахованих за формулою:

$$\Delta h = \frac{h_{\text{опт}} - h_{\text{вих}}}{h_{\text{вих}}} 100 \%, \qquad (8)$$

де $h_{\text{опт}}$ – дійсний тепло перепад спрацьований на вихідному відсіку, кДж/кг;

*h*_{вих} – дійсний теплоперепад спрацьований на оптимізованому відсіку, кДж/кг.

В процесі оптимізації при зміні ефективності відсіків відбувається одночасно і підвищення потужності і підвищення витрати палива. Незважаючи на це загальний показник – питома потужність збільшується.

Як видно з рис. 6 темпи зростання потужності суттєво перевищують темпи зростання витрати палива, яка навіть при най несприятливих умовах (збільшення відносного внутрішнього ККД на 6 %, що призводить до максимального зменшення параметрів пари у відбір на деаератор) залишається меншою на 0,5 % за аналогічний показник не оптимізованої теплової схеми.

Найбільший вплив на витрату палива здійснюють параметри у відбір до останнього підігрівача відбір пари до якого здійснюється за першим відсіком турбіни, тому що при зміні відносного внутрішнього ККД *II* і *IV* відсіків турбіни цей показник залишається незмінним.

З графіку представленого на рис. 6 видно, що найбільше впливає на питому потужність теплової схеми турбоагрегату рівень ефективності першого відсіку турбіни. Дещо менший вплив має рівень ефективності другого відсіку турбіни. Вплив ефективності двох останніх відсіків турбіни на рівні оптимальних параметрів та питомої потужності турбоагрегату *KYNDBY* практично відсутній.

Слід зазначити, що отримані результати досліджень з впливу рівнів ефективності відсіків парової турбіни на критерій якості теплової схеми (питому потужність) були отримані і справедливі тільки для турбоагрегату *KYNDBY*. Ці результати не можуть бути в повному обсязі рекомендовані для використання на інших паротурбінних установках.

Висновки

 Розроблено і апробовано методику з організації ефективного використання програмних продуктів розроблених різними авторами для створення відповідного середовища автоматичного розв'язання оптимізаційних задач, на прикладі оптимізації теплових схем турбоагрегатів.

2) Проведені дослідження показали, що результати оптимізації теплової схеми турбоустановки *KUNDBY* мають суттєву залежність від рівня відносного внутрішнього ККД перших двох відсіків турбіни.

3) Підтверджено відомий факт, що враховуючи наявність розвинених систем регенерації в сучасних паротурбінних установках, і велику кількість відборів робочого тіла для інших потреб, питома потужність є найбільш справедливим критерієм якості при оптимізації теплових схем турбоагрегатів.

4) Проведені розрахункові дослідження з оптимізації теплових схем, показали надійність і адекватність результатів, які отримуються за допомогою методики пошуку оптимальних рішень заснованої на використанні формального макромоделювання цільових функцій, ЛПт послідовності та методу «Рою бджіл».

5) В результаті оптимізації теплової схеми турбоустановки *KUNDBY* був досягнутий рівень економії умовного палива в 13000 т/рік.

6) Зважаючи на високий рівень залежності результатів оптимізації теплової схеми від рівнів ефективності відсіків турбін, стає очевидним, що задача оптимального проектування турбоблока повинна розв'язуватися з одночасною оптимізацією параметрів теплової схеми і параметрів проточної частини турбіни.

Список літератури

- Бойко А. В., Усатый А. П., Руденко А. С. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации : моногр. Харьков: НТУ «ХПІ», 2014. 220 с. На рус. яз.
- Соболь И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Москва: Наука, 1981. 110 с.
- Усатый А. П. Всережимная многопараметрическая многокритериальная оптимизация проточной части турбин в интегрированном информационном пространстве : дис.... д-р техн. наук : 05.05.16 / Усатый Александр Павлович. Харьков, 2012. 418 с.
- 4. Pouria Ahmadi, Marc A. Rosen, Ibrahim Dincer. *Multi*objective exergy exergy-based optimization of a polygeneration energy system using an evolutionary algorithm. Режим доступа:

https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544212 000990 (дата обращения 10.01.2018).

- Toffolo A., Lazzaretto A. Evolutionary algorithms for multiobjective energetic and economic optimization in thermal system design. URL: https://www.sciencedirect.com/science/ article/ pii/S0360544202000099?via%3Dihub (дата обращения 10.01.2018).
- 6. Cycle-Tempo. Technical Notes. A program for thermodynamic modeling and optimization of energy conversion systems. Delft University of Technology, 2007.
- Программное обеспечение для моделирования термодинамического цикла – Обзор AxCYCLE [Электронный ресурс] / SoftInWay incorporated : официальный сайт. URL: http://www.softinway. com/software-applications/heat-balancedesign-analysis/ (дата обращения 10.01.2018).
- 8. Говорущенко, Ю. Н. Объектно-ориентированный итераци-

онно-рекурсивный алгоритм моделирования термогидравлических систем. Вісник HTV «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : HTV «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 16–21. Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.02.

- Elmegaard B. *The Engineer's "DNA by Example"*. Edition 4. Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark. 2003.
- Rechtschaffner R. L. Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs. *Technometrics*. 1967. No. 4. pp. 569–575.

Bibliography (transliterated)

- Boiko, A. V., Usaty, A. P. and Rudenko, A. S. (2014), Mnogokriterial'naja mnogoparametricheskaja optimizacija protochnoj chasti osevyh turbin s uchetom rezhimov jekspluatacii [Multi-criterion multi-parametric optimization of flow paths of axial turbines taking into consideration their mode of operation], NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
- Sobol', I. M. and Statnikov, R. B. (1981), Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami [The choice of optimal parameters in problems with many criteria], Nauka, Moscow.
- 3. Usaty, A. P. (2012), Vserezhimnaya mnogoparametricheskaya mnogokriterialnaya optimizatsiya protochnoy chasti turbin v integrirovannom informatsionnom prostranstve [Multi-mode multi-parameters multi-criterion optimization of the turbine flow path in the integrated information space], D. Sc. thesis, NTU "KhPI", Kharkov, Uktaine.
- Pouria Ahmadi, Marc A. Rosen, Ibrahim Dincer. Multiobjective exergy-based optimization of a polygeneration energy system using an evolutionary algorithm. Available at: https://www.sciencedirect.com/science/article/ pii/S0360544212000990 (accessed 10.01.2018).
- Toffolo, A., Lazzaretto, A. Evolutionary algorithms for multiobjective energetic and economic optimization in thermal system design. Available at: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544202 000099?via%3Dihub (accessed 10.01.2018).
- 6. Cycle-Tempo. Technical Notes. A program for thermodynamic modeling and optimization of energy conversion systems. Delft University of Technology, 2007.
- Thermodynamic Cycle Simulation Software AxCYCL Overview, SoftInWay incorporated. Official website of the manufacturer. Available at: http://www.softinway.com/softwareapplications/heat-balance-design-analysis/ (accessed 10.01.2018)
- Govorushchenko Yu. N. (2016), "Object-oriented Iterativerecursive Algorithm for Thermal-hydraulic Systems Simulation", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 8(1180), pp. 16–21, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.02.
- 9. Elmegaard B. (2003), *The Engineer's "DNA by Example"*. *Edition 4.* Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark.
- Rechtschaffner R. L. (1967), "Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs", *Technometrics*, No. 4. pp. 569–575.

Надійшла (received) 22.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Усатый Александр Павлович, Usaty Alexander) – 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.

Жівотченко Юлія В'ячеславівна (Животченко Юлия Вячеславовна, Zhivotchenko Yuliia) – магістр, кафедра турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: zhivotchenko.yuliya@gmail.com. ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8073-8424.

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.04

В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, Р. ЖАНДКОВСКИ, А. В. ДЕМЧЕНКО

НЕСТАЦИОНАРНОЕ ОБТЕКАНИЕ И АЭРОУПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ НА ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМАХ

Предложен численный метод решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток под действием аэродинамических нагрузок. На основе решения связанной задачи аэроупругости выполнен численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца ротора последней ступени осевой турбины при неравномерном распределении давления за лопаточным венцом. Показано, что колебания рабочих лопаток венца являются устойчивыми с преобладающей частотой близкой к частоте собственной формы колебаний. Предложенный метод решения связанной аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в потоке газа, включая вынужденные колебания и самовозбуждающиеся (флаттер или автоколебания).

Ключевые слова: численный метод, вязкий поток, автоколебания, связанная задача, нестационарная нагрузка, флаттер.

В. І. ГНЕСІН, Л. В. КОЛОДЯЖНА, Р. ЖАНДКОВСКИ О. В. ДЕМЧЕНКО НЕСТАЦІОНАРНЕ ОБТІКАННЯ ТА АЕРОПРУЖНІ КОЛИВАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК СТУПЕНЯ ТУРБОМАШИНИ НА ЧАСТКОВИХ РЕЖИМАХ

Запропоновано чисельний метод рішення зв'язаної задачі нестаціонарної аеродинаміки і пружних коливань лопаток під дією аеродинамічних навантажень. На основі рішення зв'язаної задачі аеропружності виконаний чисельний аналіз аеропружної поведінки лопаткового вінця ротора останнього ступеня осьової турбіни при нерівномірному розподілі тиску за лопатковим вінцем. Показано, що коливання робочих лопаток вінця є стійкими з переважаючою частотою близькою до частоти власної форми коливань. Запропонований метод рішення зв'язаної аеропружної задачі дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток в потоці газу, включаючи вимушені коливання і що самозбуджуються (флатер або автоколивання).

Ключові слова: чисельний метод, в'язкий потік, автоколивання, зв'язана задача, нестаціонарне навантаження, флатер.

V. GNESIN, L. KOLODYAZHNAYA, R. RZADKOWSKI, A. DEMCHENKO ANALYSIS OF NONSTATIONARY LOADINGS AND VIBRATION AMPLITUDES OF THE BLADES OF THE LAST TURBINE CASCADE TAKING INTO CONSIDERATION THE MISMATCH OF EIGENMODES

Nonstationary phenomena caused by the blade vibration under the action of disturbing forces that are characterized by the energy exchange between the gas flow and the vibrating blades and make the foundation for a physical mechanism of self-excited oscillations that can either decay (aerodamping) or develop in the stable mode of self-induced vibrations or in the unstable mode of flutter that can result in the construction failure. One of the approaches to an increase in the vibration stability of the blades is the mismatch of eigenmodes and frequencies. Based on the developed mathematical model and the numerical method of aeroelastic behavior of the blade rim in the transonic gas flow (the coupled problem of nonstationary aerodynamics and elastic vibrations of the blades), we gave the numerical analysis of aeroelastic behavior of the turbine blade rim in the three-dimensional flow of ideal gas through the turbine cascade taking into consideration the mismatch of blade eigenmodes and frequencies. To solve the coupled problem we used the partially integral method that includes Euler integral equations and those of the dynamics of vibrating blades (modal approach) at each time step with the information exchange. This method of the solution of coupled aeroelastic problem enables the prediction of the amplitude-frequency spectrum of blade vibrations in the three dimensional flow of ideal gas, including forced vibrations, self-excited vibrations and self-induces vibrations in order to increase the efficiency and reliability of the blade rows of turbine machines. As a result of the investigation we obtained gas dynamic parameters in the form of nonstationary fields, nonstationary loads that have action on the blades and the amplitude and frequency spectra of blade vibrations.

Введение

Необходимость моделирования переходных аэроупругих процессов, особенно на нерасчетных режимах течения, требует разработки численных методов решения связанных задач нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в трехмерном потоке вязкого газа.

В данной работе авторами предложен численный метод одновременного интегрирования уравнений течения вязкого газа (осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса) и уравнений колебаний лопаток под действием мгновенных нестационарных нагрузок (с использованием модального подхода). Данный метод решения связанной аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трехмерном потоке вязкого газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надежности лопаточных аппаратов турбомашин [1–4].

Цель работы

Целью настоящего исследования является численный анализ влияния режима работы последней ступени турбомашины на нестационарные нагрузки и аэроупругие колебания лопаток с учетом неравномерного по окружности давления за

© В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, А. В. Демченко, 2018

рабочим колесом.

Постановка задачи

Трехмерное нестационарное трансзвуковое течение вязкого газа через ступень осевой турбомашины рассматривается в физической области и описывается полной системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, представленной в интегральной форме законов сохранения для конечного объема Ω , ограниченного поверхностью σ , во вращающейся с постоянной угловой скоростью ω декартовой системе координат [1, 2]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U \, d\Omega + \oint_{\sigma} \overline{F} \cdot \overline{n} \, d\sigma + \int_{\Omega} H \, d\Omega = \int_{\sigma} \overline{R} \cdot \overline{n} \, d\sigma \,, \quad (1)$$

где *U* – символический вектор консервативных переменных;

 \vec{F} и \vec{R} – символические векторы конвективных и вязких потоков;

H – источниковый член в неинерциальной системе координат;

 \overline{n} – вектор единичной нормали к поверхности σ .

Для расчета вязких потоков в уравнении (1) применяется алгебраическая модель турбулентности, основанная на оригинальной двухслойной модели Себеси и Смита и модифицированная Болдвином и Ломаксом [1].

Разностная сетка разбивается на сегменты, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу венца. Каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной *H–O* разностной сетки [3, 4].

На рис. 1 приведены фрагменты разностной сетки – меридиональное сечение (рис. 1a) и тангенциальное сечение в корневом, среднем и периферийном сечениях лопатки (рис. 16-c). Внешняя H-сетка остается неподвижной в течение всего расчета, а внутренняя O-сетка перестраивается на каждой итерации так, что ее внешние узлы остаются неподвижными, а внутренние жестко связаны с колеблющейся лопаткой.

Дискретная форма уравнений (1) получена с использованием разностной схемы Годунова 2-го порядка точности, обобщенной на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки в виде [3]

$$\frac{1}{2\Delta t} \Big[3U^{n+1}\Omega^{n+1} - 4U_n\Omega_n + U_{n-1}\Omega_{n-1} \Big] + \\ + \Big[(-Uw_n + E - R)\sigma \Big]_{i+1} - \Big[(-Uw_n + E - R)\sigma \Big]_i + \\ + \Big[(-Uw_n + F - S)\sigma \Big]_{j+1} - \Big[(-Uw_n + F - S)\sigma \Big]_j + \\ + \Big[(-Uw_n + G - Q)\sigma \Big]_{k+1} - \\ - \Big[(-Uw_n + G - Q)\sigma \Big]_k - H_n\Omega_n = 0 .$$
(2)

Здесь нижние и верхние индексы соответствуют «старым» и «новым» ячейкам; σ и w_n – площадь и нормальная скорость центра грани. Газодинамические параметры на «средних» гранях находятся из решения задачи Римана с использованием итерационного процесса.

В качестве граничных условий принимаются:

 – 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 [2, 3].

Аэроупругая модель связанной задачи основана на последовательном по времени интегрировании уравнений газодинамики и уравнений колебаний лопаток с обменом информацией на каждом шаге итерации [1–4].

Численный анализ

Численное исследование проведено для лопаточного венца последней ступени турбины с учетом неравномерного распределения давления в окружном направлении за лопаточным венцом в трехмерном потоке вязкого газа для двух режимов.

В качестве граничных условий 1-го режима приняты:

– давление и температура заторможенного потока перед венцом $P_0 = 33000-33200$ Па; $T_0 = 344-347$ K;



Рис. 1 – Дифференциальная разностная сетка: *а* – меридиональное сечение; *б* – тангенциальное корневое сечение; *в* – среднее сечение; *г* –периферийное сечение



Рис. 2 – Распределение полного и статического давления по радиусу венца







Рис. 3 – Распределение статического давления в окружном направлении венца

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

– статическое давление за венцом принималось переменным по радиусу и в окружном направлении $P_2 = 13950-9700$ Па (рис. 2–3);

– скорость вращения лопаточного венца *n* = 3000 об/мин.

В расчетах учитывалась одна собственная форма с собственной частотой 110 Гц.

Проведены расчеты обтекания лопаточного венца при гармонических колебаниях при межлопаточных углах сдвига по фазе колебаний лопаток $M \Pi \Phi Y = 0^{\circ}, 180^{\circ}, \pm 90^{\circ}.$ Характер обмена энергией между потоком газа и колеблющимися лопатками показан на рис. 4, на котором приведен график влияния межлопаточного угла сдвига по фазе колебаний лопаток на осредненный по длине лопатки коэффициент аэродемпфирования, равный взятому со знаком «минус» коэффициенту работы *W* аэродинамических сил за один период колебаний

Как видно из графика (рис. 4), коэффициент аэродемпфирования D > 0 (W < 0) для всех значений МЛФУ, что соответствует отводу энергии от лопатки в поток (аэродемпфирование колебаний). Минимальные значения коэффициента аэродемпфирования соответствуют МЛФУ = -90°, максимальное значение (наибольшее возбуждение) соответствует МЛФУ = 0°, 180°.

Далее проведен расчет связанных колебаний лопаток. Время одного периода 0,08377 сек.

На рис. 5 приведены графики нестационарных аэродинамических нагрузок в окружном направлении, действующие в периферийном слое для МЛФУ = -90° в течение пяти связанных периодов.

Перемещение периферийного сечения в окружном направлении (*hy*) для $M \Pi \Phi Y = -90^{\circ}$ с учетом одной собственной формы и амплитудно-частотный спектр показаны на рис. 6.

Как видно из графиков основной вклад в колебания лопатки вносит гармоника с частотой

близкой к частоте собственной формы колебаний (~100 Гц).

В качестве граничных условий 2-го режима приняты:

– давление и температура заторможенного потока перед венцом $P_0 = 26390-27980$ Па; $T_0 = 339-340^{\circ}$ К;

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

– статическое давление за венцом принималось переменным по радиусу и в окружном направлении $P_2 = 12415 - 8500$ Па (рис. 7, 8).

На рис. 9 приведен график влияния межлопаточного угла сдвига по фазе колебаний лопаток на осредненный по длине лопатки коэффициент аэродемпфирования. Минимальные значения коэффициента аэродемпфирования соответствуют МЛФУ = –90°.

Графики нестационарных аэродинамических нагрузок в окружном направлении, действующие в периферийном слое для $MЛ\Phi Y = -90^{\circ}$ в течении десяти связанных периодов показаны на рис. 10.

Перемещения периферийного сечения в окружном направлении для МЛФУ = -90° для 11 связанных периодов и их амплитудно-частотный спектр показаны на рис. 11.



Рис. 5 – Изменение нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора: *a* – в окружном направлении; *б* – амплитудно-частотный спектр







Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

Выводы

Проведен численный анализ влияния режима работы лопаточного венца турбины на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний рабочих лопаток на основе решения связанной задачи нестационарной газодинамики и упругих колебаний лопаток для двух режимов.

С увеличением перепада давления на лопаточный венец для 1-го режима растет средняя нагрузка. С увеличением степени неравномерности за рабочим колесом также увеличивается амплитуда колебаний рабочих лопаток для данного режима.

Основной вклад в колебания лопаток вносят колебания с частотой близкой к частоте собственной формы.

Предложенный метод позволяет прогнозировать режимы колебаний лопаток, включая вынужденные колебания, автоколебания, флаттер с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Список литературы

- Gnesin, V. I., Rzadkowski R. and Kolodyazhnaya L. V. Numerical Modelling of fluid – structure interaction in a turbine stage for 3D viscous flow in nominal and off-design regimes. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2010.* GT2010-23779. Glasgow. UK, 2010. – pp. 1–9.
- 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.

- Rzadkowski R., Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine. Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines ISUAAAT14 8-11, September 2015. Stockholm, Sweden. 2015. 114-S1-4. pp. 1-6.
- 4. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р. Численный анализ трёхмерного нестационарного потока идеального газа в последней ступени турбомашины с учётом неосесимметричного выхлопного патрубка. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 47–53. Бібліогр.: 8 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.

References (transliterated)

- Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L. V. and Rzadkowski, R. (2010), "Numerical Modelling of fluid – structure interaction in a turbine stage for 3D viscous flow in nominal and off-design regimes", *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2010*, Glasgow, UK, GT2010-23779, pp. 1–9.
- 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.
- Rzadkowski R., Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L. V. (2015), "Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine", Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines ISUAAAT14 8-11, September 2015, Stockholm, Sweden, 114-S1-4, pp. 1–6.
- Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. and Rzadkowski, R. (2016), "Numerical Analysis of the Three-Dimensional Nonstationary Flow of Ideal Gas in the Last Stage of Turbine Machine Taking into Consideration the Nonaxisymmetric Exhaust Pipe Branch", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 8(1180), pp. 47–53, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.

Поступила (received) 12.03.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гнесін Віталій Исайович (Гнесин Виталий Исаевич, Gnesin Vitaly) – доктор технічних наук, професор, головний науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки ененергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6411-6158.

Колодяжна Любов Володимирівна (Колодяжная Любовь Владимировна, Kolodyazhnaya Lyubov) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки ененергетичних 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.

Жандковски Ромуальд (Жандковски Ромуальд, Rzadkowski Romuald) – доктор технічних наук, професор, завідувач відділом динаміки та аеропружності, Інститут проточних машин ПАН, м. Гданьск, Польша; e-mail: z3@imp.gda.pl, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0560-1222.

Демченко Олексій Володимирович (Демченко Алексей Владимирович, Demchenko Alexey) – аспірант, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: demchenkoav99@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0069-4263. УДК 621.036.7

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.05

Т. В. ШЕЛЕШЕЙ

ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ТЕМПЕРАТУРИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЕЦ

Зниження температури відхідних газів і корисне використання їх тепла у циклі ТЕС, дозволяє підвищити ККД котла і всієї станції в цілому. Втрати q_2 , % визначаються, насамперед, температурою відхідних газів котла – $t_{siдx}$, °С. Як вже встановлено величина $t_{siдx}$ – залежить від багатьох чинників (виду палива, компонування поверхонь нагріву котла, ступінь їх забруднення тощо) та її вибір є техніко-економічним завданням. Розрахунки впливу $t_{siдx}$ на q_2 показали, що при зниженні температури димових газів на 1 °С приріст ККД котла складає 0,035 % при спалюванні природного газу. Підвищення ККД котла типу ТГМП-314А без зниження надійності поверхонь нагріву конвективної шахти при спалюванні природного газу може скласти до 0,7 %. При цьому питомі витрати умовного палива зменшяться на 1,61 г.у.п/(кВт-год). Переваги з екологічної точки зору є такими: зниження температури відхідних газів призводить до зниження викидів оксидів азоту і оксидів вуглецю.

Ключові слова: котел, змінний режим експлуатації, температура відхідних газів, еколого-економічні показники станції, парникові гази.

Т. В. ШЕЛЕШЕЙ ВЗАИМОСВЯЗЬ ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЭЦ

Снижение температуры уходящих газов и полезное использование их тепла в цикле ТЭС, позволяет повысить КПД котла и всей станции в целом. Потери q_2 , % определяются, прежде всего, температурой отходящих газов котла – $t_{видаx}$, С. Как уже установлено величина $t_{видаx}$ – зависит от многих факторов (вида топлива, компоновки поверхностей нагрева котла, степень их загрязнения и т.п.) и ее выбор является технико-экономической задачей. Расчеты влияния $t_{видаx}$ на q_2 показали, что при снижении температуры дымовых газов на 1 °С прирост КПД котла составляет 0,035 % при сжигании природного газа. Повышение КПД котла типа ТГМП-314А без снижения надежности поверхностей нагрева конвективной шахты при сжигании природного газа может составить до 0,7 %. При этом удельные расходы условного топлива сократятся на 1,61 г.у.п/(кВт.ч). Преимущества с экологической точки зрения являются: снижение температуры уходящих газов приводит к снижению выбросов оксидов заота и оксидов углерода.

Ключевые слова: котел, переменный режим эксплуатации, температура уходящих газов, эколого-экономические показатели станции, парниковые газы.

T. SHELESHEY INTERACTION OF THE TEMPERATURE OF EXHAUST GASES AND THE ECONOMIC, TECHNICAL AND ECOLOGICAL INDICES OF HEAT AND POWER PLANTS

A growing competition at world power markets and a fast scientific and technical progress in the development of the alternative types of fuels expand the opportunities for Ukraine as for choice of the sources and the ways of delivery of primary power resources, power mix optimization and the reduction of hotbed gas emissions in the future. The objective of this research was to establish computation relationships between the temperature of exhaust gases and the ecologic and economic indices of heat power plant. A decrease in the temperature of exhaust gases and an efficient use of their heat for heat and power plant cycles enables an increase in the efficiency factor of the boiler and the power plant on the whole. The losses of q_2 , % are defined, first of all, by the temperature of exhaust gases of the boiler t_{ext} , °C. It has already been established that the value of t_{ext} depends on many factors (type of fuel, boiler heat surface arrangement, surface impurity degree, etc) and its choice can be made by the solution of technical and economic problem. The computations of the influence of t_{ext} on q_2 showed that the decrease in the temperature of flue gases by 1 °C results in the increment of the efficiency factor by 0.35 % when the natural gas is fired and by 0.06 % in the case of solid fuel combustion. An increase in the efficiency factor of the boiler of a TGMP-314A type can reach 0.7 % with no reliability degradation of the heating surface of convection trunk in the case of natural gas firing. The specific standard fuel consumption will be reduced by 1.61 s.f.g/(KW-h). From the ecological standpoint the advantages are as follows: a drop in the temperature of exhaust gases results in a decrease of the emissions of nitrogen oxides by 250 g/GJ and carbon dioxides are reduced by 52 g/GJ. As for the TGM-96A boiler a drop in the temperature to a safe level to provide the reliability of gas escape channels of the boiler will result in an increase of the efficiency factor of the boiler by 0.14 % (the standard fuel saving is 0.32 s.f.g./(KW-h). The emissions of nitrogen oxides and carbon oxides are reduced by 40 g/GJ and 10 g/GJ, accordingly.

Key words: boiler, operation changeover mode, exhaust gas temperature, ecologic and economic indices of the power plant, hothouse gases.

Вступ

Декарбонізація енергетики набуває більшого впливу з точки зору запобігання зміні клімату, що вливає на формування балансу енергогенеруючих потужностей. Набуття чинності Паризькою угодою вимагає від міжнародної спільноти вжиття рішучих консолідованих заходів із протидії процесу глобального потепління на Землі. Важливу роль у виконанні цього завдання будуть відігравати ядерна енергетика, гідроенергетика, вітрова енергетика та інші відновлювальні джерела енергії (ВДЕ) з найменшим рівнем викидів парникових газів. Вирішенню проблеми декарбонізації енергетичного сектору сприятиме, зокрема, незмінна позиція України щодо доцільності використання ядерної енергії. Україна розглядає атомну енергетику як одне з найбільш економічно ефективних

© Т. В. Шелешей, 2018

низьковуглецевих джерел енергії. Подальший розвиток ядерного енергетичного сектору на період до 2035 року прогнозується виходячи з того, що частка атомної генерації в загальному обсязі виробництва електроенергії зростатиме.

Зростаюча конкуренція на світових енергетичних ринках та стрімкий науково-технічний прогрес у розвитку ВДЕ та альтернативних видів палива розширюють для України можливості щодо вибору джерел і шляхів постачання первинних енергетичних ресурсів, оптимізації енергетичного міксу та, в перспективі, зменшення викидів парникових газів.

Метою Енергетичної стратегії України є забезпечення потреб суспільства та економіки в паливно-енергетичних ресурсах у технічно надійний, безпечний, економічно ефективний та екологічно прийнятний спосіб для гарантування поліпшення умов життєдіяльності суспільства. Стратегічне бачення: енергетична галузь України – економічна запорука державного суверенітету, елемент належного врядування, надійний базис сталого розвитку конкурентної економіки та невід'ємна частина європейського енергетичного простору.

Пріоритети ЕСУ мають відповідати національним інтересам, вітчизняних споживачів та запитам економіки України; забезпечувати дотримання міжнародних екологічних норм і зобов'язань [1].

Мета роботи

Метою даної роботи є встановлення розрахункових залежностей між температурою відхідних газів і еколого-економічними показниками теплової електричної станції.

Огляд літератури

Відповідно до огляду літературних джерел найбільш значного енергетичного ефекту від реконструкції енергетичного обладнання за схемою блоки підвищеної ефективності (БПЕ) досягнуто на газомазутних енергоустановках, оскільки в цьому випадку можуть бути реалізовані резерви споживання теплопродуктивності котлів і зниження температури димових газів [2]. При реконструкції діючих газових енергоблоків потужністю 110 МВт Мосенерго отримані такі основні показники енергетичної ефективності: температура димових газів зменшилася на 30 °С (з 120 °С до 90 °С); збільшення електричної потужності на 12,3 МВт і теплової на 30 Гкал/год. Річна економія палива слала 3,5 тис.т. [3]. В роботі досліджено, що одночасно з економічним при використанні технології БПЕ досягається і екологічний ефект. Згідно розрахунків зниження викидів оксидів сірки складає 8 %, а викидів оксидів азоту – 4 % [4].

Для визначення ефективності котла (ККД) є два підходи – прямий і зворотний. У статті [5] проводиться аналіз особливостей методів прямого і зворотного балансу для розрахунку ККД котла. Відмінність цих методів полягає в тому, що прямий метод, не дозволяє проаналізувати складові втрати тепла. Для котлів найбільш значимою втратою тепла є втрата тепла з відхідними газами – q_2 , %. Вона викликана тим, що відхідні гази котла не охолоджуються до температури холодного повітря, що надходить у котел.

Зниження температури відхідних газів і корисне використання їх тепла у циклі ТЕС, дозволяє підвищити ККД котла і всієї станції в цілому [6].

Розрахунковий ККД котельного агрегату зворотного теплового балансу визначається по наступній формулі [7], %:

$$\eta_{\rm ka} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6, \qquad (1)$$

де q_2 – втрати тепла з відхідними газами, %; q_3 – втрати тепла з хімічним недопалом, %; q_4 – втрати тепла з механічним недопалом, %; q_5 – втрати тепла в навколишнє середовище, %; q_6 – втрати тепла з шлаком і летючої золою, %.

Втрати q_2 , % визначаються, насамперед, температурою відхідних газів котла – $t_{відх}$, °С. Як вже встановлено величина $t_{відx}$ – залежить від багатьох чинників (виду палива, компонування поверхонь нагріву котла, ступінь їх забруднення тощо) та її вибір є техніко-економічним завданням

ККД котла за формулою (1) більшою мірою визначається величиною втрат з відхідними газами *q*₂, %, які визначаються за такою формулою:

$$q_{2} = \frac{(I_{\text{Bigx}} - \alpha_{\text{Bigx}} I_{0\text{xn}})(100 - q_{4})}{Q_{p}}, \qquad (2)$$

де $I_{\text{відх}}$ – ентальпія відхідних газів, кДж/кг; $\alpha_{\text{відх}}$ – надлишок повітря у відхідних газ; $I_{0\text{хп}}$ – ентальпія холодного повітря, кДж/кг; Q_p – теплота, отримана при спалюванні 1 кг палива, кДж/кг.

Основний виклад матеріалу

Розглянемо вплив $t_{\rm відх}$ на ККД котла та екологічні показники для блоків Т-250-240, Т-100-130 при спалюванні природного газу і для К-300-240 при спалюванні кам'яного вугілля.

На рис. 1 показано залежність $q_2 = f(t_{\text{відх}})$ для блоків Т-250-240, Т-100-130 при спалюванні природного газу.

Розрахунки впливу $t_{\rm відх}$ на q_2 показали, що при зниженні температури димових газів на 1 °C приріст ККД котла складає 0,035 % при спалюванні природного газу і 0,06 % при спалюванні твердого палива.

Загальною метою Енергетичної стратегії України до 2035 року [1]. є забезпечення потреб суспільства та економіки в паливно-енергетичних ресурсах у технічно надійний та безпечний, економічно ефективний та екологічно прийнятний спосіб для гарантування життєдіяльності суспільства. Далі розглянемо вплив $t_{\text{відх}}$ на питомі викиди оксидів сірки, азоту і вуглецю при спалюванні природного газу і твердого палива.

Розглянемо емісії викидів оксидів азоту і вуглецю для блоків Т-250-240 і Т-100-130 при спалюванні природного газу. Такі залежності показані на рис. 2 і рис. 3.

З рисунків 2 і 3 видно, що емісії оксидів азоту і вуглецю зростають як для T-250-240 і T-100-130 при зростанні температури відхідних газів на 1 °C. Таке зростання складає 10 г/ГДж (оксиди азоту для T-100-130); 17 г/ГДж (оксиди азоту для T-250-240); 2,4 г/ГДж (оксиди вуглецю для T-100-130) і 3,8 г/ГДж (оксиди вуглецю для T-250-240).

Таким чином, можна зробити висновок, що підвищення ККД котла типу ТГМП-314А без зниження надійності поверхонь нагріву конвективної шахти при спалюванні природного газу може скласти до 0,7 %. При цьому питомі витрати умовного палива зменшяться на 1,61 г.у.п/(кВт·год). Переваги з екологічної точки зору є такими: зниження температури відхідних газів призводить до зниження викилів оксилів азоту на 250 г/ГДж і зниження оксидів вуглецю на 52 г/ГДж. Шодо котла ТГМ-96А то зниження температури відхідних газів до безпечної для надійності газовідвідних трактів котла, то це призведе до підвищення ККД котла на 0,14 % (економія умовного палива 0,32 г.у.п/(кВт·год). Зниження викидів оксидів азоту і вуглецю становить 40 г/ГДж і 10 г/ГДж відповідно.

Висновки

1. Літературний огляд показав, найбільш значного енергетичного ефекту від реконструкції енергетичного обладнання за схемою БПЕ досягнуто на газомазутних енергоустановках. досліджено, що одночасно з економічним при використанні технології БПЕ досягається і екологічний ефект.

2. Розрахунки впливу $t_{\text{відх}}$ на q_2 показали, що при зниженні температури димових газів на 1 °C приріст ККД котла складає 0,035 % при спалюванні природного газу.

3. Підвищення ККД котла типу ТГМП-314А без зниження надійності поверхонь нагріву конвективної шахти при спалюванні природного газу може скласти до 0,7 %. При цьому питомі витрати умовного палива зменшяться на 1,61 г.у.п/(кВт·год). Переваги з екологічної точки зору є такими: зниження температури відхідних газів призводить до зниження викидів оксидів азоту на 250 г/ГДж і зниження оксидів вуглецю на 52 г/ГДж.





4. Щодо котла ТГМ-96А то зниження температури відхідних газів до безпечної для надійності газовідвідних трактів котла, то це призведе до підвищення ККД котла на 0,14 % (економія умовного палива 0,32 г.у.п/(кВт·год). Зниження викидів оксидів азоту і вуглецю становить 40 г/ГДж і 10 г/ГДж відповідно.

Список літератури

- Енергетична стратегія України на період 2035р «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». Від 18 серпня 2017 р. № 605-р Київ: Розпорядження. Кабінет міністрів України. 2017. С. 75.
- Елсуков, В. К. Оценка возможности утилизации теплоты уходящих газов котлов на примере сжигания Канско-Ачинских углей. Промышленная энергетика. 2007. № 11. С. 21–27.
- Медведев В. А., Липец А. У., Пономарева Н. В., Бухман Г. Д., Кузнецова С. М. Эффективность комплексной модернизации хвостовой части действующих пылеугольных котлов. *Теплоэнергетика*. 1999. № 8. С. 43–47.
- Берсенев А. П., Немировский Н. Ф., Овчар В. Г., Гордеев В. В., Липец А. У. О повышении эффективности теплоэнергетического оборудования. *Теплоэнергетика*. 1998. № 5. С. 51–54.
- Кєсова Л. О., Шелешей Т. В. Залежність температури відхідних газів котлів від зміни електричного навантаження ТЕЦ. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). С. 96–100. Бібліогр.: 20 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.16.
- Гиршвельд В. Я., Князевв А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатации ТЭС. Москва: Энергия, 1980. 179 с.
- Андрющенко А. И. Зависимость к.п.д. проектируемого котлоагрегата от температуры питательной воды : сб. науч. сообщений. Саратовский автомобильный-дорожный институт. Саратов, 1956. Вып. 4. 46 с.
- Андрющенко А. И. О показателях эффективности циклов теплотехнических установок. Изв. вузов СССР. Энергетика. 1981. № 9. С. 36–39.

 Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Москва: Наука, 1976. – 279 с.

References (transliterated)

- 1. The Cabinet of Ministers of Ukraine (2017), *The energy strategy of Ukraine for the period 2035 "Safety, energy efficiency, competitiveness"*, of 18 March 2006, No. 145-d Kiev, Kiev, Ukraine.
- Yelsukov, V. K. (2007), "Evaluation of the possibility of utilization of exhaust gases heat the boilers at the example of burning Kansk-Achinsk coals", *Promyshlennaya Energetika*, No. 11, pp. 21–27.
- Medvedev, V., Lipiec, A., Ponomarev, N., Buchman, G. and Kuznetsova, S. (1999), "And the Effectiveness of the comprehensive modernization of the tail section of the existing coalfired boilers", *Teploenergetika*, No. 8, pp. 43–47.
- Bersenev, A., Nemirovsky, N., Ovchar, V., Gordeev, V. and Lipiec, A. (1998), "Improving the efficiency of thermal power equipment", *Teploenergetika*, No. 5, pp. 51–54.
- Kesova, L. and Sheleshey, T. (2016), "Dependence of the Temperature of Effluent Gases of the Boilers on a Change in the Loading of Thermal Power Plants", *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 9(1231), pp. 96–100, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.16.
- Hirshfeld, V. Ya., Knyazev, A. M. and Kulikov, V. E. (1980), *Operation Modes and operation*, Energiya [Energy], Moscow, Russian.
- Andryushchenko, A. (1956), "The Dependence of the efficiency of the boiler design temperature of feed water", *Collection of scientific reports. SADI*, Vol. 4, Saratov, Russia.
- Andryuschenko, A. (1981), "On the performance indicators of cycles of thermal installations", *Izv. universities of the USSR. Energy*, No. 9, pp. 36–39.
- 9. Adler, Y. P., Markova, E. V. and Granovsky, Y. V. (1976), *Planning an experiment when searching for optimal conditions*, Nauka [Science], Moscow, Russian.

Надійшла (received) 15.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шелешей Тетяна Вікторівна (Шелешей Татьяна Викторовна, Sheleshey Tanya) – асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: sheleshey_tanya@ukr.net.
УДК 621.181

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.06

О. В. ЄФІМОВ, Л. І. ТЮТЮНИК, В. Й. КАСІЛОВ, Л. А. ІВАНОВА

ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ВІД ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ ОКСИДІВ АЗОТУ ПРИ РОБОТІ КОТЛІВ

Стаття присвячена розвитку методів захисту навколишнього середовища від шкідливих викидів оксидів азоту при роботі парових та водогрійних котлів. Скорочення викидів оксидів азоту в атмосферу димовими газами принципово може бути здійснено по таких основних напрямах: застосування спеціальних технології спалювання палива, що запобігає значному окисленню азоту, зокрема використання для горіння в якості окислювача кисню; застосування рідких або твердих сорбентів, що поглинають з димових газів оксиди азоту з подальшою регенерацією і отриманням товарних форм зв'язаного азоту; каталітичне розкладання оксиду азоту на елементарний азот і кисень.

Ключові слова: паровий та водогрійний котел, органічне паливо, оксиди азоту, шкідливі домішки, навколишнє середовище, сірка, пил, шлак, оксиди сірки, зола.

А.В. ЕФИМОВ, Л.И. ТЮТЮНИК, В.И. КАСИЛОВ, Л.А. ИВАНОВА ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ ОТ ВРЕДНЫЪ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ РАБОТЕ КОТЛОВ

Статья приурочена защите окружающей среды от вредных выбросов оксидов азота при работе паровых и водогрейных котлов. Сокращение выбросов оксидов азота в атмосферу дымовыми газами принципиально может быть осуществлено по следующим основным направлениям: применение технологии сжигания топлива, предотвращающей значительное окисление азота воздуха и топлива, в частности использование для горения в качестве окислителя кислорода; применение жидких или твердых сорбентов, поглощающих из дымовых газов с последующей регенерацией и получением товарных форм связанного азота; каталитическое разложение оксида азота на элементарный азот и кислород.

Ключевые слова: паровой и водогрейный котел, органическое топливо, оксиды азота, вредные примеси, окружающая среда.

O. YEFIMOV, L. TYUTYUNIK, V. KASILOV, L. IVANOVA PROTECTING ENVIRONMENT FROM UNHEALTHY NITROGEN OXIDE EMISSIONS OF OPERATING BOILERS

This scientific paper is devoted to the development of the methods of environmental protection from unhealthy nitrogen oxides emitted by operating steam and hot-water boilers. Emission of nitrogen oxides into the atmosphere with flue gases can be reduced by using special fuel combustion technologies that considerably decrease the nitrogen oxides from flue gases can be used as an oxidizer during the combustion process or liquid and solid sorbents that absorb nitrogen oxides from flue gases can be used with the subsequent regeneration that results in the production of commercial bound nitrogen. A technology of catalytic decomposition of nitrogen oxide into elementary nitrogen and oxygen can also be used. The main sources of anthropogenic environmental pollution are the fuel and energy sector, power engineering, transport and industry that deal with combustion processes. First of all these are low-temperature heat, carbon dioxides, nitrogen oxides, dust, slag, sulfur oxides, and ash. Pollution of the atmosphere, earth and water with harmful emissions aggravates sanitary and hygiene state of the cities, towns, water ponds, fields, woods, the human body and the vegetation. It degrades the quality of produced products, speeds-up the wear of mechanisms and results in the destruction of building structures, houses and facilities.

Key words: steam and hot-water boilers, organic fuel, nitrogen oxides, harmful admixtures, and the environment.

Вступ

Паливно-енергетичний комплекс, енергетика, транспорт та промисловість — головним чином процеси, які пов'язані з горінням, є основним джерелом антропогенного забруднення навколишнього середовища. До них відносяться в першу чергу низькотемпературне тепло, вуглекислий газ, оксиди азоту, сірка, пил, шлак, оксиди сірки, зола [1].

Питання про шляхи та методи зниження викидів оксидів азоту тепловими електростанціями дуже актуальне. Серйозну увагу до цієї проблеми було приділено енергетиками практично лише в кінці 60-х роках минулого століття. Концентрація оксидів азоту в димових газах визначається головним чином режимом та організацією топкових процесів при спалюванні органічного палива. Це положення добре ілюструється формулою Я. Б. Зельдовича для визначення концентрації NO_x (в перерахунку на NO₂): концентрація оксидів азоту визначається концентрацією кисню в зоні горіння та температурою процесу. Якщо впливати на ці параметри, то можна регулювати рівень оксидів азоту, які утворюються в топках та камерах згоряння теплоенергетичних установках. Саме такий підхід до рішення проблеми оксидів азоту було взято за основу для дослідження американськими машинобудівниками та експлуатаційними компаніями з кінця 50-х років минулого століття.

В результаті досліджень фірми «Бабкок-Вілкокс» («Babcook-Wilcox») на електростанції «Mos Lendiny» була виявлена принципова можливість зниження викидів оксидів азоту за рахунок режимних і конструктивних заходів для котлоагрегатів введених в експлуатацію.

В подальшому дослідження, які проводили інші країни в 60–70-х роках минулого століття, підтвердили принципову правильність режимно-

© О. В. Єфімов, Л. І. Тютюник, В. Й. Касілов, Л. А. Іванова, 2018

конструктивних заходів щодо питання зниження викидів оксидів азоту [2].

Постановка задачі дослідження

У продуктах згорання органічного палива в котельних і промислових установках містяться тверді частинки золи і незгорілого палива, оксиди сірки (SO₂, SO₃), азоту (NO_x) і ванадію (V₂O₅). При неповному згоранні палива в димових газах містяться оксиди вуглецю (CO) і вуглеці типу CH₄, C₂H₄ і бенз(а)пирен C₂₀H₁₂. Багато з газоподібних речовин руйнується в атмосфері в перебігу години і доби. Аерозольні тверді частинки [сажа, п'ятиоксид ванадію, бенз(а)пирен] можуть накопичуватися на поверхні земної кулі і беруть участь в приземній циркуляції атмосфери [3–5].

Одним з актуальних сучасних завдань ϵ забезпечення чистоти повітряного басейну. Для цього необхідне очищення продуктів згорання палива, що видаляються з котлів після їх охолоджування в атмосферу, від шкідливих речовин. У промислово розвинених країнах встановлене обов'язкове очищення продуктів згорання від твердих частинок золи і незгорілого палива і проводиться інтенсивна робота по дослідженню доцільних способів очищення газів від оксидів сірки і азоту [6].

Виклад основного матеріалу

Забруднення шкідливими домішками атмосфери, землі і води погіршує санітарно-гігієнічний стан міст, селищ, полів, лісів, водоймищ, надаючи шкідливу дію на організм людину і рослинність, погіршує якість продукції підприємств, збільшує знос механізмів і руйнує будівельні конструкції будівель і споруд. По ступеню дії на людину шкідливі речовини розділяються на класи. До надзвичайно небезпечних відносяться V_2O_5 i бенз(а)пирен. Перше з'єднання утворюється в невеликій кількості при спалюванні мазуту. Бенз(а)пирен може з'являтися при спалюванні будь-якого палива при недоліку кисню, а також виділятися при розкладанні сажі. Високонебезпечними є NO2 і SO3. Оксиди азоту NOx утворюються в зоні високих температур факела при 1600 °С. Вихід NO₃ складає приблизно 10 %. SO₃ утворюється на кінцевому етапі горіння палива з SO₂ при надлишку кисню і за рахунок каталізу на відкладеннях в пароперегрівачі. Його вихід складає 2-5 % SO2. У зоні низькотемпературних поверхонь нагріву SO₃ перетворюється в пари H₂SO₄ і витрачається в процесі низькотемпературної корозії. Ступінь небезпеки дії шкідливої речовини на живий організм визначається відношенням його концентрації до гранично допустимої (ГДК), мг/м³, в повітрі на рівні дихання людини: $k_i = c_i / \Pi \square K$. Значення повинне бути k_i менше 1.

Оксиди азоту шкідливо діють на органи дихання живих організмів і викликають ряд серйозних захворювань, а також діють на устаткування і матеріали, сприяють утворенню смогів і погіршенню видимості [7].

Так максимально-разова, гранично допустима концентрація двоокису азоту майже в 6 разів нижча, ніж ГДК для сірчистого ангідриду, і в 30 разів менше, ніж для окислу вуглецю. Оксиди азоту утворюються за рахунок окислення азоту, що міститься в паливі, і азоту повітря і містяться в продуктах згорання всіх палив – вугілля, мазуту і природного газу. Умовою окислення азоту повітря є дисоціація молекули кисню повітря під дією високих температур в топці (1900–2000 °C).

В результаті реакцій в топковій камері утворюється в основному окисел азоту NO (більше 95 %). Утворення двоокису азоту NO₂ за рахунок доокислювання NO вимагає значного часу і відбувається при низьких температурах на відкритому повітрі. Таким чином, на виході з димаря склад оксидів азоту майже не змінюється в порівнянні з топковою камерою і лише в атмосфері відбувається процес його поступового доокислювання. Концентрація оксидів азоту в газах котлів, що йдуть, знаходиться в межах від 0,1 до 1,3 г/м³. Кількість оксилів азоту, що утворюються при горінні, залежить від рівня і розподілу температур (залежить від рівня і розподілу температур), тобто залежить від співвідношення швидкості горіння і швидкості відведення теплоти від факела [8].

Найбільший вихід оксидів азоту характерний для висококалорійних сортів палива і форсованих топок. У воді NO практично не розчиняється. Очищення продуктів згорання від NO і інших оксидів азоту технічно складне і в більшості випадків економічно нерентабельне. Унаслідок цього зусилля, як у нас, так і за кордоном, направлені в основному на зниження утворення оксидів азоту в топках котлів.

Утворення оксидів азоту в процесі горіння палива зменшується при зниженні температури горіння, при скороченні часу перебування азоту і кисню у високотемпературній частині факела, а також при зменшенні кількості вільного кисню у факелі. Аналіз основних чинників, що впливають на утворення оксидів азоту, дозволив намітити методи їх придушення в топці.

Радикальним способом зниження утворення оксидів азоту є організація двохстадійного спалювання палива, тобто застосування двоступінчатих пристроїв. По цьому методу в первинну зону горіння подається 50–70 % необхідного для горіння повітря, решта частини повітря (50–30 %) поступає в другу зону, де відбувається допалювання продуктів неповного згорання. Відведення теплоти з первинної зони горіння повинне бути достатньо великим, щоб завершальна стадія процесу горіння відбувалася при нижчій температурі.

В даний час проводяться дослідження роботи пальчикових пристроїв для двохстадійного горіння

або отримання розтягнутого по довжині топкової камери факела, що повинно забезпечувати значне зниження температурного рівня в топку і відповідно зменшення утворення оксидів азоту.

Другим методом стримування утворення оксидів азоту в топці є рециркуляція димових газів в топкову камеру. В цьому випадку димові гази при температурі 300–400 °С забираються з конвективної шахти котла і подаються в топкову камеру. Введення газів в топкову камеру може здійснюватися через шліци під пальниками, через кільцевий канал навколо пальників або шляхом підмішування газів в повітря перед пальниками.

Як показали дослідження, найбільш ефективним виявився останній спосіб, при якому відбувасться найбільше зниження температури в ядрі факела. Підмішуючи до 20–25 % димових газів, вдається понизити зміст оксидів азоту на 40–50 %. Рециркуляція газу, разом із зменшенням температури горіння, призводить до зниження концентрації кисню, тобто зменшенню швидкості горіння, розтяганню зони горіння і ефективнішому охолоджуванню цієї зони топковими кранами.

Подача води і пари в зону горіння також призводить до зниження утворення оксидів азоту. Введення води або водяної пари в кількості 5– 10 % всієї кількості повітря знижує температурний рівень в топці, так само, як і при введенні рециркулюючого газу. Зниження температури підігріву і зменшення надлишку повітря в топці теж декілька зменшує утворення оксидів азоту як за рахунок зниження температурного рівня в топці, так і за рахунок зменшення концентрації вільного кисню. Перераховані способи при комплексному їх використанні можуть істотно понизити утворення оксидів азоту в топці.

В процесі спалювання палива утворюються оксиди азоту. Реакція утворення оксидів азоту має ланцюговий механізм і протікає з поглинанням теплоти, наприклад: $N_2 + O_2 = 2NO - 90$ кДж/моль. Зменшення температури горіння різко знижує рівноважну концентрацію оксиду азоту і одночасно збільшує час, необхідний для досягнення цієї концентрації. У котлах при температурах в топці 1400-1500 °С часу перебування газів у факелі в 100 разів менше за необхідне для досягнення рівноважної концентрації, і концентрація оксиду азоту, що утворюється складає NO = $(0,05...0,15)P_{NO}$, де *P*_{NO} – парціальний тиск оксиду азоту. Надлишок азоту прискорює реакцію, але одночасно його збільшення знижує температуру горіння, що уповільнює реакцію. При малих надлишках повітря істотніше вплив першого чинника, при великих – другого. Впливає на збереження оксиду азоту швидкість охолоджування газів (швидкість гартування). Унаслідок оборотності реакції оксиди азоту в газах зберігаються при швидкому їх охолоджуванні [9].

Охолоджений оксид азоту вступає в реакцію з атмосферним киснем, внаслідок чого утворюється

NO₂. Реакція залежить від концентрації реагентів і із зменшенням NO сповільнюється, при цьому в атмосферному повітрі зберігається NO. При подальшому охолоджуванні (нижче за 140 °C) частина NO₂ переходить в N₂O₄, частка якої збільшується у міру охолоджування. За деяких умов утворюється у N₂O₂. Таким чином, в атмосферному повітрі можуть утворюватися і існувати одночасно різні оксиди азоту при переважаючому вмісті NO₂ і N₂O₄. Вміст оксидів азоту в продуктах згорання, що йдуть з котлів, змінюється в широких межах (у перерахунку на NO від 0,015 до 0,15 %) і залежить від потужності котла, характеристик палива і організації процесу горіння.

У котельних установках очищення продуктів згорання від оксидів азоту поки практично не застосовується. Найбільш реальним шляхом зниження вмісту оксидів азоту і бенз(а)пирена в продуктах згорання, що видаляються в атмосферу, є зниження температури горіння і коефіцієнта надлишку повітря у області ядра факела в топці [10].

Скорочення викидів оксидів азоту в атмосферу димовими газами принципово може бути здійснено по наступних основних напрямах: застосування технології спалювання палива, що запобігає значному окисленню азоту повітря і палива, зокрема використання для горіння як окислювач кисню; застосування рідких або твердих сорбентів, що поглинають з димових газів з подальшою регенерацією і отриманням товарних форм зв'язаного азоту; каталітичне розкладання оксиду азоту на елементарний азот і кисень.

Другий і третій напрями використовуються при виробництві азотної кислоти і характеризуються великими капітальними і експлуатаційними витратами. Лужна абсорбція включає хімічне скріплення азоту по реакціях типу:

 $2NO_2 + Na_2CO_3 = NaNO_2 + NaNO_3 + CO_2$.

При цьому поглинанню азоту повинне передувати окислення NO до NO₂, що при концентраціях N < 0.05 % вимагає значних об'ємів колон абсорбції.

Висновок даного дослідження

Впровадження адсорбційних методів очищення димових газів зв'язане зі значними труднощами. При температурах газів, що йдуть, з котлів суттєво падають поглинювальні місткості сорбентів. Малий парціальний тиск NO_x вимагає величезних реакторних місткостей. Складним завданням є також регенерація реагенту, оскільки NO_2 що виділяється, повинен мати високу концентрацію, інакше виникає проблема очищення використовуваного для регенерації сорбенту повітря. Практично зменшення викидів оксидів азоту в атмосферу котлами найреальніше в даний час досягти шляхом застосування раціональної технології спалювання палива.

Список літератури:

- 1. Маляренко В. А *Енергетичні установки і навколишнє середовище*: навч. посібник. Харків: ХДАМГ, 2002. 398 с.
- Скалкин Ф. В., Канаев А. А., Копп И. З. Энергетика и окружающая среда. Ленинград: Энергоиздат, 1981. 280 с.
- Рихтер Л. А., Волков Э. П., Покровский В. И. Охрана водного и воздушного бассейнов ТЭС. Москва: Энергоатомиздат, 1981. 256 с.
- 4. Спейшер В. А. Огневое обезвреживание промышленных выбросов. Москва: Энергия, 1977. 263 с.
- Залогин Н. Г., Кропп Л. П., Кострыкин Ю. М. Энергетика и охрана окружающей среды. Москва: Энергия, 1979. 352 с.
- Єфімов О. В., Тютюник Л. І., Іванова Л. А., Ульянцева Ю. А. Вміст шкідливих домішок в продуктах згорання. Тези докладів НТУ «ХПІ» MicroCAD Харків 2016 р.
- Єфімов О. В., Тютюник Л. І., Іванова Л. А., Півоварова Н. В. Утворення оксидів азоту при спалюванні палива в котлах. *Тези докладів НТУ «ХПІ» МісгоСАD Харків 2016 р.*
- Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзиньш Э. Я. Производственные и отопительные котельные. Москва: Энергоатомиздат, 1984.
- Тютюник Л. І., Іванова Л. А., Дадикіна Я. В., Налізко О. В. Очищення продуктів згорання вотельних установок від оксидів азоту. *Тези докладів НТУ «ХПІ» МісгоСАD Харків* 2016 р.
- Сидельковский Л. Н., Юренев В. П. Котельные установки промышленных предприятий: учебник для вузов. Москва: Энергоатомиздат, 1988.

References (transliterated)

- 1. Malyarenko V. A. (2002), *Power plants and the environment*, KhDAMG, Kharkiv, Ukraine.
- Skalkin F. V., Kanayev A. A., Copp I. Z. (1981), Power engineering and environment, Energoizdat, Leningrad, Russian, 280 p.
- Richter L. A., Volkov E. P., Pokrovsky V. I. (1981), Protection of water and air basins of thermal power plants, Energoatomizdat, Moscow, Russian, 256 p.
- 4. Spasheer V. A. (1979), *Fire disinfection of industrial emissions*, Energy, Moscow, Russian, 263 p.
- Zagolin N. G., Cropp L. P. Kostrykin Yu. M (1979), Power engineering and environmental protection, Energy, Moscow, Russian, 352 p.
- Efimov O. V., Tyutyunik L. I., Ivanova L. A., Ulyantsev Yu. A. (2016), "The report of harmful impurities in products of combustion", *Abstracts of the NTU "KhPI" MicroCAD Kharkiv.*
- Efimov O. V., Tyutyunik L. I., Ivanova L. A., Pivovarova N. V. (2016), "Formation of nitrogen oxides in combustion of fuel in boilers", *Abstracts of the NTU "KhPI" MicroCAD Kharkiv.*
- Buznikov E. F., Roddathis K. F., Berzinsh E. Ya. (1984), *Production and heating boilers*. Energoatomizdat, Moscow, Russian.
- Tyutyunik L. I., Ivanova L. A., Dadikina Ya. V., Nalizko O. V. (2016), "Purification of products of combustion of weld installations from nitrogen oxides", *Abstracts of the NTU "KhPI" MicroCAD Kharkiv.*
- Sidelkovskii L. N., Yurienev V. P. (1988), *Boiler plants of industrial enterprises*: a textbook for high schools, Energoatomizdat, Moscow, Russian.

Надійшла (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Єфімов Олександр В'ячеславович (Ефимов Александр Вячеславович, Efimov Oleksander) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри Парогенераторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: AVEfimov@kpi.kharkov.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3300-7447.

Тютюник Лариса Іванівна (Тютюник Лариса Ивановна, Туитуинік Larisa) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри Парогенераторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: lara.tyutyunik@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3128-497X.

Касілов Віктор Йосипович (Каси лов Виктор Иосифович, Kasilov Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри Парогенераторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: o.kasilov@hotmail.com

Іванова Лідія Анатоліївна (Иванова Лидия Анатольевна, Іvanova Lidiya) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри Парогенераторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: Lidiya.Ivanova2706@gmail.com.

М. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, Ю. Г. ЄФРЕМОВ, О. В. ДЕПАРМА, В. Й. ЦИБУЛЬКО

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИЙ ДАТЧИК ВІБРОПЕРЕМІЩЕННЯ З ФУНКЦІЯМИ КОНТРОЛЮ Й АНАЛІЗУ ВІБРАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГООБЛАДНАННЯ

Для вимірювання параметрів вібрації елементів енергетичного обладнання пропонуються інтелектуальні датчики вібропереміщення з цифровою обробкою сигналу. Датчики визначають спектральні складові та розмах вібропереміщення у заданих смугах частот вимірювання, сигналізують про перевищення розмахом вібропереміщення заданих рівнів та про різку зміну (стрибок) вібрації. Датчики використано для оцінки вібраційного стану турбоагрегатів К-300-240 та К-200-130.

Ключові слова: вихорострумовий перетворювач, мікроконтролер, вібрація, вібропереміщення, спектр, турбоагрегат.

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, Ю. Г. ЕФРЕМОВ, А. В. ДЕПАРМА, В. И. ЦЫБУЛЬКО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЙ ДАТЧИК ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЯ С ФУНКЦИЯМИ КОНТРОЛЯ И АНАЛИЗА ВИБРАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ

Для измерения параметров вибрации элементов энергетического оборудования предлагаются интелектуальные датчики виброперемещения с цифровой обработкой сигнала. Датчики определяют спектральные составляющие и размах виброперемещения в заданных полосах частот измерения, сигнализируют о превышении размахом виброперемещения заданных уровней и о резком изменении (скачке) вибрации. Датчики использованы для оценки вибрационного состояния турбоагрегатов К-300-240 та К-200-130. Ключевые слова: вихретоковый преобразователь, микроконтроллер, вибрация, виброперемещение, спектр, турбоагрегат.

M. SHULZHENKO, N. GARMASH, I. IEFREMOV, V. TSYBULKO, O. DEPARMA

INTELLIGENT VIBRATORY DISPLACEMENT SENSOR WITH CONTROL AND ANALYSIS FUNCTIONS OF THE VIBRATION PARAMETERS OF ENERGY EQUIPMENT

A reliable estimation of the vibration state of the units depends to a great extent on the accuracy and reliability of the hardware and software and an accurate and reliable vibration parameter control. A development of the sensors of vibratory displacement that provide appropriate level of metrological and performance characteristics in a full volume in the real time mode is an important scientific and engineering problem the vitality of which is defined by the requirements set to the sensors of a new generation. Using the contemporary element base with the microcontroller of a STM 32 type we designed the intelligent sensor of vibratory displacement to assess the vibration state of the rotary parts of equipment. The sensor has a contact-free eddy-current primary transducer and a functional signal processing converter. The sensor software executes the temperature influence compensation function and the primary transducer nonlinear amplitude characteristics of the vibratory displacement of the rotor of turbine plant and the sweep trends of the vibratory displacement, the spectrum and the turbine plant.

Вступ

В Україні розробкою або виробництвом датчиків вібрації займаються декілька підприємств (НВФ «Промвитех», ІТЦ «Вібродіагностика», «Пьезосенсор» та ін.). В ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України створена і впроваджена на 8 блоках потужністю 100–300 МВт (Київська ТЕЦ-5, Харківська ТЕЦ-5, Запорізька ТЕС, Кременчуцька ТЕЦ, Трипільська ТЕС) система автоматизованого контролю і діагностування вібростану турбоагрегату. Для оцінки параметрів вібрації роторів у системах використано вимірювальні канали з вихорострумовими перетворювачами переміщень, раніше розробленими в ІПМаш НАН України.

У світі розробкою або виробництвом датчиків вібрації займаються ряд відомих закордонних фірм («Shenck» та «IFM» Німеччина, «Bruel&Kjaer» Данія, «Метріх» США та ін.). Термін «smart sensor» (розумний або інтелектуальний датчик) вперше було введено менеджером Honeywell Industrial Measurement and Control Томом Гріфітом (Tom Griffiths).

Актуальність роботи пов'язана з підвищенням надійності та безпеки експлуатації енергетичного обладнання, яке на багатьох електростанціях України знаходиться на межі вичерпання ресурсу та працює як на стаціонарному, так і на перехідних режимах. Жорсткі умови експлуатації енергоагрегатів призводять до прискореного спрацювання ресурсу, що може викликати підвищення їх вібрації й привести до руйнування. Визначальним фактором у забезпеченні надійності і безпеки експлуатації при спрацюванні ресурсу є достовірність даних про вібраційний стан, який являється інформативним чинником появи дефектів. На вірогідність оцінки вібраційного стану агрегатів істотно впливає точність і надійність технічних засобів і програмно-методичного забезпечення визначення й контролю параметрів вібрації. Тому необхідно вирішити задачі щодо зниження погрішності вимірювання у робочому діапазоні температур, розширення динамічного, частотного діапазону вимірювання та підвищити надійність засобів діагностування. Сучасний рівень розвитку мікроелектроніки дозволяє створити інтелектуальні датчики, що за-

© М. Г. Шульженко, Н. Г. Гармаш, Ю. Г. Єфремов, О. В. Депарма, В. Й. Цибулько, 2018

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

безпечують у повному обсязі необхідний рівень метрологічних та експлуатаційних характеристик у режимі реального часу. Інтелектуальний датчик – це засіб вимірювання з мікроконтролером, використання якого дозволяє виконувати наступні функції:

– цифрової обробки сигналів;

– автоматичної компенсації впливу параметрів навколишнього середовища;

 автоматичної перевірки справності функціонування (самодіагностування);

– дистанційного конфігурування (діапазону вимірювань, одиниць вимірювань);

передавання інформації з використанням протоколів промислових мереж.

Мета роботи

На цей час на ринку України відсутні інтелектуальні датчики вібрації вітчизняного виробництва. Створення датчиків вібропереміщення, що забезпечують у повному обсязі необхідний рівень метрологічних та експлуатаційних характеристик у режимі реального часу є важливою науковотехнічною задачею, актуальність якої визначається вимогами до датчиків нового покоління.

Основний матеріал

Інтелектуальний датчик вібропереміщення для оцінки вібраційного стану обертових частин обладнання складається з однокомпонентного вихорострумового безконтактного первинного та функціонального перетворювачів. На базі розробленого раніше пристрою для вимірювання відстані до струмопровідної поверхні [1] розроблено безконтактний однокомпонентний вихорострумовий первинний перетворювач. Вихорострумовий первинний перетворювач призначено для перетворення фізичної величини (вібропереміщення) у частотно-модульований сигнал. Відмінність нового вихорострумового первинного перетворювача полягає в тому, що у його структуру було уведено додаткові елементи для забезпечення функції компенсації впливу температури (датчик температури, мікроконтролер типу PIC10 та ін.). За рахунок оптимізації топології друкованої плати первинного перетворювача та використання сучасних електронних компонентів покращено форму вихідного частотно-модульованого сигналу, що призводить до підвищення перешкодостійкості датчика. Для мінімізації розміру вихорострумового первинного перетворювача електронні компоненти скомпоновано на двох друкованих платах. На одній платі розташовані електронні компоненти для компенсації впливу температури, на другій платі – електронні компоненти для перетворення вібропереміщення у частотно-модульований сигнал.

Для мікроконтролера первинного перетворювача розроблена програма обробки сигналу з температурного датчика та формування значення температури у цифровому вигляді.

Створено безконтактний однокомпонентний вихорострумовий первинний перетворювач V-01.1 (рис. 1*a*) та його модифікації V-01.2, V-01.K, V-01.3 (рис. 16-г). Вони розрізняються за формою і розміром вимірювальної котушки індуктивності, габаритами та матеріалом, з якого зроблено корпус первинного перетворювача. Розмір та форма вимірювальної котушки індуктивності впливає на діапазон вимірювання вібропереміщення (переміщення). Корпус первинного перетворювача V-01.К зроблено з діелектричного матеріалу для використання в умовах, за яких з'являється вірогідність появи електричної дуги. У табл. 1 приводяться діапазони вимірювання вібропереміщення (переміщення) для різних модифікацій первинного перетворювача та рекомендації щодо їх використання (призначення).

Таблиця	1 – Рекоменда	ції щодо	використання
	первинних пе	ретворю	вачів

	первинних перетворюва нв				
	Діапазон	Діапазон			
Моди-	вимірювання	вимірю-			
	розмаху	вання	Призначення		
фікація	вібропере-	перемі-	призначения		
	міщення,	щення,			
	МКМ	MM			
			Контроль вібропе-		
			реміщення ротора,		
V-01.1	20-500	0-4	осьового зсуву,		
			викривлення рото-		
			ра		
V-01.2	20-1000	0-10	Контроль вібропе-		
			реміщення ротора,		
			відносного розши-		
			рення ротора		
	20-1000	0-10	Контроль вібропе-		
			реміщення контак-		
V 01 K			тних кілець щітко-		
V-01.K			во-контактного		
			апарата турбоагре-		
			гату		
		0-100	Контроль теплово-		
V-01.3	20-1000		го розширення		
			циліндра турбіни		

Функціональний перетворювач призначено для цифрової обробки сигналу первинного перетворювача та видачі вібровимірювальної інформації у аналоговому та цифровому вигляді. Функціональний перетворювач включає наступні модулі, які зібрані на мікросхемах з навісними елементами й відповідними зв'язками:

 – вхідний модуль для подачі електроживлення на первинний перетворювач, посилення і обмеження частотно-модульованого сигналу первинного перетворювача; – мікроконтролер типу STM32 для обробки сигналу первинного перетворювача;

 вихідний модуль для нормування сигналу, пропорційного вимірювальній величині.

Розроблено топологію друкованої плати функціонального перетворювача. На відміну від розробленого функціонального перетворювача інтелектуального датчика віброшвидкості [2] в новому функціональному перетворювачі добавлено контроль живлення перетворювача.

Для мікроконтролера функціонального перетворювача розроблена програма, яка працює за наступним алгоритмом:

 – за параметрами частотно-модульованого сигналу визначається розрив лінії або коротке замикання у первинному перетворювачі;

 проводиться демодуляція частотномодульованого сигналу та його перетворення у цифровий сигнал;

 – дискретним перетворенням Фур'є цифровий сигнал розкладається на гармонічні складові;

 визначається температура первинного перетворювача;

 за градуювальними коефіцієнтами корегується амплітудна характеристика датчика;

 за корегуючими коефіцієнтами в залежності від температури первинного перетворювача корегується амплітудна характеристика датчика;

– розраховується розмах відносного вібропереміщення у двох діапазонах частот вимірювання (робочому: від 5 Гц до 500 Гц; низькочастотному: від 10 Гц до 25 Гц). Повний діапазон частот вимірювання від 0,04 Гц до 1000 Гц. Границі робочого та низькочастотного діапазонів програмуються при налаштуванні датчика;

 визначається коефіцієнт перетворення розмаху вібропереміщення у токовий сигнал;

 визначається коефіцієнт перетворення переміщення у сигнал по напрузі;

 – розраховується амплітуда і фаза ½, 1 та 2 обертових гармонічних складових вібропереміщення (при наявності сигналу фазової мітки);

 виконується перевірка досягнення розмаху вібропереміщення аварійних рівнів та перевірка різкого росту (стрибка) вібрації;

 – формується пакет даних для передачі його по цифровому інтерфейсу RS-485 у вимірювальні системи.

Створено функціональний перетворювач (рис. 2) для цифрової обробки сигналу первинного перетворювача та видачі вібровимірювальної інформації у аналоговому та цифровому вигляді.

Функціональний перетворювач має:

 – вхід для підключення первинного перетворювача;

- цифровий інтерфейс RS-485;

 – аналоговий вихід для видачі аналогового сигналу поточних миттєвих значень вібропереміщення. Налаштування датчика виконується з використанням розробленої програми (рис. 3). Програма налаштування датчика дозволяє:

 визначати градуювальні коефіцієнти для корекції амплітудної характеристики датчика та коефіцієнти підсилення і перетворення;

 налаштування часу усереднення розмаху вібропереміщення, границь частотного діапазону вимірювання, значення аварійних рівнів вібрації;

 - зберігати градуювальні таблиці та службову інформацію (ідентифікатор виробника, код моделі, серійний номер та інші параметри) у внутрішній пам'яті мікроконтролера датчика або у файлі на комп'ютері;

– проводити перевірку роботи функціонального перетворювача.

Проведено стендові випробування інтелектуального датчика вібропереміщення. У табл. 2 наводиться амплітудна характеристика датчика на базовій частоті 80 Гц при встановлюваному зазорі 2 мм. Зміна встановлюваного зазору практично не впливає на результати вимірювання розмаху вібропереміщення (табл. 3). Інтелектуальний датчик вібропереміщення має практично лінійні амплітудо-частотну (рис. 4) та фазо-частотну характеристики (рис. 5).

Таблиця 2 – Амплітудна характеристика датчика

Задане значення амплі-	Отримане значення
туди вібропереміщення,	амплітуди вібропере-
МКМ	міщення, мкм
9	8
26	26
49	53
100	98
150	147
200	204
253	251
501	503
750	754
1007	1004

Таблиця 3 – Вплив зазору на вимірювання розмаху вібропереміщення

F F F	
Зазор, мм	Вібропереміщення, мкм
0,5	100
1,0	98
1,5	98
2,0	99
2,5	98
3,0	100
3,5	98
4,0	98

первинних перетворювачів

a – V-01.1; б – V-01.2; в – V-01.К; г – V-01.3



Рис. 2 – Зовнішній вигляд друкованої плати функціонального перетворювача



Рис. 3 – Інтерфейс програми налаштування датчика







Рис. 6 – Інтелектуальні датчики вібропереміщення з первинними перетворювачами модифікації V-01.К



Рис. 8 – Скріншот екрану монітора з трендом розмаху вібропереміщення контактних кілець



Рис. 7 – Установка первинних перетворювачів на щітковоконтактному апараті



Рис. 9 – Установка первинних перетворювачів для контролю вібропереміщення ротора і відносного розширення ротора ЦВТ

У ННЦ «Інститут метрології» проведено калібрування інтелектуального датчика вібропереміщення ИД-ВП-01 та отримано сертифікат калібрування.

Для контролю контактних кілець щітковоконтактного апарата турбоагрегату К-200-130 створено два інтелектуальних датчики вібропереміщення з первинними перетворювачами модифікації V-01.К (рис. 6). Функціональні перетворювачі та блоки живлення змонтовано на *DIN*-рейку та встановлено на блочному щиті керування енергоблоком. Токовий вихід з інтелектуальних датчиків підключено до пристроїв реєстрації автоматизованої системи керування енергоблоком.

Первинні перетворювачі встановлено на щітково-контактному апараті для контролю вібропереміщення у вертикальному та горизонтальному напрямках (рис. 7). Інтелектуальні датчики вібропереміщення знаходяться у дослідній експлуатації на енергоблоці № 9 Луганської ТЕС

Розмах вібропереміщення контактних кілець реєструється з використанням штатного програмного забезпечення (рис. 8). Перевірка результатів вимірювання розмаху вібропереміщення контактних кілець інтелектуальними датчиками вібропереміщення проводилася персоналом електростанції з використанням штатного віброметра. Результати вимірювання практично співпали з показаннями штатної апаратури. Зауважень по роботі датчиків немає.

Для контролю вібропереміщення ротора, відносного розширення ротора циліндра високого тиску та розширення циліндрів високого та середнього тиску турбоагрегату Т-250/300-240 створено чотири інтелектуальних датчики вібропереміщення з первинними перетворювачами модифікації V-01.1 і V-01.3.

На рис. 9, 10 приводяться приклади установки первинних перетворювачів на об'єкті контролю.



Рис. 10 – Установка первинного перетворювача для контролю розширення ЦВТ



Рис. 11 – Установка функціональних перетворювачів



Рис. 12 – Інтерфейс для візуалізації параметрів механічних величин

Функціональні перетворювачі, блоки живлення змонтовано на *DIN*-рейку (рис. 11) та встановлено на блочному щиті керування енергоблоком. Токовий вихід з інтелектуальних датчиків підключено до пристроїв реєстрації та індикації автоматизованої системи керування енергоблоком. Інтелектуальні датчики вібропереміщення (переміщення) знаходяться у дослідній експлуатації на енергоблоці № 1 Харківської ТЕЦ-5.

Для контролю вібропереміщення ротора циліндра високого тиску, осьового зсуву, відносного розширення роторів циліндрів високого та середнього тиску турбоагрегату К-300-240 створено підсистему контролю параметрів механічних величин з використанням інтелектуальних датчиків. Для реєстрації параметрів механічних величин інтелектуальні датчики підключено до робочої станції штатної автоматизованої системи вібродіагностики турбоагрегату К-300-240. Створено інтерфейс для візуалізації параметрів механічних величин (рис. 12).

Із використанням інтелектуальних датчиків вібропереміщення проведено оцінку вібраційного стану ротора (опора № 1, № 2) турбоагрегату. Вібраційний стан ротора (опора № 1, № 2) турбоагрегату не відповідає нормам вібрації [3], максимальне значення розмаху вібропереміщення зареєстровано у вертикальному напрямку на опорі № 1 і дорівнює 240 мкм. На рис. 13 приводяться спектральні характеристики вібропереміщення ротора (опора № 1). Для діагностування причин підвищеної вібрації необхідно проведення додаткових досліджень.

Інтелектуальні датчики вібропереміщення (переміщення) знаходяться у дослідній експлуатації на енергоблоці № 1 Трипільскої ТЕС.



Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

Висновки

Розроблено інтелектуальний датчик вібропереміщення (переміщення) для оцінки вібраційного стану обертових частин обладнання. Очікувані діапазони вимірювання наступні: діапазон частот вимірювання датчиком вібропереміщення обертових частин обладнання від 0,04 Гц до 1000 Гц, діапазон вимірювання розмаху вібропереміщення від 20 мкм до 1000 мкм із дискретністю 1 мкм, діапазони вимірювання переміщення від 0 мм до 4 мм, від 0 мм до 10 мм, від 0 мм до 100 мм. Датчик дозволяє визначати спектральні складові та розмах вібропереміщення у заданих полосах частот, сигналізувати про перевищення розмаху вібропереміщення заданих рівнів та про стрибок вібрації.

Створений інтелектуальний датчик вібропереміщення у порівнянні з аналоговими датчиками вібрації, що використовуються в теперішній час на ТЕС та ТЕЦ України, дозволяє:

 підключати датчик у локальну комп'ютерну мережу для двохстороннього обміну даними і в процесі експлуатації проводити конфігурування датчика, вибирати режими його роботи та проводити перевірку функціонування функціонального перетворювача;

 автоматичну перевірку справності функціонування (контроль частоти несучого сигналу первинного перетворювача);

 автоматичну компенсацію впливу температури та нелінійності амплітудної характеристики первинного перетворювача;

 контролювати розмах вібропереміщення у заданих смугах частот вимірювання та амплітуди спектральних складових вібропереміщення.

Датчики випробувано на турбоагрегатах К-300-240, К-200-130 та Т-250/300-240. З використанням датчиків отримано спектральні характеристики вібропереміщення ротора турбоагрегату і тренди розмаху вібропереміщення контактних кілець щітково-контактного апарата. У ННЦ «Інститут метрології» отримано сертифікат калібрування інтелектуального датчика вібропереміщення.

Створені інтелектуальні датчики вібропереміщення призначаються для оцінки вібраційного стану обертових частин механізмів ТЕС і ТЕЦ та інших промислових об'єктів.

Список літератури

- Шульженко Н. Г., Метелев Л. Д., Цыбулько В. И., Чугреев А. И., Гуров Ю. Н., Ефремов Ю. Г. Помехоустойчивые измерители вибрации. Вибрация машин: измерение, снижение защита: материалы 2-й Междунар. науч.-техн. конф. Донецк: ДонНТУ, 2004. С. 35–39.
- Шульженко М. Г., Єфремов Ю. Г., Депарма О. В., Цибулько В. Й. Датчик віброшвидкості з функціями контролю і аналізу вібраційних параметрів енергообладнання. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2017. № 8(1230). С. 63–68. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.09.
- Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений: ГОСТ 27165-97. Взамен ГОСТ 27165-86; введ. 1999-07-01. Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1998. 8 с.

References (transliterated)

- Shulzhenko, M. G., Meteliov, L. D., Tsybulko, V. Y., Chuhreiev, A. I., Gurov, Y. H. and Yefremov, Y. H. (2004), "Fail-safe vibration meters [Pomehoustoychivyie izmeriteli vibratsii]", *Vibratsiya mashin: izmerenie, snizhenie zaschita* [Vibration machines: measurement, reduction of protection], No 2, pp. 35– 39.
- Shulzhenko, N., Iefremov, I., Deparma, O. and Tsybulko, V. (2017), "Vibration Rate Sensor with the Power Equipment Vibration Parameter Control and Analysis Functions", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 63–68, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.09.
- (1998), Agregatyi paroturbinnyie statsionarnyie. Normyi vibratsii valoprovodov i obschie trebovaniya k provedeniyu izmereniy. GOST 27165-97 [Land-based steam turbine-generator sets. Evaluation of machine vibration by measurement on rotating parts and general requirements for the measurement of vibration. GOST 27165-97], Publishing House of Standards, Moscow, Russia.

Надійшла (received) 07.03.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Гармаш Наталія Григорівна (Гармаш Наталия Григорьевна, Garmash Nataliya Grigor'evna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Подгорного Національної академії наук України; м. Харків, Україна; e-mail: garm.nataly@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4890-8152.

Ефремов Юрій Геннадійович (Ефремов Юрий Геннадиевич, Іеfremov Іигіі Gennadijovy`ch) – кандидат технічних наук, директор «СКБ «Вібрації та ресурсу»; м. Харків, Україна; e-mail: iefremov.ua@gmail.com, ORCID 0000-0002-2559-5747

Депарма Олександр Вадимович (Депарма Александр Вадимович, Deparma Oleksandr Vady'movy'ch) – головний електронік, «СКБ «Вібрації та ресурсу»; м. Харків, Україна.

Цибулько Вадим Йосипович (Цыбулько Вадим Иосифович, Tsybulko Vadym Yosypovych) – головний конструктор, «СКБ «Вібрації та ресурсу»; м. Харків, Україна.

UDK 621.4

L. MOROZ, M. BURLAKA, V. BARANNIK

INDUSTRIAL GAS TURBINE ENGINE OFF-DESIGN PERFORMANCE IMPROVEMENT CONTROLLING COOLING AIR FLOW

The modern gas turbine engine has been used in current power generation industry for almost half a century. They are designed to operate with the best efficiency during normal operating conditions and at specific operating points. However, due to power grid demands, different ambient temperatures, fuel types, relative humidity and driven equipment speed the gas turbine units have to work today on partial load too, which can affect the hot gas path condition and life expectancy. At these off-design conditions, gas turbine's efficiency and life deterioration rate might significantly deviate from the design specifications. In this paper, a digital twin concept for gas turbine unit off-design performance prediction (AxSTREAM® platform) is used. The description of created digital twin is presented. The validation of proposed gas turbine unit digital twin is carried out by comparison with literature source test data. The GTU performance estimation controlling cooling air at part load modes using digital twin was performed.

Key words: gas turbine unit digital twin, gas turbine unit, off-design mode, power control, cooling system control, efficiency improvement.

Л. И. МОРОЗ, М. В. БУРЛАКА, В. С. БАРАННИК УВЕЛИЧЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОМЫШЛЕННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

Современный газотурбинный двигатель используется в энергетике уже почти полвека. Они предназначены для работы с максимальной эффективностью при нормальных рабочих условиях и в конкретных рабочих точках совместной работы турбины и компрессора. Тем не менее, из-за требований электросети, изменения температуры окружающей среды, типа топлива, относительной влажности или частоты вращения приводного устройства, газотурбинные установки вынуждены сегодня работать при частичной нагрузке, что может повлиять на состояние проточной части турбины и продолжительность ее жизни. При этих внепроектных условиях эффективность газовой турбины и коэффициент износа могут значительно отличаться от проектных спецификаций. В данной статье используется концепция цифрового двойника объекта для прогнозирования производительности турбоагрегата на внепроектных режимах (платформа AxSTREAM®). Представлено описание созданного цифрового двойника. Валидация предлагаемого цифрового двойника газотурбинной установки осуществляется путем сравнения с данными испытаний приведенными в источниках литературы. Была выполнена оценка производительности ГТУ, при управлении расходом охлаждающего воздуха на режимах частичной нагрузки с использованием цифрового двойника.

Ключевые слова: цифровой двойник газотурбинного агрегата, газотурбинный агрегат, режим внепроектной работы, управление мощностью, управление системой охлаждения, повышение эффективности.

Л. І. МОРОЗ, М. В. БУРЛАКА, В. С. БАРАННІК ЗБІЛЬШЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОМИСЛОВОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ РЕГУЛЮВАННЯ ВИТРАТИ ОХОЛОДЖУЮЧОГО ПОВІТРЯ

Сучасний газотурбінний двигун використовується в енергетиці вже майже півстоліття. Вони призначені для роботи з максимальною ефективністю при нормальних робочих умовах і в конкретних робочих точках спільної роботи турбіни і компресора. Проте, через вимоги електромережі, зміни температури навколишнього середовища, типу палива, відносної вологості або частоти обертання приводного пристрою, газотурбінні установки змушені сьогодні працювати при частковому навантаженні, що може вплинути на стан проточної частини турбіни і тривалість її життя. При цих внепроектних умовах ефективність газової турбіни і коефіцієнт зносу можуть значно відрізнятися від проектних специфікацій. У даній статті використовується концепція цифрового двійника об'єкта для прогнозування продуктивності турбоагрегату на позапроектних режимах (платформа AxSTREAM®). Представлено опис створеного цифрового двійника. Валідація запропонованого цифорового двійника газотурбінної установки здійснюється шляхом порівняння з даними випробувань наведеними в джерелах інформації. Була виконана оцінка продуктивності ГТУ, при регулюванні витрати охолоджуючого повітря на режимах часткового навантаження з використанням цифрового двійника.

Ключові слова: цифровий двійник газотурбінного агрегату, газотурбінний агрегат, режим внепроектної роботи, управління потужністю, управління системою охолодження, підвищення ефективності.

Introduction

Gas turbines are widely used all over the world. The same GTU frame could be installed in arctic or desert regions providing significantly different environmental conditions. But even little change of boundary conditions causes a significant influence on integral characteristics and reliability of the engine. It is well known, that ambient temperature elevation leads to unit efficiency and power deterioration and vice versa when the turbine inlet temperature is fixed [1, 2]. There are two main reasons for GTU off-design operation:

- Environment-induced off-design.
- Grid demands or driven device induced off-design.

Environment-induced off-design is not desired in terms of driven equipment. It is usually a subject to mitigation utilizing the approaches that help to save fixed GTU power with ambient temperature rise [3]:

- Chiller application at compressor inlet.
- Water evaporation at compressor inlet.
- -Humid air/steam injection to combustor
 - © L. Moroz, M. Burlaka, V. Barannik, 2018

chamber.

The off-design induced by grid demands or driven device can be achieved in several ways [4]. In the current paper, the part-load modes were carried out by turbine inlet temperature reduction. The reduction of temperature is carried out by the decline of injected fuel MFR in the combustor. The compressor inlet MFR, in this case, is almost unaltered and equal to the MFR at design mode.

One of the crucial aspects in off-design performance estimation is a determination of joint operation point of turbine and compressor to check if GTU would reliably operate avoiding any excessive temperatures of turbine blades and surge zones of the compressor and produce a certain amount of power.

The overall approach to search joint operation point is a utilization of the turbine and compressor maps (graphical method) [5, 6]. Maps utilization method is pretty simple and in combination with thermodynamic simulation allow calculating of GTU performance in the shortest time. However, the cooling system presence contributes the necessity of determining of additional factors (parameters), which leads to some simplifications and, as a consequence, may lead to inaccuracies, when maps are used. Some of these simplifications are a determination of cooling air mass flow rate (MFR) as a percent from compressor inlet air MFR and simplified GTU components geometry consideration.

There are many papers devoted to an accurate offdesign performance calculation without maps utilization [7, 8]. However, their utilization is timeconsuming.

Therefore the methods that allow accounting for advantages of iteration maps method (relatively short time of calculation) with the 1D calculation of compressor, turbine and cooling system are of interest. The automation of off-design GTU parameters search process makes possible excluding errors related to transferring of large amounts of data for multiple variables.

Simulation of cooled GTU requires a utilization of various 0D, 1D, 2D and 3D models for calculation of GTU components (compressor, turbine, combustor, cooling system etc.), the presence of efficient data transfer between the models and ability to incorporate custom models, and use logical operations and perform optimizations. The complex of the mentioned tools, methods, models, scripts connected in a logical sequence is essentially a digital twin of gas turbine unit (GTUDT). The development and validation of such a GTUDT are presented in this paper.

The digital twin capabilities are especially interesting for optimization tasks. By the authors, the performance augmentation of GTU using developed digital twin by cooling air MFR control is performed.

Nomenclature

```
Symbols:
```

```
GTU - gas turbine unit;
    GTUDT - gas turbine unit digital twin;
    MFR – mass flow rate;
    AEF – air excess factor:
    LHV – lower heating value;
    G – mass flow rate;
    P - pressure;
    T – temperature;
    eff – efficiency;
    N – power.
Indexes:
    extr - extraction;
    in – inlet parameters;
    out - outlet parameters;
    turb - turbine;
    comp - compressor;
    comb – combustor.
```

GTU prototype for GTUDT

The 166 MW single shaft power generation stationary GTU was selected as a prototype, the digital twin will be developed for.

In the scope of this study, it was decided to limit the number of components and systems to be included in digital twin: compressor, combustor, turbine and cooling system (Figure 1). The thermo-structural analysis was not considered in this paper. However, it is planned to include it and expand the number of considered systems in future studies.

The main parameters of GTU prototype are presented in **Table 1**. Shaft rotational speed is constant for every off-design mode and equals the design mode.

The compressor is 17 stage machine with IGV and three extractions to cooling system: after nozzle of the 11th stage, after rotor of 16th stage and at compressor outlet.

Turbine is a three-stage axial machine with 14 cooling inductions and cooled duct at the turbine inlet.

Cooling system (**Figure 2**) is presented by three extractions in compressor part, which then divided on 14 cooling flows inducted to blades leading edges, trailing edges, tip, hub and shroud of turbine flow path.

The combustor is calculated by thermodynamic equations. Based on energy balance equations (1)–(4) the fuel MFR was received. Methane was used as a fuel.

$$I_{in_turb} = f(P_{turb_in}, T_{turb_in}, AEF), \qquad (1)$$

where *I*_{turb_in} – turbine inlet enthalpy;

 P_{turb_in} – turbine inlet pressure; T_{turb_in} – turbine inlet temperature; AEF – air excess factor.

Parameters	Units	Values		
Compressor				
Tin	K	288.15		
Pin	kPa	101.32		
Gin	kg/s	401.84		
Pout	kPa	1315.0		
Tout	K	625.85		
Gextr	kg/s	26.31		
eff	_	0.9146		
Ν	MW	137.17		
	Combustor			
Gin	kg/s	375.53		
Gfuel	kg/s	9.009		
AEF	_	2.41		
Turbine				
Pin	kPa	1249.25		
Tin	K	1550		
Gout	kg/s	384.51		
Tout	ĸ	901.62		
eff	—	0.9459		
Ν	MW	303.67		

Table 1 – GTU design characteristics



$$G_{fuel} = \frac{G_{comb_out}I_{turb_in} - G_{comp_out}I_{compr_out}}{IHV}, (2)$$

where G_{fuel} – fuel MFR;

 $G_{comb out}$ – combustor outlet MFR;

G_{comp out} - compressor outlet MFR;

I_{comp_out} – compressor outlet enthalpy;

LHV - lower heating value.

$$G_{comb_out} = G_{comp_out} + G_{fuel} , \qquad (3)$$

$$AEF = \frac{G_{comb_out}}{G_{fuel}I_0},\tag{4}$$

where I_0 – stoichiometric air-fuel ratio.

AEF in the (1) is used for determination of combustor products composition that has a significant influence on enthalpy value determined for specified pressure and temperature.

The combustor outlet MFR in the first iteration was set as

$$G_{comb out} = G_{compr out},$$
 (5)

The initial guess for air excess factor was arbitrarily selected. The pressure drop at combustor was equal 0.05 for all calculations.

Loss models for off-design performance prediction

Craig and Cox loss model was utilized for prediction of profile losses of the turbine nozzles and blades at the design and off-design modes. The model is empirical and based on experimental data obtained on numerous blade profiles. The authors of the loss model stated that no systematic or major discrepancies have been found in an analysis of over fifty turbines and that the most calculated values of overall efficiency being substantially within ± 1.25 percent of the measured values [10]. Besides, Ning Wei performed a study of different empirical loss models and determined that Craig and Cox loss model is one of the most accurate empirical loss models for relatively large axial turbines [11].



Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018



Fig. 3 - Gas turbine digital twin operation flowchart

The profile losses prediction of compressor blades were determined using the Lieblein's test data [12] approximated by Aungier [13]. In [13] author performed the validation of approximated expressions with NACA 10-stage compressor. The validation showed a good approximation of experimental data for each speed line.

The utilization of well-validated loss models for turbine and compressor served as a good foundation for the getting a high accuracy off-design performance prediction of the entire GTU. Besides, the authors performed some validation of the entire algorithm by themselves. The results are presented below in the paper.

The description of the GTUDT

In this study digital twin is used to simulate the off-design operation of the considered GTU prototype. Turbine inlet temperature was kept constant for each off-design mode.

The scheme of calculation process is presented in **Figure 3.**

Green circle block is self-explanatory. Orange rectangles represent custom scripts. The scripts were added in order to perform additional calculations not available among off-the-shelf tools. Yellow blocks represent some available computational tool. In particular, for the compressor, it was streamline solver, as well as for turbine. For cooling system, it was hydraulic network 1D numerical solver. Pink diamonds represent conditional statements for process control according to a predefined condition. These blocks allow implementation of loops required to converge required parameter, for example, MFR for each cooling flow. The conditional block could be also used for implementation of alternative paths of the calculation process. Red octahedron is self-explanatory. The top diamond on the diagram represents the condition of equality of cooling flows MFRs. If balances of the cooling flows mass flow rates extracted from the compressor and inducted to turbine do not correspond, the reassignment of cooling flows MFRs is performed. The equality of turbine inlet MFR and combustor outlet MFR is done by bottom diamond. In this case, the difference in mentioned above MFRs leads to reassigning of turbine inlet pressure.

All described above calculations were performed automatically. Thus, eventually, the capability to simulate off-design performance for any compressor inlet BCs as in real test facility was achieved.

Validation of GTUDT

The validation of the developed GTUDT was performed comparing the estimated performance data with real GTU test data [10]. The comparison was performed for the off-design caused by variation of ambient temperature from +5 °C to +30 °C. The ambient pressure and turbine inlet temperature for each off-design mode were kept constant and equal to the ones at design conditions.

The pressure losses in inlet and exhaust ducts were not taken into account.

The data for power correction factor obtained utilizing the GTUDT and the GTU test data from [10] are presented in **Figure 4**. Power correction factor is a ratio of power at design mode to power at off-design mode. It is clearly seen that the power correction factor obtained on GTUDT is in good agreement with the power correction factor variation from [10]. This allows concluding that GTUDT performance data results are plausible and that GTUDT can be used for GTU off-design performance data gathering.





Fig. 5 – Turbine exhaust temperature vs power in relative values



Fig. 6 – The dependency of unit efficiency from power level

Also, the validation of proposed digital twin was performed by comparison the turbine outlet temperature for different power level with generalized test data from [1] (**Figure 5**). The part loads of GTU are carried out by compressor inlet MFR decreasing.

The comparison of the curves showed that the obtained results are in good agreement with the trend obtained experimentally in [1], demonstrating the correctness of the results obtained on GTU virtual test facility.

Comparison of GTUDT results with heat balance calculation tool results

The estimation of GTU part load performance was performed utilizing the proposed VTF and utilizing cycle calculation tool with the embedded map for the compressor. The compressor map was preliminarily generated using described above streamline solver. The turbine efficiency was found based on Stodola law.

The comparison of the results is presented in this section. The dependencies of GTU efficiency determined by two mentioned approaches are presented in **Figure 8**.

Figure 6 shows the GTUDT results in 6% (in relative values) difference in efficiency value at 40% of unit power in comparison with results obtained with the conventional thermodynamic solver.

The difference can be explained by that the map was generated for fixed values of cooling flows extractions/inductions taken from design mode, but actually, the cooling flows parameters were varying for different part load modes. Its own portion of contribution into discrepancy value brought the air mass flow rate calculation method in case of map approach. Namely, it was calculated based on the simple pressure drop without taking into account variation of other thermodynamic and kinematic parameters of cooling flows at extraction/induction slots of compressor/turbine flow paths. The other factor is that the cooling flows are injected into turbine stage in two sections only (upstream and downstream turbine rotor) in map approach. Besides mentioned above, the modeling of the turbine by Stodola law brought some degree of discrepancy into the results in comparison with detailed turbine simulation in streamline solver.

All mentioned above factors allows concluding that the proposed VTF results demonstrate a higher degree of accuracy in comparison with the utilized map-based approach. It should be noted that mapbased approaches can be based on real field data and take into account variation of cooling flows and real compressor/turbine performance and induction/extraction slots parameters. In this case, the fidelity of the results can be rather high too. However, the advantage of VTF is that field data is not required.

GTU performance augmentation by cooling air MFR control

It is well known that GTU part-load control by turbine inlet temperature envisages a reduction of the turbine inlet temperature to obtain the part-load mode of GTU. Authors of this paper performed simulation of part-load mode of GTUDT (these results are not presented here, but they will be published in ASME Turbo Expo 2018 paper) and determined that the temperature of hot gas can become even less than blades material allowable temperature, but cooling mass flow rate was almost the same as in the design mode. In other words, the cooling flow is simply wasted at deep part load modes. It is obvious to assess the possibility of cooling mass flow rate control in order to adjust it according to the temperature of hot gas and improve the efficiency of GTU at deep off-design modes.

The proposed GTUDT was utilized to perform the assessment. For this, GTUDT cooling system was modified by the addition of control valve to the cooling channel going to first nozzle vane. The first vane required the most significant amount of cooling. Thus the effect from the reduction of cooling flow to the first nozzle has to be pretty significant.

Determining the quantity of cooling air MFR

There are dependencies in the literary sources that allow approximately calculate the required cooling air MFR for given type of cooling and temperature of the main flow.

In the presented paper the cooling air MFR was determined from [11] (**Figure 7**).

$$\overline{G} = G_{cool} / G_{gas} , \qquad (6)$$

where \overline{G} – relative cooling air MFR; G_{cool} – cooling air MFR;



Fig. 7 – Efficiency of different types of air cooling: l – blade with radial channels; 2 – blade with the semi-closed cooling system; 3 – deflector blade; 4n – nozzle blade film cooling; 4r – rotor blade film cooling

$$G_{gas}$$
 – MFR of the main flow.

$$\theta = \frac{T_{gas}^* - T_{bl}}{T_{gas}^* - T_{cool}^*},\tag{7}$$

where T_{gas}^* – total temperature of main flow;

 T_{bl} – maximal allowable temperature of blade without cooling;

 T_{cool}^* – total temperature of cooling flow.

Since the blade cooling type for presented GTU is film, the necessary cooling MFR was determined by the "4n" line.

Results of cooling air MFR adjustment

The effect of cooling air MFR control on VGTU performance for different power levels is presented in comparison with performance without any cooling system control.

The dependency of GTUDT performance for different power level is presented in **Figure 8**.

As we can see from **Figure 8** the efficiency of GTUDT with the controlled cooling system is higher than one of GTUDT with the uncontrolled cooling system. The efficiency increment at 40 % of power is about 3.5% in relative values, at the 70 %, it is about 1 %. It should be noticed that cooling air MFR was controlled for first nozzle only. It can be assumed that the cooling air MFR controlling at another flow path elements allows getting even higher efficiency increments. The GTUDT efficiency curve bend between 60 % and 50 % part load modes was caused by the full closure of the first nozzle cooling channel. The rest of

flow path elements have no control in this study, but GTUDT allows controlling the other cooling system branches either.

The distribution of cooling air MFR at different GTUDT power levels is presented in **Figure 9**.

It is clearly seen from **Figure 9** that the decrement of the cooling air MFR is much more significant for the case of the controlled cooling system. The turbine inlet temperature is less than the maximal allowable temperature of flow path metal in the range of 50 %-60 % of power.

It should be noticed that presented methodology of cooling system calculation allows defining the flow

directions inside the blade, which is possible at some deep part-load modes.

This assessment was not performed in this study. It is planned to include such an analysis and to perform cooling system control simulation at GTUDT part-load modes taking into account possible penetration of hot gas inside the blade and its influence on blade temperature and adjust cooling flow rate accordingly.

The dependency of relative turbine inlet temperature from power level is presented on **Figure 10**.



Fig. 10 - Relative turbine outlet temperature vs GTU power level



blue lines are the nozzle expansion process; red lines are the blade expansion process; green verticals are isetropic expansion process; green inclined lines are isobars; dark lines are expansion process in duct.

As we can see the difference in turbine outlet temperature in the range 100-60 % is not significant for controlled and uncontrolled cooling system types. The difference in 3 % in relative values is observed when the main flow temperature is less than maximal allowable metal temperature and the cooling air MFR for stationary elements is equal to zero.

The proposed digital twin allows analyzing the internal aero-thermodynamic parameters at any row of compressor and turbine flow paths and cooling channels. This is an advantage of direct performance estimation comparing to map approach. As an example, **Figure 11** represents the working fluid expansion process in the turbine taking into account cooling flows injections for both cases: controlled and uncontrolled cooling systems.

The explanation of the points and lines for the first stage of the turbine (**Figure 11**) is given below.

The 1-2 line represents the expansion process in the duct before turbine first stage.

Point 3 is the condition of gas after expansion in the first nozzle vane accounting cooling flows determined by static pressure, 3'' – the same condition without cooling accounting. Point 3' shows the total parameters of working gas after expansion in the first nozzle.

Point 4 is the total parameters in the absolute frame after first blade row accounting the cooling flows, 4'' – the same condition without cooling accounting. And the point 4' show the parameters after first blade row in the relative frame.

The dotted lines show the process without cooling. The solid lines represent a real expansion process. Blue lines represent expansion processes in stationary nozzles. Red lines represent expansion processes in rotating blades.

Approximate economics evaluation

Preliminary economics analysis was performed assuming that the GTU works at 40 % part-load mode from 20 % to 50 % of the time in a year. Thus, if the fuel price is equal to 0.17 per kg of the fuel with LHV equal 50 kJ/kg, the savings may be from 154,000 to 337,000 per year.

Conclusions

- The developed GTUDT allows simulating the behavior of real GTU including off-design and partload modes, automatically calculating compressor, turbine and entire cooling system performance, and their matching.

- The validation of proposed GTUDT with the test data for the case of different ambient temperature values was done. The validation showed good agreement of the GTUDT performance data with the real test data.

- The assessment of the possibility of cooling mass flow rate control and its influence on turbine performance was performed. The efficiency increment at 40 % of power is about 3.5 % in relative values, at the 70 %, it is about 1 %. It should be noticed that cooling air MFR was controlled for first nozzle only. It can be assumed that the cooling air MFR controlling at another flow path elements allows getting even higher efficiency increments.

- Preliminary economics analysis showed the savings are in the range from \$154,000 to \$387,000 per year. The final value of savings depends on part load mode power level and operation time percentage per year.

Off-the-shelf software tools utilized in the study

AxSTREAM® turbomachinery design, analysis and optimization tool [12, 13] was integrated into VGTU for simulation of compressor and turbine.

AxSTREAM NETTM 1D hydraulic networks analysis tool [14] was integrated into GTUDT for cooling system simulation.

AxSTREAM IONTM [15] system engineering infrastructure for the design of engineering systems was utilized for the development of GTUDT, including operation flowchart design, integration of the off-theshelf and custom software tools, and execution.

Acknowledgments

We wish to thank the many people from SoftIn-Way Inc. team who generously contributed their time and effort in the preparation of this work. The strength and utility of the material presented here are only as good as the inputs. Their insightful contributions are greatly appreciated.

References

- Shnee J. I., Capinos V. M., Kotlar I. V., (1976), Gas turbines. Thermodynamic processes heat exchanging in the designs, High School, Kyiv, 296 p.
- El Hadik A. A. (1990), "The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance", *Journal of Engineering of Gas Turbine and Power*, Vol. 112(4), pp. 590–596.

- Ancona M. A., Bianchi M., Melino F. et al. (2015), "Power Augmentation Technologies: Part I - Literature Review", Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, 2015, GT2015-43159.
- Facchini B. (1993), "A simplified approach to off-design evaluation of single shaft heavy duty gas turbines", ASME Cogen-Turbo, IGTI, Vol. 8, pp. 189–197.
- Wojciech Kosman. (2015), "Matching of a Gas Turbine and an Upgraded Supercritical Steam Turbine in Off-Design Operation", *Journal of Power Technologies*, No. 95(1), pp. 90–96.
- Kurz Rainer, Brun Klaus. (2000), "Gas Turbine Performance -What Makes The Map?", Proceedings of the 29th turbomachinery symphosium, pp. 247–262.
- Kaikko Juha. (1998), "Performance prediction of gas turbines by solving a system of non-linear equations", *Thesis for the degree of Doctor of Technology, University of Technology*, Lappeenranta, Finland on the 6th of March, 100 p.
- Janitha Kanishka Suraweera. (2011), "Off-Design Performance Prediction of Gas Turbines without the use of Compressor or Turbine Characteristics", *Master of Applied Science In Aero*space Engineering, Carleton University Ottawa, Ontario, 254 p.
- Moroz L., Govoruschenko Y., Pagur P. (2005), "Axial Turbine Stages Design: 1d/2d/3d Simulation, Experiment, Optimization", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005*, Reno-Tahoe, Nevada, USA, GT2005-68614.
- Ihor S. Diakunchak and David R. Nevin. (1989), "Site Performance Testing of CW251 B10 Gas Turbines", ASME, 89-GT-142, 8 p.
- Kholschevnikov K., Emin O., Mitrohin V. (1986), "Theory and calculation of the blade machines", *Machine construction*, 1986, pp. 267–267.
- 12. Moroz L., Govoruschenko Yu., Pagur P. (2006), "A uniform approach to conceptual design of axial turbine/compressor flow path", *The Future of Gas Turbine Technology. 3rd International Conference, October 2006*, Brussels, Belgium.
- Moroz L., Govoruschenko Yu., Pagur P. (2005), "Axial turbine stages design: 1d/2d/3d simulation, experiment, optimization", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, Reno-Tahoe, Nevada,* USA, GT2005-68614
- 14. SoftInWay Inc. (2016), AxSTREAM NETTM user documentation.
- 15. SoftInWay Inc. (2017), AxSTREAM ION™ user documentation.

Received 05.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мороз Леонід Ілліч (Мороз Леонид Іллич, Moroz Leonid) – кандидат технічних наук, директор, SoftInWay Inc., 1500 District Ave, Burlington, MA, USA, e-mail: l.moros@softinway.com.

Бурлака Максим Васильович (Бурлака Максим Васильевич, Burlaka Maksym) – кандидат технічних наук, провідний інженер, SoftInWay Inc., 1500 District Ave, Burlington, MA, USA, e-mail: m.burlaka@softinway.com.

Бараннік Валентин Сергійович (Баранник Валентин Сергеевич, Barannik Valentyn) – кандидат технічних наук, інженер, SoftInWay Inc., 1500 District Ave, Burlington, MA, USA, e-mail: v.barannik@softinway.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1472-0143. УДК 536.24:533.6.011

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.09

В. А. РОГАЧОВ, О. М. ТЕРЕХ, О. В. БАРАНЮК

СFD - МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНІ З ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ

Засобами CFD-моделювання досліджений конвективний теплообмін та аеродинамічний опір шахових пучків гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від $9,5\cdot10^3$ до $45\cdot10^3$. Вивчені моделі пучків з відношеннями кроків між трубами $s_1/s_2 = 0,46$, 0,92 і 1,83. Пучки формувались з трьох досліджених типів однозахідних гвинтоподібних труб, які відрізнялися кроком гвинтової лінії – t = 8, 12 і 20 мм. Зовнішній діаметр D = 16 мм, глибина виступів-впадин h = 2,5 мм і загальна довжина l = 428 мм досліджених труб не змінювались. Запропоновані залежності для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі і аеродинамічного опору шахових пучків гвинтоподібних труб. Приведений теплоаеродинамічний розрахунок повітронагрівачарегенератора.

Ключові слова: гвинтоподібна труба, шаховий пучок, теплообмін, аеродинамічний опір, узагальнююча залежність.

В. А. РОГАЧОВ, А. М. ТЕРЕХ, А. В. БАРАНЮК СГД - МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Средствами CFD-моделирования исследованы конвективный теплообмен и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков винтообразных труб с равноразвитой поверхностью в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $9,5 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$. Изучены модели пучков с соотношением шагов между трубами $s_1/s_2 = 0,46$, 0,92 i 1,83. Пучки формировались из трех исследованных типов однозаходных винтообразных труб, которые отличались шагом винтовой линии – t = 8, 12 i 20 мм. Внешний диаметр D = 16 мм, глубина выступов-впадин h = 2,5 мм и общая длина l = 428 мм исследованных труб не изменялась. Предложены зависимости для расчета конвективных коэффициентов теплооодачи и аэродинамического сопротивления шахматных пучков винтообразных труб. Приведен результат теплоаэродинамического расчета воздухонагревателя-регенератора.

Ключевые слова: винтообразная труба, шахматный пучёк, теплообмен, аэродинамическое сопротивление, обобщающая зависимость.

V. ROGACHOV, A. TEREKH, A. BARANYUK CFD –SIMULATION OF HEAT AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE SURFACE OF HELICAL TUBES

Using CFD-simulation tools we studied the convection heat exchange and the aerodynamic characteristics of the staggered bundles of helical tubes with the isotomous surface exposed to the external air flow stream in the range of Reynolds numbers of $9.5 \cdot 10^3$ to $45 \cdot 10^3$. Bundle models with the relation of pitches between the tubes of $s_1/s_2 = 0.46$, 0.92 and 1.83 have been studied. The bundles were formed of three studied types of single-thread helical tubes with the helical line pitch of t = 8, 12 and 20 mm. The outer tube diameter of D = 16 mm, the projectioncavity depth of h = 2.5 mm and the total length of l = 428 mm of test tubes were unvaried. CFD –simulation of the stream and heat exchange is based on the construction of the geometric model of calculated area and its discretization according to the conception of influence of the network parameters of finite elements on the stability and convergence of the solution and the specification of boundary conditions. The calculated area is covered with the nonuniform tetrahedral network concentrating near the tube walls. A minimum pitch size near the tube wall is selected provided that Re^{-1} . Minimum and maximum pitches are in this case $5 \cdot 10^{-5}$ and $1 \cdot 10^{-4}$ m. A number of the cells required for the flow discretization in the intertubular space was within 4 million. Model computations were done for periodic boundary conditions that were defined in profile planes at a distance between them equal to the transverse pitch s1. The process was analyzed using the developed finite element CFD-models of helical tubes in the ABSYS-Fluent program system environment. The formulated problem was solved for the stationary problem description meeting the requirement of achieving the independence of the solution on calculation network compactness. The obtained research data allowed us to suggest power dependences to compute the convective coefficients of heat emission and the aerodynamic resistance of staggered bundles of helical tubes. The tubes with the helical line pitch of t = 20 mm have the highest heat exchange intensity and the tubes with t = 8 mm have the lowest heat exchange intensity. In comparison with smooth tubular bundles, the highest increase in the heat emission (19-24 %) is observed for the bundles of helical tubes with t = 20 mm (t/h = 8), and the lowest increase (10-24 %)16 %) is observed for the bundles with t = 8 mm (t/h = 3.2). It is shown, that the resistance of the bundle of helical tubes with $s_1/s_2 = 0.46$ is higher by 17 % and 20 % in comparison with the bundles of $s_1/s_2 = 0.92$ and 1.83, accordingly. All studied bundles of helical tubes have a higher aerodynamic resistance in comparison with smooth tubular bundles with the same geometric parameters. Thus, the resistance of the bundle of helical tubes with $3 s_1/s_2 = 1.83$ is higher by 46 % and that of the tube bundle with $s_1/s_2 = 0.46$ and $s_1/s_2 = 0.92$ is higher by 14 % and 5 %, accordingly. The design heat aerodynamic computation data are given for the air-heater-regenerator that consists of the sections of heat-exchange surfaces of the helical tubes. The computation was done using the standard method involving the proposed dependences. It was shown that the heat exchanger made up of helical tubes has lower overall dimensions in comparison with smooth tubular heat exchanger and its heat transfer coefficient is 1.7 times higher.

Key words: helical tube, staggered bundles, heat exchange, aerodynamic resistance and the generalizing dependence.

Вступ

Відомо, що існуючі трубчасті теплообмінні поверхні, які виготовлені, як правило, з гладких круглих труб, вичерпали свої можливості з точки зору підвищення їх теплоаеродинамічної ефективності. Тому, пошук нових форм та профілів труб теплообмінних поверхонь, які здатні забезпечити високу інтенсивність теплопередачі при мінімальній витраті енергії на прокачування через них теплоносіїв, є актуальною задачею [1–3].

Одним з перспективних методів збільшення © В. А. Рогачов, О. М. Терех, О. В. Баранюк, 2018 інтенсивності теплообміну трубчастої поверхні при двосторонньому її обтіканні теплоносіями, є одночасний розвиток зовнішньої та внутрішньої поверхонь труб [4-7]. Авторами доведено, що така конструкція дозволяє одночасно збільшити обидві площі теплообміну у (1,15-1,4) рази. Завдяки гвинтоподібному профілю труби, утвореного послідовним чергуванням певної геометрії виступіввпадин, виникає часткове закручування потоку, яке викликає додаткову турбулізацію його всередині труби та утворення відривних областей течії. Крім того, за рахунок різкої зміни швидкості і відривного характеру течії при зовнішньому обмиванні поверхні, відбувається збільшення інтенсивності зовнішнього теплообміну. Так, залежно від геометричних характеристик гвинтоподібних труб та їх компоновок, тепловіддача порівняно з круглими трубами зростає, відповідно у 1,5-2,5 і 1,1-1,3 рази. В результаті цього коефіцієнт теплопередачі збільшується на 25-70% в порівнянні з трубами круглого перерізу. Тому з метою створення простих і надійних методик теплового розрахунку трубчастих теплообмінних апаратів типу «газ-газ», теплообмінна секція яких зібрана з гвинтоподібних труб, необхідно знати і вміти визначати їх теплогідравлічні характеристики.

Такі труби розроблені і виготовлені в ММІ НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» за технологією трироликового обкочування, внаслідок чого на зовнішній поверхні гладкої круглої труби утворюється гвинтоподібна канавка [8].

Одними з важливих геометричних параметрів, які впливають на конфігурацію зовнішньої поверхні гвинтоподібної труби є крок t і висота h виступів-впадин гвинтової лінії. Розробка розрахункових співвідношень для визначення коефіцієнтів зовнішньої тепловіддачі α2 при поперечному омиванні повітряним потоком шахових пучків гвинтоподібних труб виконувалась за допомогою даних теплообміну моделей пучків з відносними кроковими параметрами $s_1/s_2 = 22/48 = 0,46$ $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$, $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$ та кількістю рядів труб поперек та вздовж потоку відповідно, $z_1 = 10$ та $z_2 = 9$. Дослідження виконано для трьох типорозмірів гвинтоподібних труб, які відрізняються кроком гвинтової лінії -t = 8, 12 і 20 мм. при цьому, висота виступів-впадин гвинтової лінії *h* не варіювалася і становила 2,5 мм. Значення вибраних геометричних параметрів для дослідження продиктовано технологічними складнощами виготовлення гвинтоподібної труби [8].

Загальний вигляд досліджених гвинтоподібних труб і їх основні геометричні характеристики приведені на рис. 1 і табл. 1.

Значення поздовжніх s_1 і поперечних s_2 кроків пучків, а також геометричні розміри рівнорозвиненої теплообмінної поверхні приведені на рис. 2.



Рис. 1 – Загальний вигляд досліджених гвинтоподібних труб: *a* – фрагмент труби з кроком гвинтової лінії – *t* = 8 мм; *б* – *t* = 12 мм; *в* – *t* = 20 мм

в

Таблиця 1 – Геометричні параметри моделей гвинтоподібних труб

	11	17			
Параметр	№ пов.				
	1 2 3				
<i>l</i> , мм	428				
<i>D</i> , мм	16				
δ, мм	1				
<i>t</i> , мм	8	12	20		
<i>h</i> , мм	2,5				
<i>г</i> , мм	1,25				
<i>F</i> , м ²	2,56.10-2	2,38.10-2	2,22.10-2		
Ψ	1,19	1,11	1,03		



Рис. 2 – Досліджені пучки гвинтоподібних труб: $a - s_1/s_2 = 0.46$; $\delta - s_1/s_2 = 0.92$; $e - s_1/s_2 = 1.83$





Мета дослідження

Метою роботи є розробка системи розрахункових залежностей для визначення теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків гвинтоподібних труб. Ці залежності можна використовувати в методиках тепло аеродинамічних розрахунків рекуперативних теплообмінників з гвинтоподібних труб.

Методика досліджень

Розробка CFD-моделювання течії та теплообміну ґрунтується на побудові геометричної моделі розрахункової області та її дискретизації згідно з поняттями про вплив параметрів сітки кінцевих елементів на стійкість і збіжність рішення, завданні граничних умов. Розрахункова область покривається нерівномірною, зі згущенням до стінок труби тетраедричною сіткою. Розмір мінімального кроку у стінки труби вибирається згідно рекомендацій [9] за умови Re⁻¹. Мінімальний і максимальний кроки при цьому становлять 5.10-5 і 1.10-4 м. Тривимірна розрахункова сітка для випадку омивання потоком зовнішньої поверхні гвинтоподібних труб представлена на рис. 2. Кількість чарунок необхідних для дискретизації потоку в міжтрубному просторі не перевишувало 4 млн. Як свідчить рис. 2. скінчено-елементна сітка міжтрубного простору двошарова – вона містить пристінну область, яка апроксимується за допомогою елементарних паралелепіпедів і міжтрубну область, яка апроксимується за допомогою тетраедрів. Така побудова розрахункової сітки виконана згідно вимог [9] і забезпечує максимальну вірогідність з фізичної точки зору, отриманих результатів.

Обчислення на моделі проводилися при періодичних граничних умовах, які визначались в бічних площинах. Відстань між згаданими бічними площинами відповідала поперечному кроку між трубами s_1 (рис. 2).

Приведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених скінчено-елементних *CFD*моделей гвинтоподібних труб в середовищі програмного комплексу *ANSYS-Fluent*. Поставлена задача вирішувалась в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні для всіх типорозмірів вибирались незмінними наступні граничні умови:

– температура потоку на вході в пучок гвинтоподібних труб $t_{\rm BX} = 26 \,^{\circ}{\rm C}$;

– температура стінки труби $t_{ct} = 100$ °C.

– витрата повітря в представленому обчислювальному експерименті дорівнювала чотирьом фіксованим значенням 1·10⁻⁴, 9·10⁻⁴, 9·10⁻³, 3·10⁻².

Теплофізичні властивості повітря задавалися у вигляді поліноміальних функцій температури.

Результати досліджень теплообміну

Результати розрахунку пучків гвинтоподібних труб в діапазоні чисел Рейнольдса від 9,5·10³ до 45·10³ приведені на рис. 4.



Рис. 4 – Залежність Nu = *f*(Re_{*D*}) для шахових пучків гвинтоподібних труб

В якості характерних параметрів при обробці результатів експерименту в числах подібності використовувалися: зовнішній діаметр труби D та швидкість в самому вузькому перерізі пучка. Розшаровуючими параметрами отриманих кривих на графіку слугують крок гвинтової лінії t та параметр розміщення труб у пучку s_1/s_2 .

З рис. 4 видно, що розрахункові дані теплообміну в межах пучка з одним і тим же s_1/s_2 залежить від зміни кроку гвинтової лінії *t*. Так, у пучку з s_1/s_2 = idem при t = 20 мм інтенсивність теплообміну більше на (10–15) %, ніж при t = 8 мм. Крім того, дані розшаровуються за параметром розміщення s_1/s_2 групами, що складаються з трьох точок. Інтенсивність теплообміну пучка труб з $s_1/s_2 = 1,83$ найвища і знаходиться в діапазоні чисел Нусельта від 90 до 230. Щільний пучок труб з $s_1/s_2 = 0,46$ має найнижчу інтенсивність теплообміну при зміні Nu від 60 до 170. У кожному з пучків інтенсивність теплообміну найвища у труб з кроком гвинтової лінії t = 20 мм, а найнижча – у труб з t = 8 мм.

Слід відмітити, що теплообмінна поверхня сформована з кроковими характеристиками пучка $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$, хоч і має високу інтенсивність, але площа її поверхні порівняно з іншими найменша, тому для проектування теплообмінного апарату на базі пучка з гвинтоподібних труб доцільно вибрати пучок з $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$, який за теплопередаючими характеристиками практично не відрізняється від попереднього, зате компактність в нього вдвічі вища.

Числові дані дослідження узагальнені степеневою залежністю виду $Nu_k = C_q Re^m$, яка широко застосовується для пучків труб різного компонування [10,11] Отримані результати порівнюються з відомими розрахунковими залежностями для визначення інтенсивності теплообміну в гладкотрубних пучках [11].

Аналіз рис. 4 свідчить, що інтенсивність теплообміну пучків з гвинтоподібних труб з різними t вище, ніж у гладкотрубчастих пучках. Так, найбільше перевищення (19-24) % спостерігається у пучках із гвинтоподібних труб з t = 20 мм (t/h = 8), а найменше (10-16)% у пучках з t = 8 мм (t/h = 3.2). Відрізняється також і нахил кривих $Nu = f(Re_D)$ гвинтоподібних труб у бік підвишення. від нахилу кривої для гладкотрубних пучків, який відповідає степені m = 0,6 при числі Рейнольдса у формулі (1). Причому, із зростанням відносного параметру *t*/*h* збільшується і значення *m*. Цей факт вказує на те, що зі зміною умов омивання труби через зменшення кута нахилу гвинтової лінії відносно набігаючого поперечного потоку зростає його турбулентність, яка і призводить до інтенсифікації теплообміну. Вплив на інтенсивність теплообміну кроку t виявлено в роботі [4, 5], де досліджені пучки гвинтоподібних труб з іншими параметрами t/h, s1/s2 та з більшими значеннями коефіцієнта розвинення поверхні Ч.

З цього аналізу випливає, що в силу особливостей утворення гвинтоподібної поверхні труби [8], зростання коефіцієнта розвинення поверхні Ψ (табл. 1), яке відбувається зі зменшенням параметра t/h, не може бути основною причиною інтенсифікації теплообміну через недостатнє збільшення зовнішньої площі теплообмінної поверхні гвинтоподібної труби.

При створенні розрахункових залежностей з теплообміну для пучка оребрених труб зазвичай використовують параметр розміщення s_1/s_2 та коефіцієнт оребрення труби [10, 11]. Тому, при розробці рівнянь використані підходи та рекомендації зазначених авторів. Таким чином, залежність для розрахунку конвективного теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб у яких s_1/s_2 змінюється у межах (0,46–1,83), а коефіцієнт розвинення поверхні Ψ лежить в діапазоні (1,0–1,13) при зміні чисел Рейнольдса від 10·10³ до 45·10³, має вигляд:

Nu =
$$\left(-0.01 \ln \frac{s_1}{s_2} + 0.52\right) \left(-0.9\Psi + 1.4\right) \times$$

 $\times \text{Re}^{0.64} \text{Pr}^{0.43}.$ (1)

Похибка між розрахунковими даними CFDмоделювання і визначеними за залежністю (1) не перевищує ± 9 %.

Результати дослідження аеродинамічного опору

На рис. 5 приведені у вигляді залежностей $Eu_0 = f(Re_D)$ результати розрахунку аеродинамічного опору пучка гвинтоподібних труб, поверхні труб в якому відрізняються кроком гвинтової лінії при $s_1/s_2 = 0,46, 0,92$ і 1,83.



Рис. 5 – Залежність $Eu_0 = f(Re_D)$ для пучків гвинтоподібних і гладких труб

Аналіз рис. 5 дозволяє зробити висновок, що зміна кроку гвинтової лінії поверхні труби майже не впливає на зміну опору при зовнішньому обтіканні.

Отримані результати порівнювались з результатами розрахунку опору шахових гладкотрубних пучків [10–12].

Рис. 5 свідчить, що збільшення s2 при $s_1 = \text{const}$ призводить до зростання аеродинамічного опору, а збільшення s_1 при $s_2 = \text{const}$, навпаки, призводить до його зменшення. При цьому найбільшим опором володіє пучок з найбільшим поздо $s_2 = 48 \text{ MM},$ вжнім кроком що відповідає $s_1/s_2 = 0,46$. Числа Ейлера для цього пучка знаходяться в діапазоні від 0.23 до 0.17. При цьому опір пучка *s*₁/*s*₂ = 0,46 майже на 17 % і 20 % відповідно вище, ніж для пучків з $s_1/s_2 = 0.92$ і 1.83. Аналіз приведених на рисунках даних також свідчить, що всі досліджені пучки гвинтоподібних труб мають вищий аеродинамічний опір, ніж гладкотрубні пучки з тими ж параметрами. Так, пучок гвинтоподібних труб з s₁/s₂ = 1,83 має на 46 % більший опір, а пучки труб з $s_1/s_2 = 0,46$ і $s_1/s_2 = 0,92$ на 14 % і на 5 % відповідно.

Рис. 5 також свідчить, що приведені на ньому дані можна узагальнити залежністю виду Eu = $C_s \text{Re}^{-n}$, де показник степені при числі Рейнольдса *n* становить 0,25, що характерно для турбулентного режиму течії.

На основі приведених вище даних можна констатувати, що пучок з співвідношенням кроків $s_1/s_2 = 22/48 = 0,46$ має найбільший опір. Числа Ейлера у цього пучка знаходяться в діапазоні від 0,23 до 0,17. Для порівняння, опір гладкотрубних пучків для цього діапазону чисел Рейнольдса знаходиться в діапазоні від 0,2 до 0,14. Тобто, цей пучок має в середньому на 20 % більший опір, ніж пучок гладких круглих труб з такими ж кроковими характеристиками.

Пучки труб, з $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$ і $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$ мають близькі дані по опору, які відрізняються не більше ніж на 3 % та з врахуванням даних по теплообміну і з врахуванням рекомендацій щодо вимог компактності теплообмінного апарату, бажано теплообмінну поверхню виготовляти з гвинтоподібних труб, крок гвинтової лінії яких t складає 20 мм, а висота виступіввпадин 2,5 мм. Труби слід розташовувати в шаховому порядку з поздовжнім s_1 і поперечним s_2 кроками, які становлять 22 і 24 мм відповідно.

Аналіз приведених вище даних свідчить, що при поперечному омиванні пучка труб у якого співвідношення поздовжнього і поперечного кроків складає $s_1/s_2 = 0,92$ залежність аеродинамічного опору від режимних параметрів потоку Eu = $f(\text{Re}_D)$ можна узагальнити степеневою залежністю виду

$$\mathrm{Eu} = C_s \mathrm{Re}_D^{-n}.$$
 (2)

Для того щоб отримати більш універсальну залежність, треба визначити ряд параметрів, від яких залежить опір гвинтоподібної труби. Коефіцієнти C_s і *n* в формулі (2) є функціями крокових характеристик пучка і геометричних параметрів труб, які складають цей пучок. Враховуючи результати аналізу [6] залежність для розрахунку аеродинамічного опору гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею має вигляд:

$$Eu = \left(\frac{6,7}{2,1s_1/s_2 + 2,1s_1/s_2}\right) \times \\ \times Re^{-(2,1s_2/s_1 + 2,1s_1/s_2)^{-1}}.$$
 (3)

Оцінка точності залежності (3), що виконувалась шляхом зіставлення даних *CFD*-моделювання (рис. 4) і обчислених за апроксимованою залежністю (3) чисел Ейлера при фіксованих значеннях чисел Рейнольдса $\text{Re}_D = 10 \cdot 10^3$ і $\text{Re}_D = 45 \cdot 10^3$, показало розбіжність між даними не вище ± 6 %.

Розрахунок теплообмінного апарату з гвинтоподібними трубами

Нижче наведені результати конструкторського теплоаеродинамічного розрахунку повітронагрівача-регенератора, що складається з секцій теплообмінних поверхонь гвинтоподібних труб, виконаного на основі нормативного методу із залученням залежностей (1)–(3). Всередині гвинтоподібних рівнорозвинених труб тече повітря, а ззовні гази.

При розрахунках задавались умови роботи з боку повітря та димових газів:

– температура повітря на вході T_1 і на виході з труб T_2 ;

температура димових газів на вході θ₁;

– витрати повітря $G_{\rm n}$ та димових газів $G_{\rm r}$.

Результати розрахунку та порівняння теплообмінників з гвинтоподібних та гладких труб представлені в табл. 2.

З табл. 2 видно, що при заданих вхідних параметрах, теплообмінник з гладких труб менш компактний, ніж теплообмінник з гвинтоподібних труб. Звідси, має місце значне зростання аеродинамічного опору при зовнішньому обтіканні гладкотрубчастого пучка.

повітронагрівача-регенератора				
Параметр	Позначення	Гвинто- подібні труби	Круглі труби	
Температура потоку	$t_{\rm BX}, ^{\circ}{\rm C}$	80		
повітря в трубах	$t_{\text{BUX}}, ^{\circ}\text{C}$	48		
Температура набі-	$\theta_{\rm BX}$, °C	26		
гаючого потоку перед пучком труб	θ _{вих} , °С	28		
Теплове наванта- ження теплообмін- ника	<i>Q</i> , Вт	2250,81		
Швидкість потоку всередині труб	и, м/с	1:	5	
Швидкість зовніш- нього потоку перед пучком труб	<i>w</i> , м/с	15		
Швидкість потоку в «живому» перерізі	<i>w</i> ж, м/с	38,5	44,5	
Кількість труб по- перек потоку	z_1	6		
Кількість труб вздовж потоку	Z_2	5	9	
Загальна кількість труб	Z	30	54	
Поздовжній крок труб	<i>S</i> ₁ , мм	22		
Поперечний крок труб	<i>S</i> ₂ , мм	24		
Коефіцієнт теплопе- редачі	k, BT/(M ² ·K)	90	53,3	
Втрати тиску по газовій стороні	ΔP_2 , Πα	171	1784	
Втрати тиску по повітряній стороні	ΔP_1 , Πα	1131	116	

Таблиця 2 – Результати розрахунку повітронагрівача-регенератора

В той же час спостерігається різке зростання опору всередині гвинтоподібних туб, проте його абсолютне значення знаходиться у допустимих межах втрат тиску для даного повітронагрівачарегенератора.

Висновки

Аналіз представлених в статті результатів *CFD*-моделювання теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею дозволяє зробити наступні висновки:

 – застосування таких труб в теплообмінних апаратах є достатньо ефективним засобом інтенсифікації теплообміну порівняно з гладкими круглими трубами;

 причиною інтенсифікації теплообміну є турбулізація потоку та наявність відривних течій при омиванні поверхні;

– всі досліджені пучки гвинтоподібних труб мають вищу інтенсивність тепловіддачі, ніж глад-

котрубні пучки з тими ж геометричними параметрами в середньому на (10–24) %;

– найбільша інтенсивність теплообміну проявляється в пучках гвинтоподібних труб з відносним кроком t/h = 8;

 всі досліджені пучки гвинтоподібних труб мають вищий аеродинамічний опір, ніж гладкотрубні пучки з тими ж геометричними параметрами;

– найбільший аеродинамічний опір має пучок з відносним кроком $s_1/s_2 = 0,46$.

Враховуючи рекомендації, щодо вимог компактності теплообмінного апарату, бажано теплообмінну секцію виготовляти з гвинтоподібних труб крок гвинтової лінії яких складає 20 мм, а висота виступів-впадин 2,5 мм. Труби слід розташовувати у шаховому порядку з поздовжнім s_1 і поперечним s_2 кроками, відповідно 22 і 24 мм.

В подальшому доцільно більш детально дослідити вплив кількості заходів гвинтової канавки на теплоаеродинамічні характеристики пакетів гвинтоподібних труб та розширити діапазон компоновочних та режимних характеристик пучків труб.

Список літератури

- Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Копп И. З., Мякочкин А. С. Эффективные поверхности теплообмена. Москва: Энергоатомиздат, 1998. 400 с.
- Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. Москва: Энергия, 1966. 184 с.
- Kays W. M., London A.L. Compact Heat Exchangers. Second edition. New York: Mc Graw – Hill Book Company, 1967. 224 p.
- Pis'menniy E. N. Ways for improving the tubular heaters used in gas turbine units. *Thermal Engineering*, 2012. Vol. 59. No. 6, pp. 485–490.
- Письменний С. М., Рогачов В. А., Терех О. М., Коньшин В. І., Омельчук Д. С. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2013. № 1/8(61). С. 29–33, ISSN 1729-3774.
- 6. Письменний Є. М., Рева С. А., Терех О. М. Аеродинамічний опір пучків гвинтоподібних труб. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2013. № 6/8(66). С. 31–35, ISSN 1729-3774.
- Письменный Е. Н., Рева С. А., Терех А. М., Руденко А. И. Обобщение данных по аэродинамическому сопротивлению пакетов винтообразных труб. Международный научноисследовательский журнал. 2014. Ч. 1. № 5(24). С. 103–106, ISSN:2303-9868.
- Маковей В. О., Проценко П. Ю. Особливості профілювання одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб. Вестник Национального технического университета «ХПИ». 2013. № 43(1016). С. 153–162, ISSN:2078-5459.
- Быстров Ю. А., Исаев С. А., Кудрявцев Н. А., Леонтьев А. И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. 392 с.
- Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергия, 1975. 199 с.
- Жукаускас А., Макарявичюс В., Шланчяускас А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Минтис, 1968. 192 с.
- Аэродинамический расчет котельных установок : нормативный метод. изд. З. Под ред. С. И. Мочана. Ленинград: Энергия, 1977. 256 с.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

References (transliterated)

- Kalinin E. K., Dreitser G. A., Kopp I. Z. and Myakochin A. S. (1998), *The effective surfaces of heat exchange*, Energoatomisdat, Moscow, Russian.
- 2. Antufyev V. M. (1966), *Efficiency of various forms of convective heating surfaces*, Energia, M-L, Russian.
- Kays, W. M., London A. L. (1967), Compact Heat Exchangers. Second edition, Mc Graw – Hill Book Company, New York, 224 p.
- 4 Pis'mennyi E. N. (2011), "Efficient heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes", Thermal Engineering, Vol. 58, Issue 4, pp. 277–282.
- 5 Pis'mennyi E. N., Rogachev V. A., Terekh O. M., Konshin V. I., and Omelchuk D. S. (2013), "Heat transfer of tube bundles with the equalincreased surfaces", *Eastern European Journal of advanced technologies*, № 1/8(61), pp. 29–33, ISSN 1729-3774.
- Pis'mennyi E. N., Terekh A. M., Rogachov V. A., Rudenko A. I., and Reva S. A. (2013), "Aerodynamic drag of tube bundles with the equalincreased surfaces", *Eastern European Journal of advanced technologies*, № 6/8(66), pp. 31–35, ISSN:1729-3774.

- Pis'mennyi E. N., Reva S. A., Terekh A. M., and Rudenko A. I. (2014), "The generalized data of aerodynamic drag of the staggered bundles of screw-shaped tubes", *International research journal*, Vol. 1, No. 5(24), pp. 103–106, ISSN 2303-9868.
- Makovey V. O., and Protsenko P. Yu. (2016), "Features of profiling of one- and three-western spiral pipes", *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*, № 43(1016), pp. 153– 162, ISSN:2079-5459.
- Bystrov, Y. A., Isaev, S. A., Kudryavtsev, N. A., and Leontiev, A. I. (2005), Numerical simulation of heat transfer enhancement in the vortex bags pipes, Sudostroenie, Saint-Petersburg, Russian.
- Isachenko V. P., Osipova V. A., and Sukomel A. S. (1975), *Heat transfer*, Energy, Moscow, Russian.
- 11. Zhukauskas A., Makaryavichyus V., and Schlanciauskas A. (1968), *Heat transfer of tube bundles in a transverse flow of liquid*, Publishing house "Mintis", Vilnius, Lithuania.
- 12. (1977), Aerodynamic calculation of boiler plants (standard method). Ed. 3, Ed. S. Mochan, Energy, Leningrad, USSR.

Надійшла (received) 14.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Рогачов Валерій Андрійович (Рогачов Валерий Андреевич, Rogachov Valeriy) – кандидат технических наук, доцент, кафедра атомных электростанций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: valeriy rogachov@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5489-874X.

Терех Олександр Михайлович (Терех Александр Михайлович, Terekh Alexandr) – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, кафедра атомных электростанций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: teram57@meta.ua; ORCID: https://orcid.org/000-0002-1320-4890.

Баранюк Олександр Володимирович (Баранюк Александр Владимирович, Baranyuk Alexandr) – кандидат технических наук, старший преподаватель, кафедра атомных электростанций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: aleksandrW@i.ua; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6008-6465.

УДК 621.039.5

Ю. В. РОМАШОВ, Э. В. ПОВОЛОЦКИЙ

АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К ОЦЕНКЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОБОЛОЧЕК СТЕРЖНЕВЫХ ТВЭЛОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ С УЧЕТОМ ПОЛЗУЧЕСТИ

Выполнен анализ существующих распространенных подходов к обоснованию работоспособности оболочек твэлов с учетом ползучести, основанных на рассмотрении деформирования сегментов оболочки внутренним и наружным давлениями и разностью температуры по толщине стенки. Показано, что что расчетная схема, учитывающая действие на оболочку только внутреннего и наружного давлений и перепада температуры по толщине не может давать надежных оценок работоспособности твэлов с учетом ползучести.

Ключевые слова: твэл, оболочка, расчетная схема, напряженно-деформированное состояние, ползучесть.

Ю. В. РОМАШОВ, Е. В. ПОВОЛОЦЬКИЙ АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ДО ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ОБОЛОНОК СТРИЖНЕВИХ ТВЕЛІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЯДЕРНИХ РЕАКТОРІВ З УРАХУВАННЯМ ПОВЗУЧОСТІ

Виконано аналіз існуючих поширених підходів щодо обгрунтування працездатності оболонок твелів з урахуванням повзучості, заснованих на розгляді деформування сегментів оболонки внутрішнім і зовнішнім тисками і різницею температури по товщині стінки. Показано, що розрахункова схема, яка враховує дію на оболонку тільки внутрішнього і зовнішнього тисків і перепаду температури по товщині не може давати надійних оцінок працездатності твелів з урахуванням повзучості.

Ключові слова: твел, оболонка, розрахункова схема, напружено-деформований стан, повзучість.

YU. ROMASHOV, E. POVOLOTSKY ANALYSIS OF THE APPROACHES TO THE ASSESSMENT OF THE WORKING CAPACITY OF THE SHELLS OF FUEL ELEMENTS OF NUCLEAR POWER REACTORS TAKING INTO CONSIDERATION THE CREEPAGE

The creepage is one of the factors that considerably limit the working capacity of the shells of fuel elements of nuclear reactors. At the present time, to study a mechanical behavior of the shell of fuel elements it is subdivided into axial segments and consideration is given to the strain of each axial segment caused by internal and external pressures taking into consideration the temperature difference of outer and inner surfaces. Based on the damageability concept we suggested the mathematical formulation of the problem on the creepage of the axial segment of the shell of fuel element taking into consideration the action of internal and external pressures on it and the temperature difference of outer and inner surfaces that is given in the form of differential equations with boundary and initial conditions and the microscopic defect formation condition. The problem formulated in this manner was solved using the method of semi-descritization with spatial coordinate finite differences and stepwise time integration using the Merson method with the automatic selection of an integration step. It is shown that the formation time of microscopic defect in the shell of fuel element at a prescribed temperature due to the creepage is defined by the internal and external pressure difference module. It is explained by the dependence of the creepage rate and the damageability on the intensity of strains. Since the values of internal and external pressures on fuel element shells are comparable for contemporary nuclear reactors, we can draw a conclusion that a possible flexure of the shells of fuel elements should be taken into consideration in the heat carrier flow to substantiate the resource taking into consideration the creepage.

Key words: fuel element, shell, computation scheme, creepage, damageability, resource, elastically-deformed state, the method of semi-descritization, and the approximated solution.

Введение

Ползучесть является одним из факторов, существенно ограничивающих работоспособность оболочек тепловыделяющих элементов (твэлов) ядерных реакторов. В настоящее время проводятся интенсивные исследования ползучести оболочек твэлов самых разнообразных конструкций [1, 2], однако общепризнанных подходов к оценке работоспособности оболочек твэлов сегодня не существует. Таким образом, тема данной работы, в которой выполнен анализ подходов к оценке работоспособности оболочек твэлов с учетом ползучести, является актуальной в научном отношении и представляет огромный теоретический и практический интерес для современной мировой атомной энергетики и энергетического машиностроения.

Цель работы

Основой для оценки работоспособности оболочек твэлов является математическое моделирование их деформирования и разрушения, которое осуществляется в рамках некоторых априори принимаемых допущений. Целью данной работы является анализ общепринятых в настоящее время основных априори принимаемых допущений, принимаемых в существующих подходах к оценке работоспособности оболочек твэлов с учетом ползучести.

Основные положения распространенных в настоящее время подходов

Моделирование механического поведения оболочек твэлов выполняют обычно с помощью

© Ю. В. Ромашов, Э. В. Поволоцкий, 2018

универсального коммерческого программного обеспечения, например *ANSYS* [3], а также различных специализированных расчетных кодов, как, например *FEMAXI* [4]. При этом постоянно совершенствуют модели механического поведения материалов и конструкций, а также методы численного решения задач теории ползучести для оценки работоспособности и показателей долговечности оболочек твэлов [5–8].

Схематизация механического поведения оболочки твэла предопределяет достоверность оценки работоспособности оболочки твэла с учетом ползучести. В настоящее время при изучении механического поведения оболочки твэла ее разделяют на аксиальные сегменты и рассматривают деформирование каждого из таких аксиальных сегментов внутренним и наружным давлениями p_a и p_b с учетом разности температур T_a и T_b внутренней и наружной поверхностей (рис. 1). Выбор такой схематизации обусловлен тем, что в современных конструкциях твэлов L >> b (рис. 1). Условия эксплуатации твэлов характеризуются следующими неравенствами:

$$T_a \ge T_b, \quad p_b \ge p_a \,. \tag{1}$$



аксиальный сегмент оболочки твэла

Рис. 1 – Типичная схематизация оболочки твэла

Давление p_a обусловлено действием газа, заполняемого в оболочку, и осколков деления; давление p_b обусловлено действием на оболочку движущегося теплоносителя. Величины T_a и T_b определяются тепловыделением в топливе вследствие ядерной реакции деления и теплообменом в зазоре между топливом и оболочкой, а также между оболочкой и теплоносителем.

Модель механического поведения аксиального сегмента оболочки твэла с учетом ползучести

Вследствие осевой симметрии состояние аксиального сегмента оболочки твэла зависит только от радиальной координаты r, $a \le r \le b$; при этом напряженно-деформированное состояние определяется радиальным перемещением u, радиальным σ_r и окружным σ_{θ} напряжениями. В сечении r со временем t вследствие ползучести накапливаются радиальная c_r и окружная c_{θ} необратимые деформации, повреждаемость в материале, которую характеризуем скалярным параметром ω как, например, в работе [8]. Тогда напряженнодеформированное состояние сегмента оболочки твэла определяется величинами p_a , p_b , T_a , T_b (рис. 1), характеризующими интенсивности внешних воздействующих факторов, а также текущими деформациями ползучести:

$$\begin{aligned} -\frac{1}{E}\sigma_r + \frac{v}{E}\sigma_{\theta} + \frac{du}{dr} &= \alpha (T - T_0) + c_r - \frac{v}{E}\sigma_z ,\\ \frac{v}{E}\sigma_r - \frac{1}{E}\sigma_{\theta} + \frac{u}{r} &= \alpha (T)(T - T_0) + c_{\theta} - \frac{v}{E}\sigma_z ,\\ \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_{\theta}}{r} &= 0, \quad \sigma_z = p_a \frac{a^2}{b^2 - a^2} - p_b \frac{b^2}{b^2 - a^2} ,\\ \sigma_r \Big|_{r=r_a} &= -p_a, \quad \sigma_r \Big|_{r=r_b} &= -p_b , \end{aligned}$$

где *E*, v и α – модуль упругости, коэффициенты Пауссона и теплового расширения материала; $T = T_b + (T_b - T_a) \frac{\ln(r/b)}{\ln(a/b)}$ – поле температуры в

стенке оболочки; T_0 – температура оболочки в естественно-ненагруженном состоянии. Формулировка вида (2) отвечает наиболее общему случаю, когда характеристики материала E, ν и α зависят от температуры.

Скорости ползучести и повреждаемости оболочки твэла при заданной температуре определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial c_r}{\partial t} &= \frac{3}{2} B e \frac{\sigma_i^{n-1}}{(1-\omega)^n} \left(\frac{2}{3} \sigma_r + \frac{1}{3} \sigma_\theta - \frac{1}{3} \sigma_z \right), \\ \frac{\partial c_\theta}{\partial t} &= \frac{3}{2} B \frac{\sigma_i^{n-1}}{(1-\omega)^n} \left(\frac{2}{3} \sigma_\theta + \frac{1}{3} \sigma_r - \frac{1}{3} \sigma_z \right), \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} &= A e \frac{\sigma_i^k}{(1-\omega)^k}, \\ c_r \Big|_{t=0} &= 0, \quad c_\theta \Big|_{t=0} = 0, \quad \omega \Big|_{t=0} = 0, \quad (3) \end{aligned}$$

где *B*, *n* и *A*, *k* – параметры закона ползучести материала оболочки твэла, определяемые по данным о ползучести и длительной прочности.

Время *t*^{*} образования макроскопического дефекта в оболочке твэла определяется условием вида:

$$\omega\Big|_{t=t^*} = 1. \tag{4}$$

Интегрирование по времени при решении задачи (2), (3) осуществляется до выполнения условия (4).

Анализ механического поведения оболочки твэла с учетом ползучести

Численное решение задачи (2), (3) вплоть до выполнения условия (4) выполним при помощи метода полу-дискретизации [9] с конечными разностями по координате r и интегрированием по времени t обыкновенных дифференциальных уравнений для узловых значений неизвестных.

Применяя конечные разности для аппроксимации производных $\partial/\partial r$, из уравнений и граничных условий (2) получаем соотношение

$$\mathbf{A}_{N}^{(1)} \cdot \mathbf{u}_{N}^{(1)} = \mathbf{f}_{N}^{(1)} + \mathbf{A}_{N}^{(2)} \cdot \mathbf{u}_{N}^{(2)}, \qquad (5)$$

где $\mathbf{A}_N^{(1)}$, $\mathbf{A}_N^{(2)}$ и $\mathbf{f}_N^{(1)}$ – квадратная, прямоугольная матрицы и вектор, отвечающие разностной аппроксимации краевой задачи (2); $\mathbf{u}_N^{(1)}$ и $\mathbf{u}_N^{(2)}$ – векторы узловых значений u, σ_r , σ_{θ} и c_r , c_{θ} , ω . Получение матриц $\mathbf{A}_N^{(1)}$, $\mathbf{A}_N^{(2)}$ и вектора $\mathbf{f}_N^{(1)}$ не содержит каких-либо трудностей.

Уравнения (3) рассматриваем в узлах сетки и получаем обыкновенные дифференциальные уравнения с начальными условиями относительно узловых значений c_r , c_{θ} и ω :

$$\partial \mathbf{u}_N^{(2)} / \partial t = \mathbf{f}_N^{(2)} (\mathbf{u}_N^{(2)}; \mathbf{u}_N^{(1)}), \quad \mathbf{u}_N^{(2)} \Big|_{t=0} = \mathbf{0}, \qquad (6)$$

где выражение $\mathbf{f}_N^{(2)}(\mathbf{u}_N^{(2)};\mathbf{u}_N^{(1)})$ отвечает правым частям уравнений (3) в узлах сетки и его получение не содержит каких-либо трудностей.

Используя соотношение (5), получаем:

$$\mathbf{u}_{N}^{(1)} = \left(\mathbf{A}_{N}^{(1)}\right)^{-1} \cdot \left(\mathbf{f}_{N}^{(1)} + \mathbf{A}_{N}^{(2)} \cdot \mathbf{u}_{N}^{(2)}\right).$$
(7)

Подставив соотношение (7) в уравнение (6), получаем в результате задачу Коши канонического вида, которую далее решаем при помощи метода Мерсона с автоматическим выбором шага интегрирования, как в работе [8].

Результаты анализа механического поведения оболочки твэла с учетом ползучести

Рассмотрим решение задачи (2), (3) для следующих исходных данных, отвечающих твэлам энергетического ядерного реактора ВВЭР-1000: a = 3,855 мм, b = 4,55 мм, E = 77 ГПа, v = 0,36, $\alpha = 6,33 \cdot 10^{-6}$ K⁻¹, $T_0 = 293$ K, $T_a = T_b = 623$ K, k = n = 10,80, $A = 3,3585 \cdot 10^{-30}$ МПа^{-k}/час, $B = 8,0602 \cdot 10^{-31}$ МПа⁻ⁿ/час.

Результаты расчетов показывают, что при заданной температуре время t^* образования макроскопического дефекта в оболочке твэла вследствие ползучести определяется модулем разности давлений p_a и p_b (рис. 2).

Обсуждение результатов

То обстоятельство, что время образования макроскопического дефекта в оболочке твэла определяется модулем разности внутреннего и наружного давлений, объясняется зависимостью скорости ползучести и повреждаемости от интенсивности напряжений, которая приближается к нулю при одинаковых внутреннем и наружном давлениях. В современных ядерных реакторах с водой под давлением в качестве теплоносителя и замедлителя значения внутреннего и наружного давлений на оболочки твэлов сопоставимы, так что внешние воздействующие факторы не могут быть сведены только лишь к внутреннему и к наружному давлению. Поэтому при обосновании ресурса оболочек твэлов ядерных реакторов с водой под давлением с учетом повреждений вследствие ползучести следует учитывать также возможный изгиб оболочек твэлов в потоке движущегося водного теплоносителя. В то же время для ядерных реакторов на быстрых нейтронах с жидкометаллическим теплоносителем схематизация внешних воздействующих факторов оболочки твэла в виде наружного и внутреннего давления может оказаться достаточно точной для обоснования работоспособности оболочек с учетом ползучести. Действительно, в таких реакторах наружное давление жидкометаллического теплоносителя пренебрежимо мало по сравнению с давлением внутри оболочки, что приводит к значительным интенсивностям напряжений, и, как следствие, внутреннее давление может приводить к значительным скоростям деформаций ползучести и повреждаемости в конструкционном материале оболочки твэла.





Выводы

Выполнен анализ основных априори принимаемых допущений в распространенных подходах к оценке работоспособности оболочек твэлов ядерных реакторов с учетом ползучести и повреждаемости. Показано, что расчетная схема, учитывающая действие на оболочку только внутреннего и наружного давлений и перепада температуры по толщине стенки не может давать надежных оценок работоспособности твэлов с учетом ползучести для ядерных реакторов с водой под давлением в качестве теплоносителя и замедлителя, когда внутренне давление на оболочку сопоставимо с наружным давлением. Такую расчетную схему следует рекомендовать для обоснования работоспособности оболочек твэлов ядерных реакторов на быстрых нейтронах с жидкометаллическими теплоносителями, когда внутренне давление на оболочку твэла оказывается намного больше наружного давления на нее. В дальнейших исследованиях с использованием предложенной схематизации внешних воздействующих факторов предполагается рассмотреть работоспособность оболочек твэлов ядерных реакторов на быстрых нейтронах с жидкометаллическими теплоносителями. Кроме этого, для обоснования работоспособности оболочек твэлов ядерных реакторов с водой под давлением в дальнейшем предлагается кроме внутреннего и наружного давлений учитывать также изгиб оболочки в потоке водного теплоносителя, который может приводить к значительным напряжениям из-за большой длины оболочек.

Список литературы

- Campello D., Tardif N., Moula M., Baietto M. C., Coret M., Desquines J. Identification of the steady-state creep behavior of Zircaloy-4 claddings under simulated Loss-Of-Coolant Accident conditions based on a coupled experimental/numerical approach. *International Journal of Solids and Structures*. 2017. Vol. 115–116. pp. 267–278.
- Montgomery R., Tomé C., Liu W., Alankar A., Subramanian G., Stanek C. Use of multiscale zirconium alloy deformation models in nuclear fuel behavior analysis. *Journal of Computational Physics*. 2017. Vol. 328. pp. 278–300.
- Lee Y., Lee J. I., NO H. C. Mechanical analysis of surfacecoated zircaloy cladding. *Nuclear Engineering and Technology*. 2017. Vol. 49, Issue 5. pp. 1031–1043.
- Okawa T., Tatewaki I., Ishizu T., Endo H., Tsuboi Y., Saitou H. Fuel behavior analysis code FEMAXI-FBR development and validation for core disruptive accident. *Progress in Nuclear Energy*. 2015. Vol. 82. pp. 80–85.
- Yefimov A. V., Romashov Yu. V. Problem of evaluation for structural materials operability in elements of nuclear power

plants equipments. Problems of Atomic Science and Technology. 2017. No. 108(2). pp. 29–35.

- Jelwan J., Chowdhury M., Pearce G. Design for creep: A critical examination of some methods. *Engineering Failure Analysis*. 2013. Vol. 27. pp. 350–372.
- Ромашов Ю. В., Поволоцкий Э. В. Применение метода конечных разностей для решения задачи о напряженнодеформированном состоянии оболочки стержневого твэла. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). С. 82–85. Бібліогр.: 9 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.13.
- Morachkovskii O. K., Romashov Yu. V. Solving initialboundary-value creep problems. *International Applied Mechanics*. 2009. Vol. 45, No. 10. P. 1061–1070.
- Fletcher C. A. J. Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques. Springer Verlag. Berlin. Heidelberg, 1988, 1991. 404 p.

References (transliterated)

- Campello, D., Tardif, N., Moula, M., Baietto, M. C., Coret, M. and Desquines, J. (2017), "Identification of the steady-state creep behavior of Zircaloy-4 claddings under simulated Loss-Of-Coolant Accident conditions based on a coupled experimental/numerical approach", *International Journal of Solids* and Structures, Vol. 115–116, pp. 267–278.
- Montgomery, R., Tomé, C., Liu, W., Alankar, A., Subramanian, G. and Stanek, C. (2017), "Use of multiscale zirconium alloy deformation models in nuclear fuel behavior analysis", *Journal of Computational Physics*, Vol. 328, pp. 278–300.
- 3. Lee, Yu., Lee, J. I., and NO, H. C. (2017), "Mechanical analysis of surface-coated zircaloy cladding", *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 49, Issue 5, pp. 1031–1043.
- Okawa, T., Tatewaki, I., Ishizu, T., Endo, H., Tsuboi, Y. and Saitou H. (2015), "Fuel behavior analysis code FEMAXI-FBR development and validation for core disruptive accident", *Pro*gress in Nuclear Energy, Vol. 82, pp. 80–85.
- 5. Yefimov, A. V. and Romashov, Yu. V. (2017), "Problem of evaluation for structural materials operability in elements of nuclear power plants equipments", *Problems of Atomic Science and Technology*, 108(2), pp. 29-35.
- 6. Jelwan, J., Chowdhury, M. and Pearce, G. (2013), "Design for creep: A critical examination of some methods", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 27, pp. 350-372.
- Romashov, Yu. and Povolotskii, E. (2017), "Using the Method of Finite Differences to Solve the Rod Fuel Element Shell Stress-Strain Behavior Problem", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 82–85, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.13.
- Morachkovskii, O. K. and Romashov, Yu. V. (2009), "Solving initial-boundary-value creep problems", *International Applied Mechanics*, Vol. 45, No. 10, pp. 1061–1070.
- Fletcher, C. A. J. (1988, 1991), Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg.

Поступила (received) 01.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ромашов Юрій Володимирович (Ромашов Юрий Владимирович, Romashov Yury) – 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.

Поволоцький Елій Вікторович (Поволоцкий Элий Викторович, Elii Povolotskii) – магістр, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри парогенераторобудування; м Харків, Україна; e-mail: povolotsky91@gmail.com.

УДК 621.515

Ю. А. ОЛЕЙНИК, С. А. САПРЫКИН, С. П. НАУМЕНКО

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛИТРОПНОГО КПД ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Проанализированы математические модели определения политропного коэффициента полезного действия (КПД) центробежного нагнетателя (ЦБН). Описаны четыре метода определения политропного КПД ЦБН и проведены практические расчеты политропного КПД и коэффициента адиабаты по всем методам. Определен самый простой и точный метод определения политропного КПД ЦБН. Значения коэффициентов адиабаты можно использовать при определении политропного КПД ЦБН после определения коэффициента политропы ЦБН.

Ключевые слова: политропный коэффициент полезного действия, центробежный нагнетатель.

Ю. А. ОЛІЙНИК, С. О. САПРИКІН, С. П. НАУМЕНКО АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛІТРОПНОГО ККД ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА

Проаналізовано математичні моделі визначення політропного коефіцієнту корисної дії (ККД) відцентрового нагнітача (ВЦН). Описано чотири метода визначення політропного ККД ВЦН і проведено практичні розрахунки політропного ККД та коефіцієнта адіабати по всім методам. Визначено найпростіший ті точний метод визначення політропного ККД ВЦН. Значення коефіцієнту адіабати можна використовувати при визначенні політропного ККД ВЦН після визначення коефіцієнту політропи ВЦН.

Ключові слова: політропний коефіцієнт корисної дії, відцентровий нагнітач.

YU. OLEYNIK, S. SAPRYKIN, S. NAUMENKO ANALYZING THE METHODS OF COMPUTATION OF THE POLYTROPIC COEFFICIENT OF EFFICIENCY OF THE CENTRIFUGAL SUPERCHARGER

Mathematical models used for the determination of the parameters of natural gas and centrifugal supercharger (CSC) were analyzed. Based on these models we can compute the polytropic coefficient of efficiency of the CSC using natural gas parameters for the input and output of centrifugal supercharger. Three mathematical models were taken from the standards for the computation of CSC parameters and one mathematical model was taken from the scientific literature. Based on the above mathematical models we described the four methods of computation of the polytropic coefficient of efficiency of the CSC. The values were suggested for the methods that allow for the accurate computation of the polytropic coefficient of efficiency of the CSC and the coefficient of adiabatic curve of the natural gas. The most accurate method of determination of the polytropic coefficient of efficiency of the CSC has been given. The most accurate method is the easiest method for the computations and it is convenient for the computation of an average value of the coefficient of adiabatic curve of the CSC in-operation. The methods allow us to determine an average value of the coefficient of adiabatic curve of the CSC.

Key words: polytropic coefficient of efficiency and the centrifugal supercharger.

Введение

Для определения внутренней мощности центробежного нагнетателя (ЦБН) необходимо определять его политропный коэффициент полезного действия (КПД). Мы будем рассматривать ЦБН, которые сжимают природный газ (ПГ). Организации и предприятия, эксплуатирующие ЦБН, рассчитывают политропный КПД ЦБН по своим стандартам. Можно рассчитывать политропный КПД, используя математические модели (ММ), приведенные в научной литературе. Мы рассмотрим ММ определения параметров газа и ЦБН, после анализа которых выделим методы расчета политропного КПД, которые сравним с помощью практических расчетов.

Цель работы

Получить методы расчёта политропного КПД ЦБН и оценить их точность.

Параметры природного газа на входе и выходе ЦБН

Будем рассматривать ММ определения параметров ЦБН и КПД ЦБН, которые основываются на параметрах ПГ, представленных на рис. 1. Рассматриваемые ММ будут взяты из существующих стандартов и научной литературы.

На первой оси рис. 1 показаны удельные энтальпии реального ПГ при адиабатном и политропном процессах сжатия ПГ. Так же на этой оси (рис. 1) показаны удельные энтальпии ПГ, если ПГ обладает свойствами идеального газа.

Для удельных энтальпий и удельных работ на рис. 1 введены следующие обозначения:

– *i*₁ – удельная энтальпия ПГ на входе в ЦБН,
 Дж/кг;

– *i*₂ – удельная энтальпия ПГ на выходе из ЦБН
 при политропном процессе сжатия (ППС), Дж/кг;

© Ю. А. Олейник, С. А. Сапрыкин, С. П. Науменко, 2018



 $-i_{2a}$ – удельная энтальпия ПГ на выходе из ЦБН при адиабатном процессе сжатия(АПС), Дж/кг;

 $-i_{1\mu}$, $i_{2\mu}$ – удельные энтальпии ПГ на входе в ЦБН и выходе из ЦБН, если сжимаемый ПГ обладает свойствами идеального газа, Дж/кг;

 $-e_{\rm T}$ – потери удельной энергии ПГ за счёт отдачи тепла от ПГ во внешнюю среду, Дж/кг;

 $-e_{1\mu}$, $e_{2\mu}$ – разница между удельной энтальпией ПГ в идеальном состоянии и ПГ в реальном состоянии при АПС, Дж/кг;

– *A*_a – удельная работа, совершённая ЦБН над ПГ при АПС, Дж/кг;

– А_п – удельная работа, совершённая ЦБН над ПГ при ППС, Дж/кг.

На второй оси давлений рис. 1 показаны следующие давления ПГ:

 $- p_1$ – абсолютное давление ПГ на входе в ЦБН, Па;

 $-p_2$ – абсолютное давление ПГ на выходе из ЦБН при ППС, Па;

– p_{2a} – абсолютное давление ПГ на выходе из ЦБН при АПС, Па.

На третьей оси температур рис. 1 показаны следующие температуры ПГ:

– Т₁ – температура ПГ на входе в ЦБН, К;

 $-T_2$ - температура ПГ на выходе из ЦБН при ППС, К;

 $- T_{2a} - температура ПГ на выходе из ЦБН при АПС, К.$

Математические модели определения параметров ПГ и ЦБН

Для политропного КПД ЦБН η_{π} запишем общую формулу [1]:

$$\eta_{\rm n} = \frac{A_{\rm n}}{A_{\rm a}} \,. \tag{1}$$

В статье [2] рассмотрены основные три MM расчета η_{π} . Мы проанализируем эти MM и рассмотрим дополнительную MM, чтобы получить четыре метода расчета η_{π} . Эти четыре метода будем сравнивать с помощью практических расчетов η_{π} и среднего значения η_{π} .

Математическая модель 1 стандарта [3]

Для величин i_{2a} и i_1 (рис. 1) запишем следующие уравнения [2, 3]:

$$i_{2a} = i_{2\mu} - e_{2\mu};$$
 (2)

$$i_1 = i_{1\mu} - e_{1\mu};$$
 (3)

$$i_{2\mu} = (2,6R + 149)T_2 + 1,225T_2^2;$$

$$i_{1\mu} = (2,6R + 149)T_1 + 1,225T_1^2;$$

$$e_{2\mu} = RT_{\kappa\rho}\delta_2; e_{1\mu} = RT_{\kappa\rho}\delta_1,$$

где R – газовая постоянная ПГ, Дж/(кг·К);

 $T_{\rm kp}$ – критическая температура ПГ, К;

δ₁, δ₂ – поправки удельной энтальпии ПГ, которые приводят значения энтальпии от состояния идеального к состоянию реального газа/

Зная значения i_{2a} и i_1 , определяем удельную работу A_a [2, 3]:

$$A_{\rm a} = i_{2\rm a} - i_{1}$$
,

затем определяем A_{Π} с учётом показателя политропы n [1, 2]:

$$A_{\rm n} = \frac{n}{n-1} R \big(Z_2 T_2 - Z_1 T_1 \big); \tag{4}$$

$$n = \frac{\ln\varepsilon}{\ln\left(\varepsilon \frac{Z_1 T_1}{Z_2 T_2}\right)},\tag{5}$$

где Z_1 , Z_2 – коэффициенты сжатия ПГ на входе и выходе ЦБН (Z_2 принят одинаковым при адиабатном и политропном процессах сжатия ПГ);

 $\varepsilon = p_2 / p_1 -$ степень сжатия ПГ в ЦБН.

Для A_a запишем уравнение с учетом показателя адиабаты k [1]:

$$A_{\rm a} = \frac{k}{k-1} R \left(Z_2 T_{2\rm a} - Z_1 T_1 \right). \tag{6}$$

Подставим формулы (4) и (6) в (1):

$$\eta_{\rm n} = \frac{n}{n-1} \frac{k-1}{k} \frac{Z_2 T_2 - Z_1 T_1}{Z_2 T_{2\rm a} - Z_1 T_1} \,. \tag{7}$$

Запишем формулу (7) в виде:

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

$$\eta_{\pi} \!=\! \eta_1 \eta_2 \ ; \label{eq:eq:energy_state}$$

$$\eta_1 = \frac{n}{n-1} \frac{k-1}{k};$$
(8)

 $\eta_2 = \frac{Z_2 T_2 - Z_1 T_1}{Z_2 T_{2a} - Z_1 T_1}.$ (9)

При допущении $\eta_2 \approx 1$, получим $\eta_{\Pi} = \eta_1$. Следующие три ММ используют это допущение и в них величина A_a определяется не с помощью энтальпий ПГ, а с помощью k.

Математическая модель 2 стандарта [4]

В стандарте [4] приведено следующее уравнение:

$$\frac{k}{k-1} = 4,16 + 0,0041 \left(t_{\rm cp} - 10 \right) + + 3,93 \left(\Delta_{\rm B} - 0,55 \right) + 5,0 \left(\frac{n-1}{n} - 0,3 \right); \qquad (10)$$
$$t_{\rm cp} = \frac{t_1 + t_2}{2},$$

где t_{cp} – средняя температура ПГ, °С;

 t_1 , t_2 – температура ПГ на входе и выходе ЦБН, °С; $\Delta_{\rm B}$ – относительная плотность ПГ по воздуху. Зная k/(k-1), можно оценивать $A_{\rm a}$ и η_1 .

Математической модель 3 стандарта [5]

В стандарте [5] приведена формула Кобза для k:

$$k = 1,556 (1 + 0,074 x_{a}) -$$

$$- 3,9 \cdot 10^{-4} T_{cp} (1 - 0,68 x_{a}) - 0,208 \rho_{cr} +$$

$$+ \left(\frac{p_{cp}}{T_{cp}}\right)^{1,43} \left[384(1 - x_{a}) \left(\frac{p_{cp}}{T_{cp}}\right)^{0,8} + 26,4 x_{a} \right]; (11)$$

$$T_{cp} = \frac{T_{1} + T_{2}}{2};$$

$$p_{cp} = \frac{p_{1} + p_{2}}{2};$$

$$x_{a} = \frac{X_{a}}{100},$$

где *Т*_{ср} – средняя температура ПГ, К;

 $p_{\rm cp}$ – среднее абсолютное давление ПГ, МПа;

 $x_{\rm a}$ – молярная доля азота в ПГ;

*X*_а − молярная доля азота в ПГ, %;

 ρ_{cr} – плотность ПГ при стандартных условиях (20 °C, 101325 Па), кг/м³.

Зная значение k и определив n, можно оценивать величины A_a и η_1 .

Математическая модель 4 литературы [6]

$$c_{pk} = \frac{4187}{M_{\rm nr}} \left[5,15 + \left(5,65 + 0,017 \,\frac{\Delta T}{2} \right) \Delta_{\rm B} \right]; (12)$$
$$\Delta T = T_2 - T_1.$$

где c_{pk} – теплоёмкости ПГ при постоянном давлении и АПС ПГ, Дж/(кг·К);

*М*_{пг} – молярная масса ПГ, кг/кмоль.

Формула (12) получена на основе уравнения из литературы [6], где первый автор – Доброхотов В.Д. По имени первого автора назовём (12) формулой Доброхотова.

Используя значение c_{pk} , можно определить дробь показателя адиабаты [1, 2]:

$$\frac{k}{k-1} = \frac{c_{pk}}{R} \; .$$

Методы определения политропного КПД ЦБН

На основе четырех ММ можно получить четыре метода расчета η_{Π} ЦБН (табл. 1). Метод 1 (табл. 1) основан на определении A_a с помощью энтальпий ПГ и A_{Π} с помощью параметров ПГ, чтобы далее получить η_{Π} (формула (1)). Методы 2–4 (табл. 1) основаны на определении k и n, после чего рассчитывается $\eta_1 \approx \eta_{\Pi}$ (формула (8)).

Точность определения политропного КПД

Можно ли учитывать η_2 (формулы (7)–(9)), если ММ 2–4 определяют только значение η_1 (формула (8)) и мы получим завышенное значение $\eta_{\pi} = \eta_1 \eta_2$? Выход может быть в том, чтобы определять не η_1 , а $\overline{\eta}_1$:

$$\overline{\eta}_{l} = \frac{n}{n-1} \frac{\overline{k} - 1}{\overline{k}}, \qquad (13)$$

где значение \bar{k} рассчитывается таким образом, чтобы выполнялось условие:

$$\overline{\eta}_1 = \eta_{\pi}$$
.

Приравняем формулы (13) и (7) с учетом (9):

$$\frac{n}{n-1}\frac{\bar{k}-1}{\bar{k}} = \frac{n}{n-1}\frac{k-1}{k}\eta_2;
\frac{\bar{k}-1}{\bar{k}} = \frac{k-1}{k}\eta_2.$$
(14)

Чтобы выполнялось равенство (14), необходимо, чтобы выполнялось условие $\overline{k} < k$ (рис. 2). Если определять реальное значение η_{Π} , используя формулу (8), а не (7), то, для учёта $\eta_{\Pi 2}$, необходимо определять не k, а \overline{k} ($\overline{k} < k$), уменьшая реальное значение k (рис. 2).

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018



Рис. 2 – График функции (k – 1)/k

Насколько получаемые по методам 2–4 (табл. 1) значения k близки к \overline{k} оценить пока нельзя. Для идеального многоатомного газа k = 1,33, значит для \overline{k} можем записать $\overline{k} \leq 1,3$. При практических расчетах k по формулам методов 2–4 (табл. 1) получаем k = 1,285...1,295, что соответствует неравенству $\overline{k} \leq 1,3$.

Для оценки точности методов 1-4 (табл. 1) введем величину η_{ncp} – среднее значение η_n :

$$\eta_{ncp} = \frac{\eta_{n1} + \eta_{n2} + \eta_{n3} + \eta_{n4}}{4} , \qquad (15)$$

где η_{n1} , η_{n2} , η_{n3} , η_{n4} – значения η_n , рассчитанные по методам *I*, *2*, *3*, *4* (табл. 1).

Примем допущение, что значение η_{ncp} учитывает или "сглаживает" неточности всех методов l-4 и наиболее близко к реальному значению η_{n} $(\eta_{ncp} \approx \eta_{n}, \eta_{ncp} \approx \overline{\eta}_{1})$. Согласно принятого допущения величину оценивать точность определения η_{ni} (*i* – номер метода расчёта η_{n}) будем по вели-

чине его отклонения относительно значения η_{пср}:

$$\Delta \eta_{\pi i} = \eta_{\pi i} - \eta_{\pi cp} \,. \tag{16}$$

По методам l-4 (табл. 1) проведем расчеты значения $\eta_{\pi i}$ (i = 1, 2, 3, 4), приведенные в табл. 2.

В табл. 2 показаны значения $\eta_{\pi i}$, рассчитанные без учёта Z_1 , Z_2 ($Z_1 = Z_2 = 1$) и при учёте значений Z_1 и Z_2 .

В табл. 2 используются параметры:

 $-k_1$ - значение $k(\overline{k})$ при расчётах по методу l;

 $-k_2-$ значение $k\,(\,\overline{k}\,$) при расчётах по методу 2;

 $-k_3$ – значение $k(\bar{k})$ при расчётах по методу 3;

 $-k_4-$ значение $k\,(\,\overline{k}\,$) при расчётах по методу 4.

Величина k_1 определяется из формулы (8) при известном *n* и η_{II} , с допущением $\eta_1 \approx \eta_{III}$.

Значение k_{cp} в табл. 2 рассчитано по формуле:

$$k_{\rm cp} = \frac{k_1 + k_2 + k_3 + k_4}{4}$$

и необходимо для статистических исследований k (\bar{k}) , чтобы можно было задавать \bar{k} и получать $\bar{\eta}_1 \approx \eta_{\pi}$ по формуле (13).

Методы	Описание расчёта параметров ПГ и ЦБН	Расчёт η _п
<u>Метод <i>1</i></u> на основе стандарта [3]	Определяем значения i_{2a} и i_1 по формулам (1), (2). Определяем $A_a = i_{2a} - i_1$. Определяем n по формуле (5) и A_{Π} по формуле (3).	По формуле (1)
<u>Метод 2</u> на основе стандарта [4]	Задаём $\Delta_{\rm B}$ – относительную плотность ПГ по воздуху. Определяем n по формуле (5). Определяем $\frac{k}{k-1}$ по формуле (8).	По формуле (8)
<u>Метод 3</u> на основе формулы Кобза [5]	Задаём молярную долю азота в ПГ X_a (%) и определяем $x_a = X_a / 100$. Определяем k по формуле Кобза (11). Определяем n по формуле (5).	По формуле (8)
<u>Метод 4</u> на основе формулы Доброхотова [6]	Задаём M_{nr} – молярную массу ПГ (кг/кмоль). Определяем c_{pk} по формуле Доброхотова (12). Определяем $\frac{k}{k-1} = \frac{c_{pk}}{R}$. Определяем п по формуле (5).	По формуле (8)

Таблица 1 – Методы расчёта значений η_{π} для ЦБН

	Значения параметров η_{Π} , <i>n</i> , <i>k</i>			
Параметры ПГ	При $Z_1 = Z_2 = 1$		При известных Z ₁ и Z ₂	
	n, k	$\eta_{\pi i} \left(\Delta \eta_{\pi i} \right)$	Z_1, Z_2, n, k	$\eta_{\pi i} \left(\Delta \eta_{\pi i} \right)$
$p_1 = 0,6 \text{ МПа}$ $p_2 = 1,9 \text{ МПа}$ $t_1 = 15 \text{ °C}$ $t_2 = 120 \text{ °C}$ $\rho_{\text{ст}} = 0,72 \text{ кг/м}^3$ $M_{\text{пг}} = 17,3 \text{ кг/кмоль}$ $X_a = 1,6 \%$	$Z_1 = 1$ $Z_2 = 1$ $n = 1,3690$ $k_1 = 1,2805$ $k_2 = 1,2914$ $k_3 = 1,2782$ $k_4 = 1,2803$ $k_{cp} = 1,2826$	$\begin{split} \eta_{n1} &= 0.8126 \ (-0.0048) \\ \eta_{n2} &= 0.8372 \ (0.0198) \\ \eta_{n3} &= 0.8075 \ (-0.0099) \\ \eta_{n4} &= 0.8122 \ (-0.0051) \\ \eta_{ncp} &= 0.8174 \end{split}$	$Z_1 = 0,986304$ $Z_2 = 0,987346$ $n = 1,3707$ $k_1 = 1,2778$ $k_2 = 1,2911$ $k_3 = 1,2782$ $k_4 = 1,2803$ $k_{cp} = 1,2818$	$\begin{split} \eta_{\pi 1} &= 0,8038 \ (-0,0091) \\ \eta_{\pi 2} &= 0,8335 \ (0,0206) \\ \eta_{\pi 3} &= 0,8047 \ (-0,0081) \\ \eta_{\pi 4} &= 0,8095 \ (-0,0034) \\ \eta_{\pi cp} &= 0,8129 \end{split}$
$p_1 = 0,7 MПа$ $p_2 = 1,6 MПа$ $t_1 = 10 °C$ $t_2 = 90 °C$ $\rho_{cr} = 0,72 кг/м^3$ $M_{пr} = 17,3 кг/кмоль$ $X_a = 1,6 %$	$Z_1 = 1$ $Z_2 = 1$ n = 1,4306 $k_1 = 1,2869$ $k_2 = 1,2844$ $k_3 = 1,2849$ $k_4 = 1,2854$ $k_{cp} = 1,2854$	$\begin{split} \eta_{\pi 1} &= 0,7407~(0,0031)\\ \eta_{\pi 2} &= 0,7355~(-0,0021)\\ \eta_{\pi 3} &= 0,7365~(-0,0011)\\ \eta_{\pi 4} &= 0,7377~(0,0001)\\ \eta_{\pi cp} &= 0,7376 \end{split}$	$Z_1 = 0,983056$ $Z_2 = 0,984775$ $n = 1,4350$ $k_1 = 1,2844$ $k_2 = 1,2835$ $k_3 = 1,2849$ $k_4 = 1,2854$ $k_{cp} = 1,2845$	$\begin{split} \eta_{\pi 1} &= 0.7304 \ (-0.0004) \\ \eta_{\pi 2} &= 0.7287 \ (-0.0021) \\ \eta_{\pi 3} &= 0.7314 \ (0.0006) \\ \eta_{\pi 4} &= 0.7326 \ (0.0018) \\ \eta_{\pi cp} &= 0.7308 \end{split}$
$p_1 = 1,1$ МПа $p_2 = 2,8$ МПа $t_1 = 10$ °C $t_2 = 105$ °C $\rho_{cr} = 0,76$ кг/м ³ $M_{IIT} = 18,3$ кг/кмоль $X_a = 2,3$ %	$Z_1 = 1$ $Z_2 = 1$ n = 1,4486 $k_1 = 1,2785$ $k_2 = 1,2687$ $k_3 = 1,2780$ $k_4 = 1,2747$ $k_{cp} = 1,2750$	$\begin{split} \eta_{\pi 1} &= 0,7035 \; (0,0070) \\ \eta_{\pi 2} &= 0,6840 \; (-0,0125) \\ \eta_{\pi 3} &= 0,7025 \; (0,0060) \\ \eta_{\pi 4} &= 0,6960 \; (-0,0005) \\ \eta_{\pi cp} &= 0,6965 \end{split}$	$Z_1 = 0,970850$ $Z_2 = 0,975576$ $n = 1,4595$ $k_1 = 1,2758$ $k_2 = 1,2669$ $k_3 = 1,2780$ $k_4 = 1,2747$ $k_{\rm cp} = 1,2739$	$\begin{split} \eta_{n1} &= 0,6866 \; (0,0038) \\ \eta_{n2} &= 0,6690 \; (-0,0137) \\ \eta_{n3} &= 0,6909 \; (0,0082) \\ \eta_{n4} &= 0,6845 \; (0,0017) \\ \eta_{ncp} &= 0,6828 \end{split}$
$p_1 = 1,7$ МПа $p_2 = 3,9$ МПа $t_1 = 30$ °C $t_2 = 115$ °C $\rho_{cr} = 0,72$ кг/м ³ $M_{IIT} = 17,3$ кг/кмоль $X_a = 1,5$ % $p_1 = 1,9$ МПа $p_2 = 4,0$ МПа $t_1 = 35$ °C $t_2 = 115$ °C	$Z_{1} = 1$ $Z_{2} = 1$ $n = 1,4238$ $k_{1} = 1,2846$ $k_{2} = 1,2784$ $k_{3} = 1,2831$ $k_{4} = 1,2844$ $k_{cp} = 1,2826$ $Z_{1} = 1$ $Z_{2} = 1$ $n = 1,4494$ $k_{1} = 1,2811$	$\begin{split} \eta_{\pi 1} &= 0,7442 \; (0,0040) \\ \eta_{\pi 2} &= 0,7316 \; (-0,0087) \\ \eta_{\pi 3} &= 0,7413 \; (0,0011) \\ \eta_{\pi 4} &= 0,7439 \; (0,0036) \\ \eta_{\pi cp} &= 0,7403 \end{split}$ $\begin{split} \eta_{\pi 1} &= 0,7077 \; (0,0065) \\ \eta_{\pi 2} &= 0,6867 \; (-0,0145) \\ \eta_{\pi 3} &= 0,7079 \; (0,0068) \\ \eta_{\pi 4} &= 0,7023 \; (0,0011) \end{split}$	$Z_{1} = 0,967765$ $Z_{2} = 0,974151$ $n = 1,4401$ $k_{1} = 1,2839$ $k_{2} = 1,2753$ $k_{3} = 1,2831$ $k_{4} = 1,2844$ $k_{cp} = 1,2817$ $Z_{1} = 0,965260$ $Z_{2} = 0,972707$ $n = 1,4714$ $k_{1} = 1,2816$	$\begin{split} \eta_{n1} &= 0,7236 \; (0,0044) \\ \eta_{n2} &= 0,7065 \; (-0,0127) \\ \eta_{n3} &= 0,7221 \; (0,0029) \\ \eta_{n4} &= 0,7246 \; (0,0054) \\ \eta_{ncp} &= 0,7192 \end{split}$ $\begin{split} \eta_{ncp} &= 0,7192 \\ \end{split}$ $\begin{split} \eta_{n1} &= 0,6859 \; (0,0089) \\ \eta_{n2} &= 0,\; 6573 \; (-0,0197) \\ \eta_{n3} &= 0,6851 \; (0,0081) \\ \eta_{n4} &= 0,6796 \; (0,0026) \end{split}$
$ \rho_{\rm ct} = 0,73 \text{ кг/м}^3 $ $ M_{\rm nr} = 17,3 \text{ кг/кмоль} $ $ X_{\rm a} = 1,6 \% $	$k_2 = 1,2705$ $k_3 = 1,2812$ $k_4 = 1,2783$ $k_{cp} = 1,2778$	$\eta_{\pi cp} = 0,7012$	$k_2 = 1,2668$ $k_3 = 1,2812$ $k_4 = 1,2783$ $k_{cp} = 1,2770$	$\eta_{\pi cp} = 0,6770$

Таблица 2 – Значения параметров ПГ и η_{π} ЦБН при расчётах по методам 1-4
Значения η_{ncp} в табл. 2 рассчитаны по формуле (15). В табл. 2 возле значений η_{ni} в скобках даны значения $\Delta \eta_{ni}$ (формула (16)). Анализируя $\Delta \eta_{ni}$, можно подбирать для ЦБН значение \overline{k} (учитывая T_1 , T_2 , p_1 , p_2), чтобы использовать их для быстрого расчёта η_n по формуле (13) в условиях эксплуатации ЦБН.

Хорошие результаты для расчёта η_{π} показал самый простой четвёртый метод (табл. 1, 2), который можно применять в условиях эксплуатации ЦБН. Определив η_{π} , можно оценивать состояние ЦБН, сравнивая полученные значения η_{π} со значениями, приведенными в технической и эксплуатационной документации ЦБН.

Наиболее точным методом расчета η_{Π} является метод 4, наименее точным является метод 2, который может давать завышенные или заниженные значения η_{Π} по сравнению с методами 1, 3, 4 (табл. 2).

Выводы

Согласно проанализированных ММ [2–6] получены четыре метода определения политропного КПД ЦБН (табл. 1), по которым проведены расчёта и оценена точность методов (табл. 2). Самым точным и простым в расчетах является метод 4 (табл. 1).

Список литературы

- Архаров А. М., Исаев С. И., Кожинов И. А. и др. *Теплотехника*: учеб. для студентов втузов /Под ред. В.И. Крутова. Москва: Машиностроение, 1986. 432 с.
- 2. Oleynik Yu. A., Saprykin S. A. Methods of determination of polytrophic effectiveness factor of the centrifugal supercharger. *Bichuk*

Харківського національного університету імені В.Н. Каразіна. Серія "Фізика". Харків.: ХНУ ім. Каразіна, 2017. № 26. С. 51– 57. ISSN 2073-3771.

- Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів: СОУ 60.3-30019801-011:2004. [Дійсний з 22.12.2004]. Київ.: ДК "Укртрансгаз", 2004. 117 с.
- Методика оценки энергоэффективности газотранспортных объектов и систем. СТО 2-3.5-113-2007. [Действителен с 15.11.2007]. Москва: ВНИИГАЗ, 2007. 118 с.
- Газ природный. Методы расчёта физических свойств. Определение физических свойств природного газа, его компонентов и продуктов его переработки: ГОСТ 30319.1-96. [Действителен с 12.04.1996]. Минск: МГС СМС, 2002. 17 с.
- 6. Доброхотов В.Д., Клубничкин А. К., Щуровский В. А. Термодинамика сжатия природного газа и характеристики нагнетателей компрессорных станций для магистральных газопроводов. Москва: ВНИИЭгазпром, 1974. 41 с.

References (transliterated)

- Arharov A. M., Isaev S.I., Kozhinov I.A. et al. (1986), *Heat engineering*. V. I. Krutova (Ed.). Mashinostrjenie. Moscow. 432 p.
- Oleynik Yu. A., Saprykin S. A. (2017), "Methods of determination of polytrophic effectiveness factor of the centrifugal supercharger", *Bulletin of the Harkovsky national university of V.N. Karazin. Physics series*, no. 26, pp. 51–57, ISSN 2073-3771.
- (2004), Compressor stations. Control of heat technical and ecological characteristics of gas-distributing units: SOU 60.3-30019801-011:2004, DK "Ukrtransgaz", Kiev, 117 p.
- (2007), Technique of assessment of energy efficiency of gas transmission objects and systems STO 2-3.5-113-2007 VNIIGAZ, Moscow, 118 p.
- (2002), Natural gas. Methods of calculation of physical properties. Determination of physical properties of natural gas, his components and products of his processing: GOST 30319.1-96, MGS SMS, Minsk, 17 p.
- Dobrohotov V. D., Klubnichkin A. K., Shchurovsky V. A. (1974), *Thermodynamics of compression of natural gas and characteristic* of superchargers of compressor stations for the main gas pipelines, VNIIEgazprom, Moscow, 41 p.

Поступила (received) 20.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Олійник Юрій Анатолійович (Олейник Юрий Анатольевич, Oleynik Yuriy Anatolyevich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, член-кореспондент Інженерної академії України, старший науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна; еmail: 12nauka12@gmail.com.

Саприкін Сергій Олексійович (Сапрыкин Сергей Алексеевич, Saprykin Sergey Alekseyevich) – кандидат технічних наук, академік Нафтогазової академії, академік-секретар секції «Нафтогазові технології» Інженерної академії України.

Науменко Світлана Петрівна (Науменко Светлана Петровна, Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2825-8199.

УДК 536.244:621.438

А. А. ХАЛАТОВ, Н. А. ПАНЧЕНКО

ВЛИЯНИЕ ВРАЩЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗА ОТВЕРСТИЯМИ В ТРАНШЕЕ

Представлены результаты компьютерного моделирования эффективности пленочного охлаждения за одним рядом отверстий в траншее в стационарных условиях и в условиях вращения в диапазоне изменения параметра вдува 0,5 ≤ m ≤ 2,0. Показано, что вращение охлаждаемой поверхности вызывает смещение потока и пиков локальной эффективности пленочного охлаждения. Однако, для исследованной конфигурации влияние параметров вращения на среднюю эффективность пленочного охлаждения незначительное.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, эффективность, параметр вдува, отверстия в траншее, вращение, компьютерное моделирование.

А. А. ХАЛАТОВ, Н. А. ПАНЧЕНКО ВПЛИВ ОБЕРТАННЯ ПОВЕРХНІ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЗА ОТВОРАМИ В ТРАНШЕЇ

Представлені результати комп'ютерного моделювання ефективності плівкового охолодження за одним рядом отворів в траншеї в стаціонарних умовах і в умовах обертання в діапазоні зміни параметра вдуву 0,5 ≤ m ≤ 2,0. Показано, що обертання поверхні, що охолоджується, викликає зміщення потоку і піків локальної ефективності плівкового охолодження. Однак, для дослідженої конфігурації вплив параметрів обертання на середню ефективність плівкового охолодження незначний.

Ключові слова: плівкове охолодження, ефективність, параметр вдуву, отвори в траншеї, обертання, комп'ютерне моделювання.

A. KHALATOV, N. PANCHENKO INFLUENCE OF THE SURFACE ROTATION ON THE EFFICIENCY OF FILM COOLING BEHIND THE TRENCH HOLES

The film cooling is the primary technique of external cooling of the blades of high-temperature gas turbines. Investigations of the film cooling efficiency and physical structure at the coolant supply through a single array of inclined round holes in the trench at stationary conditions and rotation is of great interest of experts in the field of gas turbine building. The film cooling was simulated using the commercial software ANSYS CFX 14 that is widely used in solution of different problems related to gas turbine thermo-gasdynamics. All computations were carried out using SST turbulence model the adequacy of which was confirmed in previous investigations s of the authors. The study was made in the range of blowing parameter m from 0.5 to 2.0. The influence of surface rotation on the film cooling efficiency was studied for rotational speed of the cooled surface n which is 0; 9500; 15000 rpm. The mainstream flow velocity was 400 m/s, the temperature of the holes in trench are presented for stationary and rotation conditions. It was shown that the rotation of the cooled surface leads to displacement of flow lines and local peaks of the film cooling efficiency. However, for the given configuration influence of the investigated parameters studied.

Key words: film cooling, efficiency, blowing parameter, holes in trench, rotation, computer simulation.

Введение

В настоящее время пленочное охлаждение является основным способом внешнего охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. С 60 г. XX в. в ведущих мировых центрах газотурбостроения выполнен большой объем исследований пленочного охлаждения. Имеющиеся результаты показывают, что при температуре газа более 1500 °С потребный расход охладителя составляет до 20 % от общего расхода воздуха через компрессор установки, поэтому в ряде случаев термодинамические потери от применения системы охлаждения могут превысить положительный эффект охлаждения. В связи с этим, поиск более интенсивных поверхностно-вихревых систем пленочного охлаждения лопаток с высокой теплофизической эффективностью и приемлемым по потерям расходом охладителя является актуальной научно-технической задачей, которая представляет большой интерес для газотурбостроения и других

высокотемпературных энергетических систем. Анализ результатов работ [1–3] показал, что к числу наиболее перспективных методов пленочного охлаждения, позволяющих достичь высокой эффективности пленочного охлаждения при низком расходе охладителя и использовании относительно простой технологии изготовления, можно отнести подачу охладителя через один ряд наклонных отверстий в траншее (рис. 1).

Основной характеристикой пленочного охлаждения является эффективность, которая определяется выражением:

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}},\tag{1}$$

где T_{∞} – температура основного потока;

 T_2 – температура вдуваемого потока;

Т_{аw} – температура адиабатной стенки.

Важным параметром, определяющим гидродинамические характеристики пленочного охлаждения, является параметр вдува:

© А. А. Халатов, Н. А. Панченко, 2018

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty},\tag{2}$$

где ρ_2 и w_2 – плотность и скорость вдуваемого потока; ρ_{∞} и w_{∞} – плотность и скорость основного потока.

Эффективность пленочного охлаждения зависит от большого количества факторов геометрического и газодинамического характера, к ним относятся: форма отверстий, угол наклона оси отверстия в направлении основного потока, турбулентность и ускорение потока, кривизна поверхности, относительная длина отверстия, вращение поверхности и другие. Многие из них уже подробно изучены, но условиям вращения на данный момент уделено мало внимания. Это связано с тем, что экспериментальные исследования в условиях вращения близких к реальным условиям в газовых турбинах требуют использования очень сложного и дорогостоящего оборудования, которое в настоящее время практически является недоступным для большинства исследователей. В этой связи всё большее значение для теоретических и практических целей приобретают методы численного моделирования с использованием современных коммерческих CFD – пакетов [4, 5].

Цель работы

Цель настоящей работы – исследование эффективности пленочного охлаждения и физической структуры при подаче охладителя через один ряд наклонных цилиндрических отверстий в траншее в стационарных (без вращения) условиях и при вращении охлаждаемой поверхности.

Компьютерная модель

Геометрическая 3D-модель пленочного охлаждения схемы с подачей охладителя в траншею (рис. 1) выполнена в среде ANSYS Design Manager и представлена на рис. 2. Она представляет собой канал прямоугольного сечения, в который охладитель подается из внешнего объема (пленума) через отверстия, расположенные в траншее. В работе [6] исследованы различные варианты расположения отверстий в траншее и даны рекомендации по оптимизации геометрических параметров.

Геометрические параметры схемы были приняты следующими (рис. 1): диаметр подающих цилиндрических отверстий d = 0.8 мм; поперечный шаг t = 2.4 мм (t/d = 3.0); высота траншеи h = 0.6мм (h/d = 0.75), угол наклона отверстий к поверхности $\alpha = 30^{\circ}$.

Для выполнения расчетов с учётом вращения модель после её построения в базовой системе координат Y0X была перемещена вдоль оси 0X на расстояние, соответствующее радиусу вращения r = 400 мм при помощи функции Body Operation.

Для этого предварительно создана дополнительная плоскость параллельная базовой плоскости Z0Y.

Исследование выполнено с применением неструктурированной комбинированной расчетной размерностью 1,1 млн. элементов сети 65 тыс.узлов, построенная при помощи сеточного генератора ANSYS CFX Mesh 14 (рис. 2). На поверхности пластины около отверстий и вблизи стенок пленума выполнено локальное сгущение расчетной сетки, состоящее из 20 ячеек. Количество ячеек и толщина области пристеночного сгущения расчетной сетки выбирались из условия обеспечения значения параметра $y^+ \approx 1$ во всем исследуемом диапазоне изменения граничных условий задачи. Все расчёты выполнены с использованием комбинированной SST модели турбулентности, представляющей собой суперпозицию *k*-ю модели в пристеночной области и *k*-є модели вдали от стенки. Выбор SST модели турбулентности связан с её способностью достаточно точно моделировать газодинамику и теплообмен сложных пристеночных течений, что было показано ранее при выполнении тестовых расчётах с использованием различных моделей турбулентности [7].

Твёрдые границы расчётной области были заданы как адиабатные стенки (q = 0). На боковых поверхностях расчетной модели были заданы условия симметрии. Расположение областей задания граничных условий представлено на рис. 3. Граничные условия на входе и выходе расчётной области были заданы близкими к реальным условиям, имеющим место в системах охлаждения лопаток високотемпературных газовых турбин. Температура основного потока на входе составляет 1100 °С, вдуваемого - 500 °С. На входе в канал средняя скорость основного потока задавалась равной 400 м/с. Граничные условия, задаваемые при одновременной подаче вдуваемого воздуха через отверстия (расход охладителя), соответствовали значениям параметра вдува m = 0.5; 1.0; 1.5 и 2.0. Интенсивность турбулентности основного потока на входе задавалась равной 1 %. На выходе из канала среднее статическое давление задавалось стандартным и равным 106 Па. Расчеты были выполнены для значений частоты вращения модели *n* = 0; 9500; 15000 об/мин.



Рис. 1 – Схема подачи охладителя в траншею



Рис. 2 – Расчетная сетка для модели выдува охладителя в траншею



Рис. 3 – Расположение областей задания граничных условий

Обсуждение результатов

Ранее в работе [6] было показано, что по сравнению с традиционной схемой пленочного охлаждения (без траншеи), подача охладителя в траншею увеличивает среднюю эффективность пленочного охлаждения от 50 % (m = 0,5) до 150 % (m = 2,0). Основными причинами увеличения эффективности пленочного охлаждения при подаче через отверстия в траншее являются предварительное растекание охладителя в траншее, отсутствие отрыва струи от охлаждаемой поверхности, снижение интенсивности и масштаба парной вихревой структуры и более равномерное поперечное распределение пленки охладителя.

На рис. 4 представлена средняя по поверхности эффективность пленочного охлаждения исследованной схемы с выдувом в траншею для стационарных условиях и в условиях вращения (9500 и 15000 об/мин). Вращение поверхности в данном диапазоне не влияет на среднюю по поверхности эффективность пленочного охлаждения за отверстиями в траншее по сравнению со стационарным случаем.



Рассмотрим далее результаты компьютерного моделирования при одном значении параметра вдува m = 1,0.

На рис. 5 представлена средняя по ширине адиабатная эффективность пленочного охлаждения в зависимости от относительной длины охлаждаемой поверхности для исследованных частот вращения. Из рис. 5 следует, что на начальном и переходном участке (x/d = 0...15) вращение охлаждаемой поверхности повышает среднюю по ширине эффективность пленочного охлаждения до 5% при n = 9500 об/мин и до 10% - при n = 15000 об/мин.

На основном участке вращение охлаждаемой поверхности снижает среднюю по ширине эффективность пленочного охлаждения до 7% в обоих случаях. Необходимо напомнить, что существенного различия в средней по поверхности эффективности пленочного охлаждения для рассмотренных условий вращения не наблюдалось (рис.4).



3 – *n* = 15000 об/мин

На рис. 6 показана локальная эффективность пленочного охлаждения в поперечном направлении для различных значений x/d при параметре вдува m = 1,0 для схемы с выдувом охлаждения в траншею при стационарных условиях (рис. 6*a*) и для условий вращения при n = 9500 об/мин (рис. 6*b*).



Рис. 6 – Локальная эффективность пленочного охлаждения в поперечном направлении: a - n = 0 об/мин; $\delta - n = 9500$ об/мин; $\epsilon - n = 15000$ об/мин

На графиках с влиянием вращения (рис. 6*б*, *в*) наблюдается смещение пиков поперечной эффективности пленочного охлаждения в ре-

зультате вращения охлаждаемой поверхности. Но это не вызывает существенного искажения или неравномерности поля эффективности пленочного охлаждения в слое охладителя. Как следует из рис. 3 на среднюю по поверхности эффективность пленочного охлаждения это не повлияло.

На рис. 7 показаны поля эффективности пленочного охлаждения для условий вдува через отверстия в траншее при параметре вдува m = 1,0 для стационарных условий (рис. 7*a*) и для условий вращения при n = 9500 об/мин (рис. 7*b*) n = 15000 об/мин (рис. 7*b*).

Вращение пластины приводит к смещению изолиний локальной эффективности пленочного охлаждения в поперечном направлении, что показано на рис. 76, в. Это происходит вследствие отклонения течения охладителя от осевого направления под действием центробежных и кориолисових сил.



Рис. 7 – Поля адиабатной эффективности пленочного охлаждения для одного ряда отверстий в траншее при m = 1,0 на участке $0 \le x/d \le 30$: a - n = 0 об/мин; $\delta - n = 9500$ об/мин; $\epsilon - n = 15000$ об/мин

Таким образом, можно сделать вывод, что при исследованных параметрах вдува и угловой скорости вращения, влияние вращения на среднюю эффективность пленочного охлаждения для схемы вдува через отверстия в траншее незначительное.

Выводы

Выполнено сравнительное теоретическое исследование эффективности пленочного охлаждения и физической структуры потока за однорядной схемой пленочного охлаждения с подачей охладителя через отверстия в траншее в стационарных условиях и в условиях вращения.

Вращение охлаждаемой поверхности (9500 и 15000 об/мин) вызывает смещение потока и пиков локальной эффективности пленочного охлаждения. Несмотря на данный факт, для схемы пленочного охлаждения с выдувом охладителя в траншею влияние вращения на эффективность пленочного охлаждения при параметре вдува $0.5 \le m \le 2.0$ незначительно.

Список литературы

- Colban W. F., Thole K. A., Bogard D. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface. *Journal of Turbomachinery*. 2010. Vol. 133. No.1. P. 011002-1–11002-11. doi: 10.1115/1.4002064.
- Lu Y., Dhungel A., Ekkad V., Bunker R. S. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches. *Journal of Turbomachinery*. 2009. Vol. 131. No.1. P.011003–011013. doi: 10.1115/1.2950057.
- Халатов А. А., Борисов И. И., Безлюдная М. В., Панченко Н. А., Дашевский Ю. Я. Перспективные способы пленочного охлаждения: влияние ускорения основного потока. Вісник HTV «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2015. № 15(1124). С. 56–62. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774Х.
- Панченко Н. А. Компьютерное моделирование плёночного охлаждения при подаче охладителя через парные отверстия. Вестник двигателестроения. 2015. №2/2015. С. 47– 51. ISSN 1727-0219.
- Bunker Ronald S. Evolution of turbine cooling. Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. 2017. Vol.1, Paper No. GT2017-63205, pp. V001T51A001; 26 p. doi:10.1115/GT2017-63205

- Lu Y., Dhungel A., Ekkad S. V., Bunker R. S. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches. *J. of Turbomachinery*. 2008. Vol. 131, No. 1. P. 011003–011013. doi:10.1115/1.2950057.
- Khalatov A. A., Panchenko N. A., Borisov I. I., Severina V. V. Numerical simulation of film cooling with a coolant supplied through holes in a trench. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. May 2017, Vol. 90, Issue 3, pp. 637–643. ISSN 0021-0285. doi: 10.1007/s10891-017-1610-1.

References (transliterated)

- Colban, W. F., Thole, K. A. and Bogard D. (2010), "A filmcooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 133, pp. 011002-1–11002-11, doi: 10.1115/1.4002064
- Lu, Y., Dhungel, A., Ekkad, V. and Bunker, R. S. (2009), "Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 131, No.1, pp. 011003–011013, doi: 10.1115/1.2950057.
- Khalatov A. A., Borisov I. I., Bezludna M. V., Panchenko N. A. and Dashevskyy Yu. J. (2015), "Perspektivnyie sposobyi plenochnogo ohlazhdeniya: vliyanie uskoreniya osnovnogo potoka [Advanced Methods of the Film Deposition: Influence of the Acceleration of the Main Flow]", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 15(1124), pp. 56–62. ISSN 2078-774X.
- Panchenko, N. A. (2015), "Komp'juternoe modelirovanie plenochnogo ohlazhdenija pri podache ohladitelja cherez parnye otverstija [Numerical simulation of double jet film cooling]", *Herald of aeroenginebuilding*, no. 2/2015, pp. 47–51, ISSN 1727-0219.
- Bunker Ronald S. (2017) "Evolution of turbine cooling", ASME Turbo Expo, Vol.1, Paper No. GT2017-63205, pp. V001T51A001; 26 p. doi:10.1115/GT2017-63205
- Lu Y., Dhungel A., Ekkad S. V., Bunker R. S. (2008) "Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches", *J. of Turbomachinery*. Vol. 131, No. 1. P. 011003–011013. doi:10.1115/1.2950057.
- Khalatov, A. A., Panchenko, N. A., Borisov, I. I., Severina, V. V. (2017), "Numerical Simulation of Film Cooling with a Coolant Supplied Through Holes in a Trench", *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 90, No. 3, pp 637–643, doi: 10.1007/s10891-017-1610-1.

Поступила (received) 18.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Халатов Артем Артемович (Халатов Артем Артемович, Artem Khalatov) – доктор технічних наук, професор, академік НАН України, Інститут технічної теплофізики НАН України, завідувач відділом високотемпературної термогазодинаміки; Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського», завідувач кафедри фізики енергетичних систем; м. Київ, Україна; e-mail: artem.khalatov1942@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7659-4234.

Панченко Надія Анатоліївна (Панченко Надежда Анатольевна, Nadiia Panchenko) – кандидат технічних наук, Інститут технічної теплофізики НАН України, старший науковий співробітник відділу високотемпературної термогазодинаміки; Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри фізики енергетичних систем; м. Київ, Україна; e-mail: mynadezhda@i.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1862-0534.

УДК 536.244:621.438

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.13

Т. В. ДОНИК, О. О. САФРОНОВА, М. Н. ПАРАШАР

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА ЯДЕРНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ГТ-МГР З ГВИНТОВИМИ ЗАКРУЧЕНИМИ ТРУБНИМИ ПУЧКАМИ

Розглянуто високотемпературний парогенератор ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з використанням гелію в якості первинного теплоносія для виробництва електроенергії та водню. Розроблена математична модель для теплового розрахунку високотемпературного парогенератора з гвинтовими закрученими трубними пучками, завдяки якій було реалізовано п'ять різних методів розрахунку теплообміну при кипінні у вертикальній трубі, заснованих на експериментальних кореляційних залежностях та проведено оцінку залежності коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку від величини масового витратого паровмісту.

Ключові слова: ядерна енергетична установка, високотемпературний парогенератор, трубний пучок, тепловий розрахунок.

Т. В. ДОНИК, О. О. САФРОНОВА, М. Н. ПАРАШАР ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ГТ-МГР С ВИНТОВЫМИ ЗАКРУЧЕННЫМИ ТРУБНЫМИ ПУЧКАМИ

Рассмотрен высокотемпературный парогенератор ядерной энергетической установки ГТ-МГР с использованием гелия в качестве первичного теплоносителя для производства электроэнергии и водорода. Разработана математическая модель для теплового расчета высокотемпературного парогенератора с винтовыми закрученными трубными пучками, благодаря которой было реализовано пять различных методов расчета теплообмена при кипении в вертикальной трубе, основанных на экспериментальных корреляционных зависимостях и проведена оценка зависимости коэффициентов теплоотдачи двухфазного потока от величины массового расходного паросодержание.

Ключевые слова: ядерная энергетическая установка, высокотемпературный парогенератор, трубный пучок, тепловой расчет.

T. DONYK, O. SAFRONOVA, M. PARASHAR THERMAL DESIGN OF THE HIGH-TEMPERATURE STEAM GENERATOR FOR THE NUCLEAR POWER PLANT GT-MGR WITH HELICAL (COIL-IN-BOX) PIPE BUNDLES

This scientific paper is devoted to a thermal design of the high-temperature steam generator for the nuclear power plant GT-MGR of the fourth generation using helium as a primary heat carrier for the production of electric energy and hydrogen. The steam generator in question consists of the shell in the form of secondary circuit with the tube bundle of a small size as a secondary circuit with helical (coil-in-box) pipes that are arranged inside the shell in the form of tubular cylinders connected in parallel. A mathematical model of the steam generator for the NPP was constructed to give consideration to the boiling liquid flow in the vertical channel of an arbitrary shape with the heating along the entire length. The developed mathematical model allowed us to realize five different methods for the computation of heat exchange maximum of the value of heat transfer coefficient for the two-phase flow exists when the methods of Chen and Gungor-Winterton are used. The behavior patterns of heat-transfer coefficients for the two-phase flow as a function of the value of mass consumed steam content were compared for the five different methods of the computation of heat exchange in the boiling liquid. The analysis showed that the average value of heat –transfer coefficients for the two-phase flow at 0.2 < x < 0, is in the range of 827500...37500 for all the methods in question except for the Steiner-Taborque method. A critical value of the mass consumed steam content was defined using Bias correlations.

Key words: nuclear power plant, high temperature steam generator, tubular bundle, thermal design.

Вступ

В час постійного зростання цін на паливні ресурси і скорочення їх запасів одним із шляхів вирішення енергетичних проблем людства є активний розвиток ядерної енергетики та пошук альтернативного палива. В якості останнього широко використовується водень, одним із способів отримання якого є розкладання молекули води, що потребує великі об'єми енергії.

На сьогодні єдиною ядерною технологією, здатною найбільш повно вирішити задачу витіснення органічного палива з промислового електро-, теплопостачання та виробництво водню є високотемпературні модульні гелієві реактори [1]. Особлива увага приділяється концепції ВТГР – високотемпературного газоохолоджувального реактора, яка лягла в основу міжнародного проекту «ГТ-МГР» – «Газова турбіна – модульний гелієвий реактор», що призначений для виробництва електроенергії і перегрітої пари необхідних параметрів з метою отримання водню методом високотемпературного електролізу [2].

В даний час розробляються перспективні проекти створення газоохолоджувальних ядерних енергетичних установок четвертого покоління, які можуть розглядатися не тільки як установки для виробництва теплової та електричної енергії, а також в якості виробників високотемпературної пари для потреб хімічних технологій і водневої енергетики.

Так в газоохолоджувальних ЯЕУ виробництво

© Т. В. Доник, О. О. Сафронова, М. Н. Парашар, 2018

пари для виробництва водню методом високотемпературного електролізу пари здійснюється у високотемпературних парогенераторах. В парогенераторах виробляється високотемпературна перегріта пара з використанням відведеної теплоти від активної зони реактора охолоджуючого середовипершого контуру омиваючої поверхні ща нагрівання парогенератора. Основними вимогами до парогенераторів АЕС є: забезпечення необхідної паропродуктивність та заданих параметрів пари при будь-яких режимах роботи установки; одинична потужність парогенератора повинна бути максимально можливою при заданих проектних умовах; всі елементи парогенератора повинні володіти безумовною надійністю і безпекою; з'єднання елементів і деталей парогенератора повинні забезпечувати необхідну щільність, яка виключає можливість перетоків з одного контуру в інший; повинна вироблятися пара необхідної чистоти, що дозволить забезпечити надійність роботи високотемпературних пароперегрівачів; простота і компактність конструкції елементів парогенератора, що забезпечує зручність монтажу та обслуговування, можливість виявлення і ліквідації пошкоджень, можливість повного дренування; схема і конструкція парогенератора повинні забезпечувати високі техніко - економічні показники.

У зв'язку з цим, розробка наукових основ проектування високоекономічних і надійних високотемпературних парогенераторів, що мають високі теплогідравлічні характеристики, компактність, надійність і низьку металоємність конструкції є актуальною задачею теплоенергетики.

Мета досліджень

Метою даної роботи є розробка математичної моделі високотемпературного парогенератора ЯЕУ з використанням гелію в якості первинного теплоносія та проведення оцінки залежності коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку від величини масового витратного паровмісту в паро-генераторі.

Матеріали та методика досліджень

Парогенератор представляє собою теплообмінний апарат для виробництва водяної пари з тиском вище атмосферного за рахунок теплоти первинного теплоносія, що надходить з ядерного реактора.

Розглядається парогенератор для гелієвої реакторної установки четвертого покоління, який представляє собою корпус первинного контуру з розміщеним в ньому пакетом труб невеликого діаметра (2–4 см) в якості вторинного контуру, а саме гвинтовими закрученими (змієвиковими) трубами, розміщеними в корпусі у вигляді ряду паралельно з'єднаних трубних циліндрів [3]. Типова конструктивна схема парогенератора ЯЕУ представлена на рис. 1*а*.

Як видно, парогенератор складається з економайзера, в якому відбувається підігрів води до температури насичення; випарника, в якому здійснюється процес повного випаровування води; перегрівача (або попереднього пароперегрівача); кінцевого пароперегрівача, в якому відбувається нагрівання пари до її максимальної температури.

Таким чином парогенератор складається з чотирьох умовних теплообмінників, в яких в якості первинного (гарячого) теплоносія використовується гелій, а в якості вторинного теплоносія в економайзері використовується вода, в випарнику – двофазний потік води і вологої пари, і в попередньому і кінцевому пароперегрівачах – сухий пар.

У загальному випадку спрощена розрахункова схема парогенератора може бути представлена у вигляді з'єднаних послідовно чотирьох окремих теплообмінних модулей (рис. 26) з протиточною схемою руху теплоносіїв, в яких вторинний теплоносій перебуває в різних фазових станах і реалізуються різні умови процесу теплопередачі. Кожен з розглянутих теплообмінних модулів в свою чергу розбивається на i = 1...N теплообмінних елементів, які складаються з $j = 1...N_{\rm rp}$ паралельно з'єднаних між собою гвинтових закручених труб. У кожному елементарному теплообмінному елементі приймається протиточна схема руху.

Для моделювання парогенератора ЯЕУ розглядається течія киплячої рідини в вертикальному каналі довільної форми, в якому нагрів відбувається по всій довжині. По мірі руху рідини в каналі в ній утворюється все більша і більша кількість пари через безперервне підведення теплоти по висоті каналу. В результаті режим течії поступово переходить від режиму емульсійної (бульбашкової) течії до пробкової течії і, нарешті, до стержневого режиму течії. Зрештою, рідка плівка на поверхні випаровується і встановлюється дисперсний режим течії («туман»). Після випаровування всіх дисперсних крапель рідини в потоці встановлюється режим однофазної течії парової фази.

Вимоги дослідних і проектноконструкторських розробок перспективних ЯЕУ з газоохолоджувальними реакторами в даний час зумовили необхідність застосування методів комп'ютерного моделювання та аналізу процесів в парогенераторах з урахуванням різних конструктивних і технологічних обмежень [2, 4]. Таким чином, для моделювання парогенератора ЯЕУ розглядається течія киплячої рідини в вертикальному каналі довільної форми, в якому нагрів відбувається по всій довжині.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

Результати дослідження

У даній роботі була розроблена математична модель, завдяки якій було реалізовано п'ять різних методів розрахунку теплообміну при кипінні у вертикальній трубі, заснованих на експериментальних кореляційних залежностях [5–9].

Теплопередача в елементарному трубчастому теплообмінному елементі з урахуванням зміни теплофізичних властивостей по довжині теплообмінника описується для кожної труби трубного пучка рівнянням для теплового потоку через циліндричну стінку при граничних умовах третього роду:

$$\begin{aligned} Q_i &= K_{l_i} l_{\mathrm{Tp}_i} \Delta T_{\mathrm{cp}_i} = \\ &= \frac{\pi l_{\mathrm{Tp}_i} \Delta \overline{T}_{\mathrm{lg}_i}}{\frac{1}{\alpha_{\mathrm{r}i} d_{\mathrm{30BH}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\mathrm{30BH}}}{d_{\mathrm{BH}}} + \frac{1}{\alpha_{\mathrm{x}i} d_{\mathrm{BH}}}} \end{aligned}$$

де *K*_{*l_i} – локальний лінійний коефіцієнт теплопередачі;*</sub>

 $\Delta \overline{T}_{lg_i}$ – локальне значення середньологарифмічного температурного напору;

 α_{ri} , α_{xi} – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони гарячого і холодного теплоносіїв;

 $d_{_{30BH}}, d_{_{BH}}$ – зовнішній і внутрішній діаметр труб;

*l*_{тр.} – довжина ділянки труби.



Рис. 1 – Схеми парогенератора з гвинтовими закрученими трубами: *а* – типова конструктивна; *б* – розрахункова



Рис. 2 – Залежність відносного коефіцієнта тепловіддачі для двофазного потоку від відносного питомого теплового потоку





Коефіцієнти тепловіддачі з гарячого і холодною боку в елементарному мікротеплообміннику визначаються за відомими значеннями чисел Нуссельта з виразів:

$$\alpha_{\mathrm{r}i} = \frac{\mathrm{Nu}_{\mathrm{r}i}\lambda_{\mathrm{r}i}}{d_{\mathrm{30BH}}}, \quad \alpha_{\mathrm{x}i} = \frac{\mathrm{Nu}_{\mathrm{x}i}\lambda_{\mathrm{x}i}}{d_{\mathrm{BH}}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі під час руху киплячої рідини (двофазного потоку) в каналі прийнято представляти у вигляді такої узагальненої асимптотичної залежності:

$$\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{d}\boldsymbol{\phi}} = \left[\left(\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{f}} \right)^n + \left(\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{ff}} \right)^n \right]^{1/n},$$

де $\alpha_{a\phi}$ – коефіцієнт тепловіддачі двофазного потоку;

 α_{6} – коефіцієнт тепловіддачі бульбашкового кипіння;

 α_{nn} – коефіцієнт тепловіддачі плівкового кипіння:

n – показник степені.

На рис. 2 представлена залежність відносного коефіцієнта тепловіддачі для двофазного потоку від величини відносного питомого теплового потоку. З рисунка видно, що з ростом теплового потоку, що підводиться, внесок механізму бульбашкового кипіння на величину коефіцієнта тепловіддачі зростає і при повністю бульбашковому режимі кипіння значення коефіцієнта тепловіддачі виявляється в 3,2...4,5 рази більше, ніж при плівковому кипінні.

Представлені коефіцієнти тепловіддачі в залежності від взаємного розташування труб в пучку визначаються з експериментальних кореляційних залежностей [5–9].

У табл. 1 представлені значення параметрів двофазного потоку і діапазони діаметрів труб для яких були отримані кореляційні залежності для п'яти різних методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини: x – масовий витратний паровміст; w – швидкість потоку; \dot{m} – масова швидкість двофазного потоку; q – тепловий потік; $d_{\rm BH}$ – внутрішній діаметр труб.

З аналізу даних табл. 1 можна зробити висновок, що методи Чена і Шаха коректно застосовні до значень масового витратного паровмісту 0,7, а методи Стейнера-Таборека, Кандлікара і Гунгор-Вінтертона справедливі у всьому діапазоні зміни значень x (коефіцієнт масового витратного паровмісту). Причому розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі в області високих значень масового витратного паровмісту мають максимальні значення в порівнянні з іншими методами розрахунку.

На рис. З представлено порівняння характеру протікання залежностей коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку (α) від величини масового витратного паровмісту (x) для п'яти різних методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини за заданими параметрами тиску P, температури насичення $T_{\text{нас}}$, масової витрати G, внутрішнього діаметру труб $d_{\text{вн}}$, питомого теплового потоку q_0 , масової швидкості двофазного потоку \dot{m} . Критичне значення масового витратного паровмісту при цьому визначалося з використанням кореляцій Біазі [11].

Подальші дослідження будуть направлені на моделювання теплофізичних властивостей теплоносіїв, на вивчення гідравлічних втрат в трактах парогенератора, а також на розрахунок елементарного теплообмінного елементу.

Висновки

1. Найбільш коректне з фізичної точки зору є протікання залежностей $\alpha_{d\phi} = f(x)$ отриманих з використанням методів Чена і Гунгор-Вінтертона (існує характерний максимум значення коефіцієнта тепловіддачі двофазного потоку при x = 0, 6...0, 7).

2. Найменш фізично коректним для обраних режимних та геометричних параметрів видається протікання залежності отриманої з використанням методу Стейнера-Таборека.

3. Найменші значення коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку мають місце при використанні методу Кандлікара.

4. Середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку для 0,2 < x < 0,8 знаходиться в діапазоні 27500...37500 для всіх розглянутих методів (за винятком методу Стейнера-Таборека).

N₂	Метод розрахунку теплооб-	Тиск,	x	<i>w</i> ,	, m	<i>q</i> ,	$d_{\scriptscriptstyle \mathrm{BH}},$
ПП	міну при кипінні	МПа	X	м/с	кг/м ² с	Вт/см ²	MM
1	Чен (1980) [5]	0,553,5	0,010,71	0,064,5		0,6240	
2	Сміт-Шах (1982) [6]		00,7			9,0122	516
3	Стейнер-Таборек (1992) [7]	0,0110,8	01,0		44850	0,08460	132
4	Кандлікар (1990, 1991) [8, 9]	—	00,98		138179	0,03228	4,632
5	Гунгор-Вінтертон (1986) [10]		01,0		6761518	0,11228	2,9532

Таблиця 1 – Параметри двофазного потоку

Список літератури

- Халатов А. А., Северин С. Д., Доник Т. В. Влияние КПД элементов блока преобразования энергии на эффективность цикла модульной ЯЭУ с газоохлаждаемым гелиевым реактором. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. № 16(1125). С. 19–25. Бібліогр.: 4 назв. ISSN 2078-774X.
- 2. Радченко Р. В., Мокрушин А. С., Тюльпа В. В. Водород в энергетике. Екатеринбург: Урал. ун-та, 2014. 229 с.
- Oh C. H., Kim E.S. Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR Systems. *Report INL/EXT-*08-14700. 2008. pp. 131–136.
- Hoffer N. V., Sabharwall P., Anderson N. A. Modeling a Helical-coil Steam Generator in RELAP5-3D for the Next Generation Nuclear Plant. *Report INL/EXT-10-19621*. 2011. pp. 4–14.
- 5. Chen J. C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial Engineering Chemical Process Design and Development*. 1966. Vol. 5, No. 3, pp. 322–339.
- Shah M. M. Chart correlations for saturated boiling heat transfer: Equations and further study. *ASHRAE Transactions*. 1982. Vol. 88. Part 1, pp. 185–196.
- Steiner D., Taborek J. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model. *Heat Transfer Engineering*, 1992. Vol. 13. No. 2.
- Kandlikar S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *J. Heat Transfer*. 1990. Vol. 112. pp. 219–228.
- Kandlikar S. G. A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators. J. Heat Transfer. 1991. Vol. 113. pp. 966–972.
- Справочник по теплообменникам : в 2-х т.: пер. с англ. / Под ред. Б. С. Петухова и В. К. Шикова. Москва: Энергоатомиздат, 1987. Т. 1. 560 с.; Т. 2. 352 с.
- 11. Исаченко В. П. *Теплопередача* : учеб. для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. Москва: Энергия, 1975. 488 с.

References (transliterated)

- Khalatov A. A., Severin S. D., Donyk T. V. (2015), "Influence of the Efficiency Factor of Energy Conversion Block Elements on the Cycle Efficiency of the Modular Nuclear Power Plant (NPP) Equipped with the Gas Cooled Helium Reactor", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 16(1125), pp. 19–25, ISSN 2078-774X.
- Radchenko R. V., Mokrushin A. S. and Tyul'pa V. V. (2014), *Vodorod v energetike* [Hydrogen in power engineering], Ural. un-ta, Yekaterinburg, 229 p.
- Oh C. H. and Kim E. S. (2008), "Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR Systems", *Report INL/EXT-08-14700*, pp. 131–136.
- Hoffer N. V., Sabharwall P. and Anderson N. A. (2011), "Modeling a Helical-coil Steam Generator in RELAP5-3D for the Next Generation Nuclear Plant", *Report INL/EXT-10-19621*, pp. 4–14.
- Chen J. C. (1966), "Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow", *Industrial Engineering Chemical Process Design and Development*, vol. 5, no. 3, pp. 322–339.
- Shah M. M. (1982), "Chart correlations for saturated boiling heat transfer: Equations and further study", *ASHRAE Transactions*, vol. 88, part 1, pp. 185–196.
- Steiner D. and Taborek J. (1992), "Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model", *Heat Transfer Engineering*, vol. 13, No. 2.
- Kandlikar S. G. (1990), "A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes", *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219–228.
- Kandlikar, S. G. (1991), "A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators", *J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 966–972.
- Petukhova B. S. and Shikova V. K. (1987), Spravochnik po teploobmennikam [Handbook of heat exchangers.], Energoatomizdat, Moscow, Vol. 1, 560 p.; Vol. 2, 352 p.
- Isachenko V.P. (1975), *Teploperedacha* [Heat transfer. Textbook for high schools], Izd. 3-ye, pererab. i dop. Energiya, Moscow, 488 p.

Надійшла (received) 03.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Доник Тетяна Василівна (Доник Татьяна Васильевна, Donyk Tetyana) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший викладач, Інститут технічної теплофізики НАН України, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: doniktv@ukr.net.

Сафронова Олена Олегівна (Сафронова Елена Олеговна, Safronova Olena) – студентка, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: e.o.safronova@gmail.com.

Парашар Майанкіта Нагендер (Парашар Майанкита Harendep, Parashar Maiankita) – студентка, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: mayankitajess@gmail.com.

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.14

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУББОТОВИЧ, Ю. А. ЮДИН, А. Ю. ЮДИН ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ПОТЕРИ С ВЫХОДНОЙ СКОРОСТЬЮ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ БЕЗ БАНДАЖА

Рассмотрены результаты экспериментального исследования влияния радиального зазора на структуру потока за ступенью и составляющие потерь на различных режимах работы. Показано, что в зависимости от осредненного угла выхода потока из ступени в абсолютном движении выходные потери могут увеличиваться, снижаться или оставаться неизменными в результате изменения характера распределения вдоль радиуса абсолютной скорости при изменении зазора. С целью усовершенствования методики одномерного расчета предложен способ определения выходных потерь с учетом радиальной неравномерности абсолютной скорости за ступенью.

Ключевые слова: осевая ступень, радиальный зазор, коэффициент полезного действия, выходные потери, методика расчета, мощность ступени.

А. В. ЛАПУЗІН, В. П. СУБОТОВИЧ, Ю. О. ЮДІН, О. Ю. ЮДІН ВПЛИВ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ВТРАТИ З ВИХІДНОЙ ШВИДКІСТЮ У ТУРБІННОМУ СТУПЕНЮ БЕЗ БАНДАЖА

Розглянуто результати експериментального дослідження впливу радіального зазору на структуру потоку за ступенем і складові втрат на різних режимах роботи. Показано, що в залежності від усередненого кута виходу потоку зі ступеня в абсолютному русі вихідні втрати можуть збільшуватися, зменшуватися або залишатися незмінними в результаті зміни характеру розподілу уздовж радіуса абсолютної швидкості при зміні зазору. З метою удосконалення методики одновимірного розрахунку запропоновано спосіб визначення вихідних втрат з урахуванням радіальної нерівномірності абсолютної швидкості за ступенем.

Ключові слова: осьовий ступінь, радіальний зазор, коефіцієнт корисної дії, вихідні втрати, методика розрахунку, потужність ступеня.

A. LAPUZIN, V. SUBOTOVICH, YU. YUDIN, A. YUDIN INFLUENCE OF THE RADIAL CLEARANCE ON OUTLET VELOCITY LOSSES IN THE UNSHROUDED TURBINE CASCADE

Small-size turbines of the aviation gas-turbine plants differ by their high output losses and a high sensitivity to the value of radial clearance over the rotor blades. An increase in this clearance, for example, in-operation results in the reduced power efficiency factor due to a change in the losses in the nozzle, in the turbine wheel and output losses. Test data of the cascade of an average reliability with the rotor blade height of 20.73 mm were given for the three clearances, in particular 0.22; 0.6 and 1.0 m. An increase in the losses in the upper zone was recorded for rotor and nozzle blades with an increase in clearance. It was shown that due to a change in the distribution behavior along the radius of absolute velocity C_2 output losses can either be increased or decreased or remain unchanged at a change in the clearance depending on the averaged angle of flow output from the cascade in the absolute motion α_2 . To improve the methods of one-dimensional computation of the cascade using the integral characteristics of its lattices the method of definition of output losses was suggested taking into consideration radial nonuniformity of the velocity C_2 at a high clearance value. It is assumed that the flow velocity C_2 is constant along the radius at a minimum clearance value of 0.22 mm. A degree of the radial nonuniformity of velocity C_2 was taken into consideration using the cascade test data in different modes and at different clearances. The obtained test data on the influence of clearance on absolute losses with the output velocity are naturally not multi-purpose, because even for the cascade investigation, the kinetic energy of flow behind it depends not only on the clearance value and the averaged output also on some other auxiliary factors.

Key words: axial cascade, radial clearance, efficiency factor, output losses, computation methods and the cascade power.

Введение

Параметры потока в периферийной зоне ступени существенно неравномерны как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях, что обусловлено концевыми явлениями в решетках профилей, формой наружной ограничивающей поверхности ступени, величиной радиального зазора над рабочими лопатками и многими другими факторами. Для правильной оценки мощности ступени необходимо учитывать радиальную неравномерность абсолютной скорости потока за ступенью, влияющую на относительные потери с выходной скоростью $\xi_{\rm Bc}$ и относительный внутренний (мощностной) КПД – $\eta_{\rm oi}$. В наибольшей степени радиальный зазор влияет на работу малоразмерных ступеней реактивного типа. Исследованию одной из таких ступеней посвящены статьи [1–3].

В [2] показано, что на номинальном режиме при высоте необандаженных рабочих лопаток 20,73 мм увеличение радиального зазора над ними с 0,22 до 1 мм снижает относительный внутренний КПД на $\Delta \eta_{oi} = 0,064$. Основную роль при этом играет изменение потерь в рабочем колесе $\Delta \zeta_r$, а также изменение потерь с выходной скоростью $\Delta \xi_{\rm BC}$. В данной статье приводятся экспериментальные данные, позволяющие определить $\Delta \xi_{\rm BC}$, а также методика теплового расчета ступени с основной сопловой решеткой $\alpha_1 = 19^\circ$ на разных режимах.

© А. В. Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, 2018

Цель работы

Усовершенствовать методику одномерного теплового расчета ступени путем учета влияния величины радиального зазора на уровень радиальной неравномерности скорости потока за рабочим колесом.

Определить влияние осредненного угла выхода потока из ступени в абсолютном движении на изменение потерь с выходной скоростью.

Оценить влияние радиального зазора на изменение потерь с выходной скоростью, заторможенного и мощностного КПД, на работу сопловой решетки.

Методика определения влияния периферийной протечки на экономичность ступени

Периферийная протечка влияет на относительный внутренний КПД η_{oi} и «заторможенный» КПД η^* . В большинстве существующих методик снижение КПД (потеря от утечки) принимается пропорциональной относительному радиальному зазору $\overline{\delta} = \delta/l_{\pi}$. В расчетах паровых турбин обычно ограничиваются нахождением потери мощностного КПД $\Delta \eta_{oi} = \kappa_{oi} \overline{\delta}$, а в расчетах газовых турбин – потери заторможенного КПД $\Delta \eta^* = \kappa \overline{\delta}$. Однако для всесторонней оценки работы ступени необходимо находить как $\Delta \eta_{oi}$, так и $\Delta \eta^*$, поскольку в общем случае $\kappa_{oi} \neq \kappa$.

В [2] потери от утечки включены в интегральные потери рабочего колеса и приняты следующие обозначения:

 $\Delta \zeta'_r = \zeta_{r1.0} - \zeta_{r0.22}$ – изменение роторных потерь;

 $\Delta \xi'_{\rm BC} = \xi_{\rm BC1.0} - \xi_{\rm BC0.22}$ – изменение выходных потерь при увеличении зазора от 0,22 до 1 мм. С учетом этих обозначений получены следующие зависимости для определения изменения потерь от утечки:

$$\Delta \eta_{oi} = \eta_{oi0.22} - \eta_{oi1.0} =$$

= $\Delta \zeta'_r \left(\frac{W_{2t}}{C_{\phi}}\right)^2 + \zeta_{\Pi} (\rho_{0.22} - \rho_{1.0}) + \Delta \xi'_{BC}, \qquad (1)$

$$\left(\Delta\eta^{*}\right)' = \eta^{*}_{0.22} - \eta^{*}_{1.0} = \frac{\Delta\zeta'_{r} \left(W_{2t}/C_{\phi}\right)^{2}}{1 - \xi_{\text{Bc}0.22}} + \frac{\zeta_{\pi} \left(\rho_{0.22} - \rho_{1.0}\right)}{1 - \xi_{\text{Bc}0.22}} + \frac{\Delta\xi'_{\text{Bc}} \left(1 - \eta_{oi1.0} - \eta_{\text{Bc}1.0}\right)}{\left(1 - \xi_{\text{Bc}0.22}\right) \left(1 - \xi_{\text{Bc}1.0}\right)}.$$
 (2)

В зависимостях (1) и (2) первое слагаемое учитывает изменение потерь в РК, второе слагаемое – в сопловой решетке, последнее – выходных потерь. Анализ структуры формул (1) и (2) показывает, что изменение коэффициента выходных потерь при увеличении зазора существенно влияет на коэффициент полезного действия η_{oi} и очень слабо на коэффициент полезного действия η^* .

Детальный анализ результатов эксперимента показал, что при значительном увеличении зазора в периферийной зоне за сопловой решеткой заметно снижается давление торможения, что повышает интегральные потери в соплах ($\zeta_{n1.0} > \zeta_{n0.22}$). Поэтому в формулах (1) и (2) вместо $\zeta_{n}(\rho_{0.22} - \rho_{1.0})$ целесообразнее использовать $\Delta\xi'_{n} = \xi_{n1.0} - \xi_{n0.22} = \zeta_{n1.0}(1 - \rho_{1.0}) - \zeta_{n0.22}(1 - \rho_{0.22})$.

Если радиальный зазор изменяется от 0,22 мм до любого произвольного значения δ, то роторные потери изменятся на величину

$$\Delta \zeta_r = \Delta \zeta'_r \frac{\delta - 0.22}{1 - 0.22} = 1,28 \Delta \zeta'_r (\delta - 0.22),$$

потери в соплах на величину $\Delta \xi_{\pi} = 1,28\Delta \xi'_{\pi} (\delta - 0,22)$, а выходные потери на величину $\Delta \xi_{BC} = 1,28\Delta \xi'_{BC} (\delta - 0,22)$. На изменение роторных потерь $\Delta \zeta'_r$ влияет угол входа потока в РК β_1 [2], а параметр $\Delta \xi'_{BC}$, как будет показано ниже, зависит от величины выходных потерь $\Delta \xi_{BC0,22}$, а также от $\overline{\alpha}_{20,22}$ – осредненного угла выхода потока из ступени в абсолютном движении при зазоре $\delta = 0,22$ мм.

Анализ влияния радиального зазора на потери с выходной скоростью

На режимах с пониженным отношением скоростей U/C_{ϕ} РК обтекается с отрицательными углами атаки, а поток за ступенью имеет отрицательную закрутку (угол $\alpha_2 < 90^\circ$, рис. 1). С увеличением зазора через него в сечение 2, расположенное за РК, из сопловой решетки попадает все больше рабочего тела, имеющего положительную закрутку. Это снижает в потоке утечки окружную составляющую скорости. В нижележащих струйках тока, проходящих через периферийную зону рабочих лопаток, из-за интенсификации перетеканий через торцы лопаток и взаимодействия с более мощным потоком утечки резко снижается относительная скорость W_2 и увеличивается угол β_2 . Такое изменение W_2 и β_2 приводит к снижению в периферийных струйках тока окружной составляющей скорости (росту угла а2) и потерь с выходной скоростью (рис. 2).

При $\delta = 0,22$ мм периферийная зона концевых потерь занимает не более 20 % высоты рабочих лопаток, а оси канальных вихрей располагаются в сечении 2 на радиусе 95,6 мм, где давление торможения и скорость потока C_2 минимальны. При $\delta = 0,6$ мм зона концевых потерь распространяется уже на 30 % высоты рабочей решетки, то есть в 10 раз превышает величину радиального зазора. Дальнейшее увеличение б до 1 мм не изменяет уже радиальную протяженность зоны периферийных концевых потерь, однако уровень этих потерь заметно возрастает, а оси канальных вихрей перемещаются на меньший радиус (94 мм в сечении 2). Как уже отмечалось выше, величина зазора влияет не только на потери ζ_r и $\xi_{\rm BC}$, но и на экономичность сопловой решетки.



Рис. 1 – Влияние радиального зазора на характер распределения вдоль радиуса параметров потока за ступенью с $\alpha_1 = 27^\circ$ на режиме $U/C_{\phi} = 0.29$:





■
$$-\delta = 0,22$$
 MM, $\Delta - \delta = 0,6$ MM, $\bullet - \delta = 1,0$ MM

Рис. 2 – Влияние радиального зазора на степень реактивности и составляющие потерь на поверхностях равного расхода \overline{G} для ступени с $\alpha_1 = 27^\circ$ на режиме $U/C_{\phi} = 0,29$: *а* – степень реактивности; *б*, *в*, *г* – относительные потери в соплах, на рабочих лопатках и с выходной скоростью

Исследования РК с основной ($\alpha_1 = 19^\circ$) и двумя вспомогательными ($\alpha_1 = 27^\circ$ и 45°) сопловыми решетками на разных режимах показали, что при увеличении зазора потери с выходной скоростью не изменяются, если осредненный угол выхода потока из ступени $\overline{\alpha}_{2\,0.22} \approx 80^\circ$. Если $\overline{\alpha}_{2\,0.22} > 80^\circ$, выходная потеря растет с ростом зазора, а при $\overline{\alpha}_{2\,0.22} < 80^\circ$ – снижается (рис. 1). Величина $\Delta \xi'_{BC}$ зависит не только от угла $\overline{\alpha}_{2\,0.22}$, но и угла выхода потока из сопел α_1 . При $\overline{\alpha}_{2\,0.22}$ = const увеличение угла α_1 повышает относительные потери с выходной скоростью $\xi_{BC0.22}$ и $\xi_{BC1.0}$, однако, отношение $\Delta \xi'_{BC} / \xi_{BC0.22}$ (относительное изменение относительных потерь), как это видно из рис. 3, практически не изменяется. Таким образом, $\Delta \xi'_{BC}$ можно найти по параметрам ступени при зазоре $\delta = 0,22$ мм: углу $\overline{\alpha}_{2\,0.22}$ и потере $\xi_{\rm Bc0.22}$.

Методика теплового расчета ступени

Для прогнозирования термогазодинамических характеристик высоконагруженных ступеней газовых турбин в натурных условиях в НТУ «ХПИ» была разработана и апробирована методика, основанная на экспериментальном определении интегральных кольцевых решеток, входящих в состав ступени [3].

Для сопловой решетки – это интегральная потеря ζ_{n} и осредненный угол α_{1} , которые зависят от числа Маха M_{1t} и числа Рейнольдса Re_{1t} . Для рабочей решетки – это интегральная потеря ζ_{r} и осредненный угол β_{2} , зависящие от M_{1t} , Re_{2t} , β_{1} , δ .

Для любого режима работы ступени в натурных условиях надежная информация о величине $\zeta_{\rm n}$, α_1 , ζ_r , β_2 позволяет в одномерной постановке определить все кинематические параметры, степень реактивности, расход, мощность и коэффициент полезного действия ступени.





Как уже отмечалось выше, мощность ступени и КПД η_{oi} зависят от степени радиальной неравномерности скорости C_2 . Использование прямых

законов закрутки лопаточного аппарата и минимизация радиального зазора позволяют обеспечить постоянство скорости вдоль радиуса и минимизировать выходную потерю. Можно предположить, что при $\delta = 0,22$ мм в ступени с основной сопловой решеткой ($\alpha_1 = 19^\circ$) на всех режимах работы (по крайней мере на режимах, близких к оптимальным) скорость C_2 постоянна вдоль радиуса, а относительная потеря $\xi_{\rm Bc0.22} = C_2^2/(2H_{\rm p})$, где C_2 – осредненная скорость потока, найденная по осредненной скорости $W_2 = W_{2t}\sqrt{1-\zeta_r}$, осредненному углу β_2 и окружной скорости на среднем диаметре сечения 2.

При увеличении зазора до 1мм неравномерностью скорости C_2 на периферии ступени пренебрегать уже нельзя. Для нахождения выходных потерь при $\delta = 1$ мм используется формула $\xi_{Bc1.0} = \xi_{Bc0.22} + \Delta \xi'_{Bc}$, в которой $\Delta \xi'_{Bc}$ находится по рис. 3 и учитывает как изменение осредненных характеристик ступени при увеличении радиального зазора, так и заметную радиальную неравномерность скорости C_2 при $\delta = 1$ мм.

Для нахождения выходных потерь при любом зазоре $\delta > 0,22$ мм необходимо сначала, изменив диаметр кольца над РК, рассчитать ступень при номинальном зазоре $\delta = 0,22$ мм и определить параметры $\overline{\alpha}_{2\,0.22}$ и $\xi_{\rm Bc0.22}$. По ним и рис. 3, где показана зависимость $\Delta \xi'_{\rm Bc} / \xi_{\rm Bc0.22} = f(\overline{\alpha}_{2\,0.22})$, находится потеря с выходной скоростью для ступени с фактическим значением зазора:

 $\xi_{\rm BC} = \xi_{\rm BC\,0.22} + \Delta\xi_{\rm BC} = \xi_{\rm BC\,0.22} + 1,28\Delta\xi_{\rm BC}' \big(\delta - 0,22\big). \label{eq:kbc}$

Остальные характеристики, в том числе потери в соплах ζ_{Π} и в РК ζ_r , определяются из теплового расчета ступени с фактической величиной радиального зазора. Это позволяет найти мощностной КПД $\eta_{oi} = 1 - \xi_{\Pi} - \xi_r - \xi_{Bc}$, КПД по параметрам торможения $\eta^* = \eta_{oi} / (1 - \xi_{Bc})$, а также мощность ступени $N = GH_p \eta_{oi}$.

Выводы

1. Установлено, что при изменении радиального зазора основным фактором, влияющим на изменение относительных потерь с выходной скоростью, является осредненный угол выхода потока из ступени в абсолютном движении.

2. Показано, что при увеличении радиального зазора изменение потерь с выходной скоростью практически не влияет на заторможенный КПД, но весьма существенно изменяет мощностной КПД.

3. Усовершенствована методика одномерного теплового расчета ступени путем учета влияния величины радиального зазора на уровень радиальной неравномерности скорости потока за рабочим колесом.

4. Впервые экспериментально зафиксирован факт отрицательного влияния радиального зазора на работу сопловой решетки.

Список литературы

- Лапузин А. В., Лим Ч. С., Юдин Ю. А., Субботович В. П. Расходные характеристики рабочего колеса осевой турбины. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2008. № 6. С. 68–72. ISSN 2078-774X.
- Лапузин А. В., Лим Ч. С., Субботович В. П., Юдин Ю. А., Юдин А. Ю. Влияние угла выхода потока из сопловой решетки и режима работы турбины на потери от утечки через радиальный зазор. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: *Енергетичні* та теплотехнічні процеси й устаткування. 2012. № 7. С. 54–59. ISSN 2078-774X.
- Лим Чан Сан, Лапузин А. В., Субботович В. П., Юдин Ю. А. Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин. Вісник *HTV «ХПІ». Серия: Новые решения в современных техно*логиях. 2002. № 9. Т. 12. С. 186–190.

References (transliterated)

- Lapuzin A. V., Lim CH. S., Yudin Yu. A., Subbotovich V. P. (2008), "Raskhodnyye kharakteristiki rabochego kolesa osevoy turbiny [Flow rate characteristics of axial turbine rotor blade cascade]", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, 2008, no. 6, pp. 68–72, ISSN 2078-774X.
- Lapuzin A. V., Lim CH. S., Subbotovich V. P., Yudin YU. A., Yudin A. YU. (2012), "Vliyaniye ugla vykhoda potoka iz soplovoy reshetki i rezhima raboty turbiny na poteri ot utechki cherez radial'nyy zazor [The influence of the nozzle cascade exit flow angle and the operating mode of the turbine on tip clearance leakage losses]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 7, pp. 54– 59, ISSN 2078-774X.
- Lim CH. S., Lapuzin A. V., Subbotovich V. P., Yudin YU. A. (2002), "Metodika modelirovanija gazodinamicheskih processov v vysokonagruzhennyh stupenjah gazovyh turbin [The method of modeling gas-dynamic processes for the gas turbine high-loaded stage] *Bulletin of NTU "KhPI"*, no. 9, vol. 12, pp. 186–190.

Поступила (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лапузін Олександр Вікторович (Лапузин Александр Викторович, Lapuzin Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: aleksanderlapuzin@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6445-3979.

Суботович Валерій Петрович (Субботович Валерий Петрович, Subotovich Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківский політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: subotovych@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7051-4758.

Юдін Юрій Олексійович (Юдин Юрий Алексеевич, Yudin Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: yury55yudin@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9770-2273.

Юдін Олександр Юрійович (Юдин Александр Юрьевич, Yudin Alexander) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5098-7796.

УДК 621.577.4

doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.15

В. А. ВОЛОЩУК

ПОГЛИБЛЕНИЙ ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ З ПРОМІЖНИМ ТЕПЛООБМІННИКОМ УТИЛІЗАЦІЇ ЕНЕРГІЇ СТІЧНИХ ВОД

В роботі наведені результати поглибленого ексергетичного аналізу теплонасосної установки, у складі якої використовується теплообмінник проміжного контуру для утилізації енергії стічних вод. Система призначена для теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань потреб енергії та температури низькопотенційного джерела. Показано, що у прийнятих умовах найбільшу частку деструкції ексергії у дросельному вентилі та компресорі можна позбутися за рахунок зменшення необоротностей в інших елементах системи. Деструкція ексергії, яку можна уникнути у конденсаторі, випарнику та теплообміннику проміжного контуру, обумовлена, в основному, необоротностями у цих же компонентах.

Ключові слова: поглиблений ексергетичний аналіз, теплонасосна установка на стічних водах, теплозабезпечення будинку.

В. А. ВОЛОЩУК УГЛУБЛЁННЫЙ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОНАСОСОНОЙ УСТАНОВКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ СТОЧНЫХ ВОД

В работе представелны результаты углубленного эксергетического анализа теплонасосной установки, в составе которой используется теплообменник промежуточного контура для утилизации энергии сточных вод. Система предназначена для теплообеспечения здания с учетом сезонных колебаний потребностей энергии и температуры низкопотенциального источника. Показано, что в принятых условиях наибольшую часть деструкции эксергии в дроссельном вентиле и компрессоре можно снизить за счет уменьшения необратимости в других элементах системы. Деструкция эксергии, которую можно снизить в конденсаторе, испарителе и теплообменнике промежуточного контура, обусловлена, в основном, необратимости в этих же компонентах.

Ключевые слова: углубленный эксергетический анализ, теплонасосная установка на сточных водах, теплообеспечение здания.

V. VOLOSHCHUK ADVANCED EXERGETIC ANALYSIS OF A HEAT PUMP WITH WASTEWATER HEAT EXCHANGER

In contrast to conventional exergy-based methods, advanced exergetic analyses can evaluate exergy destructions due to interactions among components of the energy-conversion system and the real potential for improving system components. Application of the advanced exergetic analysis to a wastewater source heat pump with wastewater heat exchanger providing space heating in variable operation modes is proposed in the work. In order to determine thermodynamic parameters of the refrigeration vapor compression cycle a special simulation model was used. The so-called thermodynamic-cycle-based approach was applied to split the exergy destruction within each component of a heat pump into unavoidable, avoidable, endogenous and exogenous parts. It is shown that in the investigated system only about 53 % of the total seas among components. It is shown that in the investigated conditions, the biggest part of exergy destruction in the throttling valve and compressor can be avoided by reducing irreversibilities in the remaining components of the system. Exergy destruction, which can be avoided in the condenser, evaporator and the wastewater heat exchanger, is mainly caused by irreversibilities within these components.

Keywords: advanced exergetic analysis, wastewater source heat pump, space heating.

Вступ

При обгрунтуванні параметрів та режимів роботи теплоенергетичних систем методи ексергетичного аналізу, що базуються на поєднанні Першого та Другого законів термодинаміки, характеризуються ширшими можливостями у порівнянні із методами енергетичного або ентальпійного аналізу, які в своїй основі використовують тільки Перший закон термодинаміки. На відміну від енергетичного аналізу ексергетичний метод оцінювання дозволяє визначити місцезнаходження, значення та джерела термодинамічних втрат в системі.

Новим етапом методології ексергетичного оцінювання є поглиблений ексергетичний аналіз, який розроблений представниками німецької школи прикладної термодинаміки [1–3]. Даний аналіз важливий з точки зору розширення можливостей ексергетичного підходу для прикладного викорис-

тання.

Теплонасосні установки (ТНУ) є одними із найбільш перспективними технологіями в теперішній час для цілого ряду сфер. Особливе місце належить теплонасосним системам, що використовують низькопотенційну енергію стічних вод. Завдяки відносно вищим температурам низькопотенційного джерела такі системи характеризуються вищою енергетичною ефективністю. З іншої сторони дані ТНУ є технологічно складнішими і дорожчими.

Огляд літературних джерел показав, що методологія поглибленого ексергетичного аналізу реалізована, в основному, на прикладі холодильних машин або ТНУ промислового призначення, де розглядається тільки один режим роботи – номінальний [1–5]. На основі детального аналізу існуючих робіт автори [6] приходять до висновку, що зовсім мало досліджень з ексергетичного оці-

© В. А. Волощук, 2018

нювання присвячено ТНУ на стічних водах. В роботі [7] наведені дані із поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ на стічних водах в складі системи теплозабезпечення будинку, але без урахування її термодинамічної взаємодії із теплообмінником, що призначений для передачі енергії стічних вод теплоносію проміжного контуру. Крім того, у випадку роботи ТНУ у складі системи теплозабезпечення будинку має місце мінливість його режимів роботи, що визначається впливом погоднокліматичного чинника як всередині опалювального сезону, так і у багаторічному перерізі.

Мета роботи

Метою роботи є реалізація поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ з проміжним теплообмінником для утилізації енергії стічних вод при теплозабезпеченні будинку із урахуванням сезонної мінливості режимів роботи.

Викладення основного матеріалу

В кожному елементі енергоперетворювальної системи можна позбутися тільки частини термодинамічних втрат. Через технологічні обмеження, пов'язаних, наприклад, із існуючими матеріалами, технологіями і/або вартістю матеріалів і виробничих процесів, максимальне значення ексергетичної ефективності k-го компонента не може бути збільшено при будь-яких інвестиціях. Частина деструкції ексергії, яка незалежно від досконалості компонента завжди буде мати місце, називається неминучою, або та, якої позбутися неможливо (англ. – unavoidable – UN). Інша частина деструкції ексергії – та, якої позбутися можливо (англ. – avoidable – AV) [1–3]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \,. \tag{1}$$

Отже, при удосконалені теплоенергетичної системи, зусилля повинні бути направлені саме на ту частину деструкції ексергії, якої можна позбутися.

Доведено, що деструкція ексергії в окремому елементі системи залежить від необоротностей як безпосередньо у самому елементі так і в інших елементах, що входять у систему [1–3]. В результаті була розроблена теорія розділення деструкції ексергії на внутрішньо залежну (англ. – endogenous – *EN*) та зовнішньо залежну (англ. – exodogenous – *EX*) [1–3]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \,. \tag{2}$$

На основі отриманих значень внутрішньо та зовнішньо залежних частин деструкції ексергії можна розробити стратегію удосконалення системи [1–3]:

– при $\dot{E}_{D,k}^{EN} > \dot{E}_{D,k}^{EX}$, необхідно зробити акцент на удосконалення даного компонента; – при $\dot{E}_{D,k}^{EN} < \dot{E}_{D,k}^{EX}$, даний компонент може бути удосконалений «автоматично» за рахунок удосконалення інших компонентів системи або структурних змін системи;

турних змін системи; – при $\dot{E}_{D,k}^{EN} = \dot{E}_{D,k}^{EX}$ варто перейти до аналізу інших елементів системи, так як удосконалення одного з інших елементів обов'язково вплине на значення деструкції ексергії в даному елементі, тобто призведе до перших двох випадків аналізу.

В результаті такого поділу деструкції ексергії з'явився так званий поглиблений ексергетичний аналіз [1-3]. Об'єднання цих чотирьох складових деструкції ексергії елемента системи забезпечило її поділ на такі частини: внутрішньо залежну і ту, якої неможна позбутися $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження даного елемента системи; зовнішньо залежну і ту, якої неможна позбутися $\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження інших елементів системи та даного структурного рішення; внутрішньо залежну і ту, якої можна позбутися $\dot{E}_{Dk}^{AV,EN}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення даного елемента системи; зовнішньо залежну і ту, якої можна позбутися $\dot{E}_{Dk}^{AV,EX}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення інших елементів системи та/або структурного рішення системи.

В даних дослідженнях в якості низькотемпературного джерела енергії використовуються стічні води з температурою, що змінюється в діапазоні 13...17 °C. У проектному режимі охолодження теплоносія проміжного контуру у випарнику прийнято рівним 3 К, у теплообміннику проміжного контуру нагрів цього теплоносія також становить 3 К. Мінімальний температурний напір як у випарнику так і у конденсаторі рівний 5 К. Температурний напір у теплообміннику проміжного контуру становить у проектному режимі 7 К.

Для дослідження режимів роботи системи теплозабезпечення при зміні теплового навантаження (непроектний режим роботи) використаний квазістаціонарний підхід побудови математичних моделей у відповідності до [7] з урахуванням добового коливання параметрів впливу. Математичне моделювання базується на реалізації алгоритму розв'язання системи нелінійних алгебраїчних рівнянь, що включають в себе: рівняння теплових балансів та теплопередачі як для окремих частин так і загалом для поверхонь нагріву; балансові рівняння масових витрат; рівняння, що описують окремі процеси у системі; рівняння з визначення гідравлічних опорів при русі робочих тіл та теплоносіїв; формуляції або функції з визначення теплофізичних властивостей робочих тіл.



Рис. 1 – Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії в елементах ТНУ

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

Для реалізації поглибленого ексергетичного аналізу теплового насоса використаний так званий термодинамічний метод, який базується на побудові гібридних термодинамічних циклів [1–3]. При цьому, для проектного режиму, при визначенні деструкції ексергії, яку неможливо позбутися через технологічні обмеження, прийнятий мінімальний температурний напір у випарнику та конденсаторі рівним 1 К, у проміжному теплообміннику 2 К, а ізоентропний ККД компресора – 94 %.

На даному етапі досліджень вплив гідравлічних опорів в елементах ТНУ на деструкцію ексергії окремо не вивчався.

На рис. 1 наведені результати проведених досліджень. Штриховою лінією, для візуального порівняння, показана сумарна за опалювальний сезон деструкція ексергії у ТНУ. Також для кожного елемента ТНУ (компресора, конденсатора, дросельного вентиля, випарника та проміжного теплообмінника з утилізації енергії стічних вод) наведені сезонні значення: всієї деструкції ексергії $E_{D,k}^{year}$; частини деструкції, що можна позбутися $E_{D,k}^{AV,Pen,year}$; внутрішньозалежної і тієї, що можна позбутися $E_{D,k}^{AV,EN,year}$; зовнішньозалежної і тієї, що можна позбутися $E_{D,k}^{AV,EN,year}$. Представлення саме такої інформації обумовлене тим, що дані про значення деструкції, якої можна позбутися та причини її виникнення є важливими з практичної точки зору.

Обговорення результатів

Із рис. 1 бачимо, що сумарна за опалювальний сезон деструкція ексергії в ТНУ, що досліджується, становить 3660 кВт-год.

Найбільші сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії характерні для дросельного вентиля та компресора. Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії становлять відповідно:

- у дросельному вентилі – $E_{DTV}^{year} = 1237 \text{ кBt} \cdot \text{год};$

-у компресорі $- E_{D,CM}^{year} = 846$ кВт·год;

- у конденсаторі – $E_{D,CM}^{year} = 617$ кВт·год;

-у випарнику – $E_{D,EV}^{year}$ = 491 кВт·год;

- у теплообміннику проміжного контуру - $E_{D,SWHE}^{year} = 470 \text{ кBt} \cdot \text{год.}$

Дана інформаціє потребує подальшого аналізу та деталізації. Адже, наприклад, хоча дросельний вентиль є тим місцем, де зосереджена найбільша деструкція ексергії, потрібно іще з'ясувати її причини та можливості її зниження. У компресорі також зосереджена значна частка деструкції ексергії. Але джерелом її можуть бути необоротні процеси як безпосередньо у цьому елементі так і в інших (випарник, конденсатор, проміжний теплообмінник). Причому важливо визначити частку тієї деструкції ексергії, якої можна позбутися. Таку інформацію можна отримати на основі поглибленого ексергетичного аналізу.

Як видно із рис. 1 найбільша частка сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії, що можна позбутися, припадає на компресор і становить $E_{D,CM}^{AV,year} = 652 \text{ кВт год або 18 % від загальної кіль$ кості сумарної за опалювальний період деструкції ексергії у ТНУ. Найменша частка деструкції ексергії, що можна позбутися, припадає на конденсатор і рівна $E_{D,CD}^{AV,year} = 236 \text{ кВт-год або всього 6 %}$ від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у даній ТНУ. У дросельному вентилі, випарнику та проміжному теплообміннику дані частини деструкції ексергії відповід- $E_{D TV}^{AV, year} = 460 \text{ кВт-год},$ становлять но $E_{D,EV}^{AV,year} = 271$ кВт-год та $E_{D,SWHE}^{AV,year} = 327$ кВт-год або відповідно 13 %, 7 % та 9 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у ТНУ.

Найбільша частка внутрішньо залежної деструкції ексергії, яку можна уникнути, належить проміжному теплообміннику i становить $E_{D,SWHE}^{AV,EN,year} = 356$ кВт-год або майже 10 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у ТНУ. Трохи менше цієї частини деструкції ексергії належить випарнику - $E_{D,EV}^{AV,EN,year} = 277$ кВт-год або 8 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії ТНУ. Дана частина деструкції у редукційному вентилі відсутня, що узгоджується із методологією визначення цієї деструкції. У конденсаторі та компресорі маємо відповідно $E_{D,CD}^{AV,EN,year} = 229$ кВт·год та $E_{D,CM}^{AV,EN,year} = 156$ кВт·год та внутрішньо залежної деструкції ексергії, що можна позбутися. А це становить відповідно 6% та 4 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у ТНУ.

Найбільша частина зовнішньо залежної деструкції ексергії, що можна позбутися, належить компресору і становить $E_{D,CM}^{AV,EX,year} = 496$ кВт·год або 14 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у ТНУ. Трохи менше даної частини деструкції ексергії належить дросельному вентилю ($E_{D,TV}^{AV,EX,year} = 460$ кВт·год). У конденсаторі маємо $E_{D,CD}^{AV,EX,year} = 6 \text{ кBt}$ год або менше 1 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у ТНУ. Особлива ситуація із зовнішньо залежною частиною та тією, що можна позбутися деструкцією ексергії у випарнику та проміжному теплообміннику. Сумарні за опалювальний період значення цієї частини деструкції ексергії є від'ємними і становлять відповідно -6 кВт год та -29 кВт год. Це означає, що для зменшення даної частини деструкції ексергії у цих елементах необхідно збільшити деструкцію ексергії в інших компонентах ТНУ. Подібний результат з отримання від'ємного значення частини деструкції ексергії отриманий також в роботах [2, 3, 7].

Для більш детального дослідження взаємного впливу компонентів системи на створення зовнішньо залежної деструкції ексергії в окремому компоненті ТНУ передбачений додатковий етап поглибленого ексергетичного аналізу, результати якого планується представити у наступних роботах.

Висновки

1. В роботі наведені результати поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ з проміжним теплообмінником утилізації енергії стічних вод, призначеного для теплозабезпечення будівлі протягом опалювального періоду із урахуванням сезонних коливань потреб енергії та температури низькопотенційного джерела.

2. Показана перевага поглибленого ексергетичного аналізу у порівнянні із традиційним, де складно кількісно оцінити можливості підвищення ексергетичної ефективності установки.

3. Показано, що у прийнятих умовах найбільшу частку сезонної деструкції ексергії у дросельному вентилі та компресорі можна позбутися за рахунок зменшення необоротностей в інших елементах системи. Сезонні деструкції ексергії, яких можна уникнути у конденсаторі, випарнику та теплообміннику проміжного контуру, обумовлені, в основному, необоротностями у цих же компонентах.

Подяки

Ця робота була підтримана проектом «Комплекс ресурсозберігаючих технологій з очищення стічних вод та використання тепла стічних вод цивільних та військових об'єктів» (номер державної реєстрації НДР 0116U007384).

Список літератури

- Tsatsaronis G., Morosuk T. Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems. *The 4th International Conference on Contemporary Problems* of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14-16, 2016. Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. pp. 75–89.
- Morosuk T., Tsatsaronis G. New approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *Energy*. 2008. Vol. 33. pp. 890–907.

- Morosuk T., Tsatsaronis G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy*. 2009. Vol. 34. P. 2248–2258.
- Erbay Z., Hepbasli A. Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying. *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 78. P. 499– 507.
- Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины. *Технические газы.* 2012. № 5. С. 57–66.
- Hepbasli A., Biyik E., Ekren O., Gunerhan H., Araz M. A key review of wastewater source heatpump (WWSHP) systems. *Energy Conversion and Management.* 2014. Vol. 88. P. 700– 722.
- Волощук В. А. Поглиблений ексергетичний аналіз теплового насоса як елемента системи теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань режимів роботи. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10(1232). С. 59–65. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774Х. doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.08.
- Herbas T. B., Berlinck E. C., Uriu C. A. T., Marques R. P., Parise J. A. R. Steady-state simulation of vapor-compression heat pump. *International Journal of Energy Research*. 1993. Vol. 17. P. 801–816.

References (transliterated)

- Tsatsaronis, G. and Morosuk, T. (2016), "Advanced exergybased methods used to understand and improve energyconversion systems", *The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016)*, *Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14-16, 2016*, Gliwice – Katowice, Silesia, pp. 75-89.
- Morosuk, T. (2008), "New approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines", *Energy*, Vol. 33, pp. 890– 907.
- 3. Morosuk, T. and Tsatsaronis, G. (2009), "Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids", *Energy*, Vol. 34, pp. 2248–58.
- Erbay, Z. and Hepbasli, A. (2014), "Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying", *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, pp. 499–507.
 Kharlampidi, D.Kh. and Tarasova, V.A. (2012), "Strukturniy
- Kharlampidi, D.Kh. and Tarasova, V.A. (2012), "Strukturniy termodinamicheskij analiz parokompressornoj holodil'noj mashiny [Structural thermodynamic analysis of vapor compression refrigeration machine]", *Tehnycheskye gazy*, no. 5. pp. 57– 66.
- Hepbasli, A, Biyik E., Ekren O., Gunerhan H. and Araz M. (2014), "A key review of wastewater source heatpump (WWSHP) systems", *Energy Conversion and Management*, Vol. 88, pp. 700–722.
- Voloshchuk, V. (2017), "Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating taking into account seasonal variations of operation modes", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 10, pp. 59–65, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08.
- Herbas, T.B., Berlinck, E.C., Uriu, C.T.A., Marques, P.P. and Parise, J.A.R. (1993), "Steady-state simulation of vaporcompression heat pump", *International Journal of Energy Research*, Vol. 17, pp. 801–16.

Надійшла (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Волощук Володимир Анатолійович (Волощук Владимир Анатольевич, Volodymyr Voloshchuk) – кандидат технічних наук, доцент, кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне; e-mail: Volodya-28@yandex.ru, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-0687-8968.

УДК 621.438

С. М. УШАКОВ, А. Ю. КАРУЦКИЙ, О. Н. ЩЕРБАКОВ, С. А. ЖУКОВ

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДПРОЕКТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СОЗДАНИЮ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ ВЫХЛОПНОГО ТРАКТА ГАЗОТУРБИННОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА ТИПА ГПА-Ц-16С

В работе проведен анализ различных методов снижения выбросов загрязняющих веществ с выхлопными газами газотурбинных установок и основные ограничения по их применению. Выполнен анализ особенностей течения выхлопных газов в существующем выхлопном тракте для агрегата типа ГПА-Ц-16С с газотурбинным двигателем ДГ90Л2.1, в том числе с учетом закрутки потока на выходе из двигателя. Разработаны технические решения, обеспечивающие основные требования производителей систем каталитической очистки по неравномерности потока и требования производителя двигателя по величине потерь полного давления. Предложены технические решения, позволяющие заполнять утилизатор теплоты водой без останова газоперекачивающего агрегата.

Ключевые слова: монооксид углерода, система каталитической очистки выхлопных газов, выхлопной тракт, улитка, неравномерность потока, отклонение скорости, потери полного давления, выпрямитель, утилизатор теплоты.

С. М. УШАКОВ, А. Ю. КАРУЦЬКИЙ, О. М. ЩЕРБАКОВ, С. А. ЖУКОВ РЕЗУЛЬТАТИ ПЕРЕДПРОЕКТНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПО СТВОРЕННЮ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВИХЛОПНОГО ТРАКТУ ГАЗОТУРБІННОГО КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ ТИПУ ГПА-Ц-16С

В роботі наведено аналіз різних методів зниження викидів забруднюючих речовин з вихлопними газами газотурбінних установок і основні обмеження по їх використанню. Виконано аналіз особливостей течії вихлопних газів в існуючому вихлопному тракті для агрегату типу ГПА-Ц-16С з газотурбінним двигуном ДГ90Л2.1, в тому числі з урахуванням закрутки потоку вихлопних газів на виході з двигуна. Розроблено технічні рішення, що забезпечують основні вимоги виробників систем каталітичної очистки по нерівномірності потоку і вимоги виробника двигуна по величині втрат повного тиску. Запропоновано технічні рішення, що дозволяють заповнювати утилізатор теплоти водою без зупину газоперекачувального агрегату.

Ключові слова: монооксид вуглецю, система каталітичного очищення вихлопних газів, вихлопний тракт, завиток, нерівномірність потоку, відхилення швидкості, втрати повного тиску, випрямляч, утилізатор теплоти.

S. USHAKOV, A. KARUTSKY, O. SHCHERBAKOV, S. ZHUKOV RESULTS OF PRE-DESIGN STUDIES ON THE DEVELOPMENT OF A NEW DESIGN OF THE EXHAUST DUCT OF THE GAS TURBINE COMPRESSOR PACKAGE GPA-C-16S TYPE

This article summarizes the results of pre-design studies to reduce pollutant emissions of gas turbine compressor packages. The amount of pollutant emissions of compressor packages used at the Ukrainian gas transmission system as well as gas turbines manufactured by Ukrainian companies is presented. The main methods for reduction in pollutant emissions of gas turbines were analyzed. It was shown that one of the promising methods is to use special catalyst systems in the exhaust ducts. To select the catalyst location, a series of numerical simulations have been performed in the exhaust system of gas turbine compressor package GPA-C-16S type. It was shown that flow in the exhaust system has a complex structure mostly caused by features of the flow at the exhaust collector outlet. It was also found that swirling of the flow at the turbine outlet causes significant change of the flow at the exhaust system (18 % of the mass flow of exhaust gas moves along one of the wall and 82 % along another one). To prevent the degradation of the flow because of swirling at the turbine outlet the especially designed tongue was used at the exhaust collector. To reduce the overall non-uniformity of the flow the exhaust duct design with tubular straightener has been developed. To produce utility heat compressor packages of GPA-C-16S type can be equipped with heat recovery units, of between 3.5 to 9 MW. Their application allows achievement of thermal efficiencies of 0.36 to 0.46. The heat recovery units cancontain several separate heat exchangers. Heat power control of the heat recovery units allows filling heat exchangers with water without shut-down of the gas turbine. To avoid high thermal stresses heat exchangers are cooled with atmospheric air supplied by fan of the heat recovery unit cooling system.

Key words: carbon monoxide, catalyst purification, exhaust system, exhaust scroll, flow uniformity, flow straightener, heat recovery unit.

Введение

В настоящее время на компрессорных станциях магистральных газопроводов преимущественное применение получили газоперекачивающие агрегаты (ГПА) с газотурбинным приводом (ГТП). Существуют следующие исполнения ГПА с ГТП: в капитальном здании цеха КС, ангарного и блочно-контейнерного исполнения. Для умеренных климатических условий широкое распространение получили ГПА в блочно-контейнерном исполнении. Основными преимуществами ГПА данного типа являются уменьшенные массогабаритные характеристики и удельная металлоемкость при одинаковой мощности, высокая транспортабельность. Благодаря полной заводской готовности блоков ГПА удается сократить в 2–3 раза сроки ввода в эксплуатацию КС, так как нет необходимости в строительстве капительных зданий для размещения оборудования, что позволяет сократить время и средства на строительство КС. Особенность компоновки агрегатов данного типа поз-

© С. М. Ушаков, А. Ю. Каруцкий, О. Н. Щербаков, С. А. Жуков, 2018

воляет проектировать выхлопные шахты с уменьшенными потерями полного давления по сравнению с другими типами ГПА, что снижает расход топливного газа и эксплуатационные затраты.

Газотурбинные ГПА имеют сравнительно низкий КПД и являются крупными источниками тепловых выбросов в окружающую среду. Располагаемая тепловая мощность в выхлопном тракте для агрегата типа ГПА-Ц-16С составляет около 30 МВт. При этом значительная доля тепловых потерь может быть уменьшена при использовании различных способов утилизации теплоты выхлопных газов.

Наиболее распространенным способом утилизации теплоты выхлопных газов ГПА в настоящее время является теплофикационный цикл для теплоснабжения КС, пристанционных поселков, тепличных хозяйств и пр. Недостатком такого способа является невозможность использования всех тепловых ресурсов ГТД из-за отсутствия в условиях КС постоянных потребителей вырабатываемого тепла.

Для реализации теплофикационного цикла газоперекачивающие агрегаты типа ГПА-Ц-16С оснащаются утилизаторами теплоты тепловой мощностью 0,5...9 МВт. Их применение позволяет достичь коэффициента использования топлива 0,36...0,46.

Основным требованием, предъявляемым к установкам утилизации теплоты, является регулирование тепловой мощности утилизатора теплоты в диапазоне 10–100 % [1, 2], а также возможность заполнения установки утилизатора холодным теплоносителем без останова ГПА [1, 2], что исключает потери по транспортировке газа.

Помимо вышеизложенного, одной из важнейших целей при проектировании новых и модернизации существующих КС является снижение выбросов загрязняющих веществ в атмосферу. Прежде всего это относится к оксидам азота (NOx) и монооксиду углерода (CO).

В связи с имплементацией в Украине «Директивы Европейского парламента и Совета Европейского Союза 2010/75/ЕС от 24 ноября 2010 г. о промышленных выбросах», в соответствии с которым установлены ограничения по концентрации загрязняющих веществ (при нагрузках свыше 70 % от номинальной мощности ГТД): NOx – не более 75 мг/нм³, CO – не более 100 мг/нм³.

В табл. 1 представлены экологические характеристики наиболее распространенных на КС Украины газотурбинных ГПА [3], а также выпускаемых в Украине ГТД. Значения приведенных концентраций представлены для номинального режима работы двигателя.

Как видно из таблицы, экологические характеристики преимущественного большинства эксплуатируемых ГПА, а также отечественных ГТД не соответствуют современным экологическим требованиям.

Основными методами снижения выбросов загрязняющих веществ с продуктами сгорания топлива в ГТД являются [4–7]:

 – совершенствование способов сжигания топлива (развитие т. н. сухих методов, в т. ч. с применением каталитических камер сгорания);

– впрыск воды (пара) в камеру сгорания ГТД для снижения выбросов NOx;

 применение в выхлопных трактах агрегатов специальных систем для очистки продуктов сгорания.

В настоящее время приоритетным направлением снижения выбросов загрязняющих веществ является развитие сухих методов сжигания топлива [4, 5]. Ведущие мировые производители в области газотурбостроения активно ведут работы по созданию специальных систем смесеобразования и сжигания топливо-воздушной смеси в камерах сгорания, которые характеризуются высокой сложностью. По данным ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев) на сегодняшний день в ГП разработана и испытана в составе ГТД ДГ90Л2.1 малоэмиссионная камера сгорания, обеспечивающая соответствие требованиям Директивы 2010/75/ЕС. Однако для ее широкого применения требуется проверка эффективности и надежности ее работы в условиях эксплуатации на KC.

Украины и ГТД, выпускаемых в Украине									
			Приведенная концентрация	Приведенная концентрация					
ТипТПА	N,	η, %	(С) оксидов	(С) оксида					
(ГТД)	кВт		азота NOx,	углерода СО,					
			мг/нм ³	мг/нм ³					
ГТК-10И	10300	25,9	230	60					
ГТК-10	10000	29	180	60					
ГПА-Ц-6,3	6300	24	140	300					
ГПУ-10	10000	27,6	145	60					
ГТН-6	6300	24	150	245					
ГТ-750-6	6000	27	180	110					
ГТК-25И	23900	27,7	175	50					
ДТ-71П3	6300	30,5	150	300					
ДТ-70П	8000	32,45	75	300					
ДГ90Л2.1 ¹	16000	33,5	50	100					
ДУ80Л1	25000	34,8	80	150					
Д-336-2Т	6300	30,0	150	300					
АИ-336-2-8	8000	30,8	150	300					

Таблица 1 – Экологические характеристики газотурбинных ГПА, применяемых на КС Украины и ГТЛ выпускаемых в Украине

¹ Характеристики ГТД ДГ90Л2.1 с новой малоэмиссионной камерой сгорания были подтверждены в процессе заводских испытаний.

Впрыск пара в проточную часть ГТД долгое время являлся основным способом снижения выбросов NOx, и нашел преимущественное применение в энергетике. Главными его недостатками являются потребность в значительном количестве подготовленной воды и жесткие требования к ее качеству [5]. Указанные недостатки ограничивают применение данного метода на КС.

В последнее время каталитические технологии очистки продуктов сгорания получили широкое распространение, особенно на ТЭС, в парогазовых и газотурбинных установках, котельных ЖКХ. При этом на КС они не нашли широкого применения из-за значительных капитальных затрат [5]. В тоже время следует отметить, что каталитическая очистка выхлопных газов может быть эффективным решением при реконструкции существующих КС, когда необходимо обеспечить соответствие современным экологическим нормативам без замены или существенной доработки конструкции ГТД.

Цель работы

1. Проанализировать течение выхлопных газов в существующем выхлопном тракте для агрегата типа ГПА-Ц-16С с ГТД ДГ90Л2.1, в том числе с учетом закрутки потока на выходе из ГТД, определить место установки системы каталитической очистки выхлопных газов (СКОВ).

2. Предложить технические решения, обеспечивающие среднеквадратическое отклонение скорости от средней ± 15 %, потери полного давления в выхлопном тракте не должны превышать 4905 Па на номинальном режиме.

3. Предложить технические решения, позволяющие заполнять утилизатор водой без останова ГПА.

Исходные положения

В настоящем разделе приведена краткая характеристика СКОВ и основные ограничения по их применению.

Существует сравнительно небольшое количество производителей СКОВ для ГТД, среди которых следует отметить BASF (Германия), Haldor Торѕое (Дания), ЭКАТ (РФ) и другие.

Принцип действия СКОВ основан на реакциях восстановления NOx и CO под воздействием каталитического слоя при определенных температурах:

$$NO + \frac{1}{2}O2 \rightarrow NO2,$$

$$2NH3 + NO + NO2 \rightarrow 2N2 + 3H2O,$$

$$2CO + O2 \rightarrow 2CO2.$$

Традиционно СКОВ состоят из блоков, установленных в плоскости перпендикулярной направлению потока выхлопных газов. Блоки выполнены на основе высокопористых ячеистых материалов и структур с нанесенным на основание каталитическим слоем.

На рис. 1 представлена принципиальная схема выхлопного тракта с системой каталитической очистки выхлопных газов от СО и NOx. Следует отметить, что для каталитической очистки выхлопных газов от NOx требуется большое количество реагента (раствора карбамида или аммиака), впрыскиваемого на входе в СКОВ. Для обеспечения надежной работы СКОВ необходимо точно контролировать количество подаваемого реагента, что приводит к необходимости использовать достаточно сложные системы регулирования. При этом возникает проблема с возможным «проскоком» аммиака, что представляет собой новую экологическую проблему. Данные факторы ограничивают возможность применения СКОВ от NOx на КС [5].

В тоже время системы каталитической очистки выхлопных газов от СО лишены указанных недостатков.

Применение СКОВ в выхлопных трактах ГПА сопряжено с рядом трудностей. С целью обеспечения эффективного протекания химической реакции окисления монооксида углерода необходимо соблюдение следующих условий:

-температура выхлопных газов должна находиться в определенных пределах (в зависимости от типа применяемого катализатора, но не ниже 250 °C);

-течение потока выхлопных газов на входе в СКОВ должно быть равномерным, среднеквадратическое отклонение скорости от среднего значения ± 15 %. При этом сопротивление выхлопного тракта не должно превышать допустимые значения по ТУ на ГТД.

Для анализа характеристик течения в выхлопном тракте использовались средства вычислительной гидроаэромеханики, с использованием методик, изложенных в работах [8, 9], а также общепринятые зависимости:

– для среднерасходной скорости:

$$C_{\rm cp} = \frac{G_m}{\rho F},\tag{1}$$

где *G_m* – массовый расход выхлопных газов, кг/с;

ρ – плотность выхлопных газов, кг/м³;

F – площадь поперечного сечения, м².

 – для максимального отклонения скорости от среднерасходной:

$$\delta C_{\max} = \frac{C_{\max} - C_{cp}}{C_{cp}},$$
 (2)

где C_{\max} – максимальная скорость в сечении, м/с; – для среднеквадратического отклонения ско-

рости от среднерасходной:

$$\sigma = \frac{\sqrt{\frac{\sum (C_i - C_{\rm cp})^2}{n-1}}}{C_{\rm cp}},$$
(3)

где *C_i* – скорость в измеряемой точке, м/с; *n* – количество измеряемых точек.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

Основные результаты исследования

Для обеспечения требуемых режимов транспорта газа двигатели в составе агрегатов эксплуатируются в диапазоне нагрузок 50...100 % от номинальной мощности для линейных КС и 30...100 % для дожимных КС и станций подземных хранилищ газа. Обеспечение приемлемых экологических характеристик ГТД в таком широком диапазоне мощностей представляет собой сложную научно-техническую проблему [3–6].

В рассматриваемой работе представлены результаты предпроектных исследований по созданию агрегата типа ГПА-Ц-16С для поставки в рамках реконструкции КС Ананьев. В качестве привода ГПА предполагалось использование ГТД ДГ90Л2.1 с существующей конструкцией камеры сгорания, обеспечивающей концентрацию СО в выхлопных газах на номинальном режиме работы двигателя 300 мг/нм³. Диапазон эксплуатационной мощности ГТД ДГ90Л2.1 на КС Ананьев – 7,1-13,3 МВт. По данным ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» при уменьшении мощности ГТД до 7,1 МВТ наблюдается существенное увеличение уровня выбросов загрязняющих веществ.

В соответствии с договоренностью с ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» уменьшение выбросов NO_x должно обеспечиваться путем совершенствования камер сгорания ГТД, а СО – путем установки СКОВ в выхлопном тракте производства ПАО «Сумское НПО».

Поскольку в выхлопном тракте агрегатов предусматривается установка утилизатора теплоты для обеспечения требуемого уровня температуры выхлопных газов на входе в СКОВ, катализатор должен быть установлен перед утилизатором. На рис. 2 представлена конструктивная схема выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С существующей конструкции. Высота выхлопного тракта выбрана из условия требуемого рассеивания загрязняющих веществ, содержащихся в выхлопных газах, до уровня допустимых концентраций в рабочей зоне и близлежащих населенных пунктах. Для выбора места установки СКОВ в выхлопном тракте существующей конструкции была выполнена серия численных экспериментов. Целью экспериментов было выявление картины течения.

На рис. 3 представлена картина течения в существующем варианте конструкции выхлопного тракта на номинальном режиме работы двигателя. Как видно из рисунка, характер течения в выхлопном тракте имеет сложную пространственную структуру со множеством вихревых зон и зон обратного течения.

Суммарное сопротивление выхлопного тракта без катализатора составляет 2138 Па. Максимальное отклонение величины скорости от среднерасходной в предполагаемом сечении установки СКОВ (между диффузорами первой и второй ступени) составляет 400 %, среднеквадратичное – 128 %.



Рис. 1 – Принципиальная схема выхлопного тракта с системой каталитической очистки выхлопных газов от СО и NOx (на примере использования СКОВ производства BASF)



Рис. 2 – Конструктивная схема существующей конструкции выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С:

1 – улитка; 2 – переходник улитки; 3 – компенсатор; 4 – диффузор 1-й ступени; 5 – диффузор 2-й ступени; 6 – утилизатор теплоты выхлопных газов;

> 7 – переходник; 8 – шумоглушитель; 9 – конфузор; 10 – выхлопная труба; 11 – зонт



Рис. 3 – Картина течения в существующей конструкции выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С без учета закрутки потока



Рис. 5 – Картина течения в существующей конструкции выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С с учетом закрутки потока на выходе из ГТД



в новом выхлопном тракте



Рис. 4 – Картина течения в существующей конструкции выхлопного тракта с газоотводным коленом агрегата типа ГПА-Ц-16С без учета закрутки потока на выходе из ГТД



Рис. 6 – Картина течения с применением разделителя потока в улитке и последующих элементах выхлопного тракта

Такая неравномерность течения в выхлопном тракте связана прежде всего с особенностями структуры потока выхлопных газов на выходе из улитки. Течение на выходе из улитки обладает симметричной закруткой, которая возникает в результате поворота потока, натекающего на обечайку улитки после выхода из осерадиального диффузора. Эта закрутка сохраняется до выходного сечения улитки и распространяется по выхлопному тракту до шумоглушителя.

Для исключения особенностей течения выхлопных газов, связанных с улиткой, было решено заменить улитку на газоотводное устройство коленного типа. В результате численного эксперимента получены неудовлетворительные результаты: величина гидравлического сопротивления выхлопного тракта составила 5600 Па, что выше допустимого значения. Дальнейшие исследования с газоотводным устройством коленного типа не проводились. Картина течения в выхлопном тракте с газоотводным устройством представлена на рис. 4.



Рис. 8 – Конструктивная схема новой конструкции выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С с выравнивателем потока: 1 – улитка; 2 – переходник улитки; 3 – компенсатор; 4 – диффузор 1-й ступени; 5 – система СКОВ; 6 – диффузор 2-й ступени; 7 – утилизатор теплоты; 8 – зонт



Рис. 9 – Утилизатор теплоты с системой охлаждения теплообменных секций: *1* – камера утилизатора теплоты; *2* – проставка; *3* – секция теплообменная ТО1; *4* – секция теплообменная ТО2; *5* – секция заслонок; *6* – трубопроводная обвязка; *7* – вентилятор; *8* – шумоглушитель подвода воздуха; *9* – коллектор; *10* – электроприводная заслонка поворотная; *11* – электроприводная заслонка; *12* – воздуховод; *13* – опора; *14* – МЭО; *15* – инерционные жалюзи

По данным ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» величина угла выхода выхлопных газов из опорного венца силовой турбины в диапазоне режимов 50–100 % составляет 9°–12°, а на холостом ходу – 20° от оси двигателя в сторону вращения ротора силовой турбины.

Картина течения в выхлопном тракте по результатам численного эксперимента с учетом угла выхода выхлопных газов из опорного венца (12°) в улитку представлены на рис. 5.

Как видно из рис. 5, неравномерность течения в выхлопном тракте увеличилась. В предполагаемом сечении установки СКОВ максимальное отклонение скорости от среднерасходной составило 515 %, среднеквадратическое – 167 %. При этом, с учетом закрутки потока, сопротивление выхлопного тракта увеличилось на 13 % и составило 2410 Па.

Анализируя неравномерность распределения расходов в предполагаемом месте установки СКОВ с учетом закрутки выявлено, что соотношение расходов через левую и правую (со стороны газового компрессора) половину выхлопного тракта составляет 11,5 и 52,5 кг/с или 18 и 82 % соответственно.

Вышеперечисленные особенности течения газов в выхлопном тракте не соответствуют требованиям производителей СКОВ и не позволяют установить катализатор в выбранном сечении. При этом неравномерность распределения расходов по сечению выхлопного тракта крайне негативно влияет на теплопроизводительность и сопротивление утилизатора теплоты.

Последующая работа, связанная со СКОВ, была разделена на два этапа, первый – устранение влияния закрутки потока выхлопных газов на выходе из двигателя на неравномерность потока и неравномерное распределение расхода по сечению выхлопного тракта. Второй этап был посвящен приведению неравномерности потока выхлопных газов к требованиям производителей СКОВ в месте установки катализатора.

Для исключения негативных явлений, возникающих в следствии закрутки потока на выходе из ГТД, проведен ряд численных экспериментов с установкой дефлекторов, направляющих, рассекателей и разделителей потока в проточной части осерадиального диффузора, сборной камере и переходнике улитки. В результате проведения более 50 численных экспериментов с различными вариантами установки вышеперечисленных элементов определен и выбран наиболее эффективный вариант с применением разделителя потока в улитке и последующих элементах выхлопного тракта. Вследствие выполненных доработок распределение расхода по сечению выхлопного тракта в месте установки СКОВ составило 48 и 52 %, среднеквадратическое отклонение скорости от среднерасходной – 128,3 %, максимальное отклонение

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 11(1287) 2018

скорости от среднерасходной 399 %. При этом сопротивление выхлопного тракта увеличилось на 60 Па и составило 2470 Па. Картина течения с учетом выбранных решений представлена на рис. 6.

Для исключения осесимметричной закрутки, возникающей вследствие особенностей течения в улитке и достижения требований по установке СКОВ было проведено более 100 численных экспериментов с различными вариантами установки выравнивающих элементов. В качестве выравнивающих элементов использовались: установка ребер, образующих каналы, в т. ч. диффузионные в проточной части выхлопного тракта, шумоглушитель, выравниватель потока трубчатого типа в комбинации с прямыми участками.

В результате расчетов было определено, что наиболее эффективным способом минимизации неравномерности течения в выхлопном тракте для установки СКОВ является комбинация элементов проточной части с применением: выравнивателя потока трубчатого типа, прямых участков и шумоглушителя. Среднеквадратическое отклонение скорости от среднерасходной составило 16 %, суммарные потери полного давления составили 4630 Па. Картина течения представлена на рис. 7. По результатам расчетов была разработана новая конструкция выхлопного тракта, которая представлена на рис. 8.

В рамках работ по созданию выхлопного тракта выполнялся также поиск технических решений, позволяющих эксплуатировать утилизатор теплоты без останова ГПА, при этом регулировка тепловой мощности должна производиться в пределах 10–100 %.

Тепловая мощность утилизатора теплоты регулируется за счет включения-выключения теплообменных секций, а также за счет регулирования расхода выхлопных газов, омывающих трубы секции, за счет поворота заслонок. При заполнении утилизатора теплоты холодной водой на работающем ГПА происходит процесс кипения воды. Вследствие возникновения паровых пробок происходят гидроудары, что может привести к разрушению элементов утилизатора, трубопроводов подачи и отвода теплоносителя. Для запуска утилизатора при работающем ГТД теплообменные секции перед заполнением водой охлаждаются окружающим воздухом. ГТД в процессе охлаждения должен переводиться на режим холостого хода, вследствие чего уменьшается расход и температура выхлопных газов (расход - 18,3 кг/с, температура на выходе из ГТД – 305 °С по данным ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»). В результате была разработана система охлаждения утилизатора теплоты, которая приведена на рис. 9. Для определения необходимого расхода охлаждающего воздуха, распределение температур на наружных поверхностях теплообменной секции и времени охлаждения были проведены расчетные исследования. В результате расчетов определено, что для достижения средней температуры не более 80 °С на поверхности теплообменных секций расход охлаждающего воздуха должен составлять 5,5 кг/с, время охлаждения – 20 минут. Расчет проводился при температуре окружающего воздуха 8 °С, исходя из конструкции жалюзи расход выхлопных газов через конструктивные зазоры составил не более 0,77 кг/с.

Выводы

Выхлопной тракт газотурбинного ГПА оказывает существенное влияние на конструктивные характеристики агрегата, а также на его экологические и энергетические показатели.

Расчетно-исследовательские и опытноконструкторские работы, выполняемые на предпроектной стадии работ по созданию новой конструкции агрегата ГПА-Ц-16С/76-1,44М1 позволяют сделать следующие выводы:

1. Для минимизации массогабаритных характеристик выхлопной системы и обеспечения ее эффективного функционирования требуется тщательная отработка проточной части, а также систем, обеспечивающих экологические характеристики агрегата и работу системы утилизации теплоты выхлопных газов.

2. Проблема уменьшения вредных выбросов как никогда актуальна для ГТС Украины и отечественных производителей ГТД и требует неотложной разработки новых технических решений для ее реализации, в т ч. за счет применения системы СКОВ в составе выхлопного тракта ГПА.

3. Работоспособность и долговечность СКОВ определяется характером течения выхлопных газов на входе. С целью обеспечения требуемого уровня неравномерности потока на входе в СКОВ, по результатам численного моделирования предложена конструкция выхлопного тракта с применением разделителей и выравнивателя потока трубчатого типа. Как показали результаты расчетов, предложенная конструкция также обеспечивает требуемую величину гидравлического сопротивления потока в выхлопном тракте.

4. Одним из направлений утилизации теплоты выхлопных газов на КС является использование теплофикационного цикла. С целью обеспечения заполнения водой теплообменников утилизатора теплоты без остановки агрегата, разработана специальная система охлаждения теплофикационного котла-утилизатора. Выполнены расчеты и определено время охлаждения, средняя температура поверхностей теплообменной секции и необходимый расход охлаждающего воздуха.

5. Для подтверждения значения потерь полного давления в выхлопном тракте необходимо выполнить его модельные и натурные испытания.

6. Целесообразно провести более глубокое исследование потерь полного давления выхлопного тракта с газоотводным устройством коленного типа и разработать технические решения по уменьшению гидравлических потерь.

Список литературы

- Типові технічні вимоги до газотурбінних газоперекачувальних агрегатів та їх систем : затв. ПАТ «Укртрансгаз». Киев: ПАТ «Укртрансгаз», 2014. 87 с.
- Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам: СТО Газпром 2-3.5-138-2007 : утв. ОАО «Газпром». Москва: ООО ВНИИГАЗ, 2007. 64 с.
- ОАО «Газпром». Каталог удельных выбросов вредных веществ газотурбинных газоперекачивающих агрегатов СТО Газпром 2-3.5-039-2005 : каталог. Москва: ООО ВНИИГАЗ, 2005. 77 с.
- Lecomte, Y., Ferrería, J. F., Fuente, Neuwahl, F., Canova, M., Pinasseau, A., Jankov, I., Brinkmann, T., Roudier, S., Sancho, L. D. (2017), Best Available Techniques (BAT) Reference Document for Large Combustion Plants, EUR.
- Галиуллин З. Т., Сальников С. Ю., Щуровский В. А. Современные газотранспортные системы и технологии. Под ред. В. А. Щуровского. Москва: Газпром ВНИИГАЗ, 2014. 346 с.
- Щуровский В. А., Синицын Ю. Н., Черемин А. В.; ВТИ-ЦИАМ. Снижение выбросов вредных веществ ГТУ на компрессорных станциях ОАО «ГАЗПРОМ» : научн.-техн. отчет. Москва, 2004.
- Говдяк Р. М., Семчук Я. М., Чабанович Л. Б., Шелковський Б. І., Кривенко Г. М. Енергоекологічна безпека нафтогазових об'єктів. Івано-Франківськ: Лілея, 2007. 556 с.
- Смирнов А.В., Левашов В. А., Сидоренко Д. А., Гадяка В. Г., Маркушин А. Н. Расчетно-экспериментальные исследования всасывающего и выхлопного тракта ГТД энергоблока ГТЭС с двигателем НК-16 СТ. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2010. С. 32–36.
- Смирнов А. В., Щедренков А. Н., Щербаков, О. Н., Каруцкий А. Ю., Парафейник В. П. Численное исследование течения газа в выхлопных трактах газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом на базе двигателя ДУ80Л1. Вісник двигунобудування. 2015. №2. С. 199–206.

References (transliterated)

- 1. PJSC "Ukrtransgaz" (2014), *Tipovi tehnIchni vimogi do gazoturbInnih gazoperekachuvalnih agregatlv ta yih system* [Typical Technical Requirmets for Gas Turbine Compressor Packages and their Systems], Kyiv.
- PJSC "Gazprom" (2007), STO Gazprom 2-3.5-138-2007 Tipovye tehnicheskie trebovaniya k gazoturbinnym GPA I ih sistemam [Typical Technical Requirmets for Gas Turbine Compressor Packages and their Systems], Russia
- 3. PJSC "Gasprom" (2005), *STO Gazprom 2-3.5-039-2005. Katalog udelnyih vyibrosov vrednyih veschestv gazoturbinnyih gazoperekachivayuschih agregatov* [Catalogue of pollutant emissions of gas turbine compressor packages], Russia.
- Lecomte, Y., Ferrería, J. F., Fuente, Neuwahl, F., Canova, M., Pinasseau, A., Jankov, I., Brinkmann, T., Roudier, S., Sancho, L. D. (2017), Best Available Techniques (BAT) Reference Document for Large Combustion Plants, EUR.
- Galiullin, Z., Salnikov, S. and Shchurovsky, V. (2014) Sovremennye gazotransportnye tehnologii i sistemy [Modern Gas Transmission Systems and Technologies], Shchurovsky V. (Ed.), Gazprom VNIIGAZ, Moscow, Russia.
- Shchurovsky, V., Sinitsyn, Yu. and Cheremin, A. (2004) Snizhenie vybrosov vrednyh veshchestv GTU na Kompressornih Stanciyah PJSC "Gazprom" [Reduction in Pollutant Emissions of Gas Turbines at GAZPROM Compressor Stations], Moscow.
- Govdyak, R., Semenchuk, Ya., Chabanovych, L., Selkovsiy., B., Kryvenko, G., (2007) *Energoekologichna bezpeka naftogazovyh obektiv* [Energy Ecological Safe of Gas-oil Sites], Ivani-Frankivs'k.
- Smirnov, A., Levashiv, V., Sidirenko, D., Gadyaka, V., Markushin, A. (2010), "Raschetno-eksperimentvlnyie issledovaniya vsasyivayuschego i vyihlopnogo trakta GTD energobloka GTES s dvigatelem NK-16 ST [Theoretical and Experimental Study of Inlet and Exhaust Systems of Gas Turbine Power Unit with NK-16ST]", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 3(45), pp. 32–36.
- Smirnov, A., Shchedrenkov, A., Shcherbakov, O., Karutskiy, A., Parafiynyk, V. (2015) "Chislennoe issledovanie techenija gaza v vyhlopnyh traktah gazoperekachivajushhih agregatov s gazoturbinnym privodom na baze dvigatelja DU80L1 [Numerical investigation of gas flow in exhaust ducts of turbocompressor packages with gas turbine engine based on engine DU80L1]", Vestnik dvigatelestroenija [Bulletin of enginebuilding], no. 2, pp. 199–206.

Поступила (received) 16.03.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ушаков Сергій Михайлович (Ушаков Сергей Михайлович, Ushakov Sergiy) – головний конструктор компресорного устаткування, СКБ, ПАТ Сумське НВО, м. Суми, Україна, e-mail: tkm@snpo.ua.

Каруцький Андрій Юрійович (Каруцкий Андрей Юрьевич, Karutsky Andriy) – заступник начальника відділу загальної збірки ГПА – начальник бюро, СКБ, ПАТ С Сумське НВО, м. Суми, Україна, e-mail: tkm@snpo.ua.

Щербаков Олег Миколайович (Щербаков Олег Николаевич, Shcherbakov Oleg) – кандидат технічних наук, заступник начальника відділу спеціальних систем – начальник бюро, СКБ, ПАТ Сумське НВО, м. Суми, Україна, еmail: tkm@snpo.ua.

Жуков Сергій Анатолійович (Жуков Сергей Анатольевич, Shukov Sergiy) – старший науковий співробітник, СКБ, ПАТ Сумське НВО, м. Суми, Україна, е-mail: tkm@snpo.ua.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

Shubenko O., Malyarenko V., Senetskyi O., Babak M. Utilizing The Heat Of Flue Gases Of The Boiler Room By Using The Organic Renkine Cycle	.4
<i>Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V.</i> 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	2
<i>Usaty A., Zhivotchenko Yu.</i> Analyzing the Influence of the Efficiency of Individual Compartments of High-Power Steam Turbine on the Optimization Data of a Heat Flow Diagram of the Turbine Plant	9
<i>Gnesin V., Kolodyazhnaya L., Rzadkowski R., Demchenko A.</i> Analysis of Nonstationary Loadings and Vibration Amplitudes of the Blades of the Last Turbine Cascade Taking Into Consideration the Mismatch of Eigenmodes	26
<i>Sheleshey T.</i> Interaction of the Temperature of Exhaust Gases and the Economic, Technical and Ecological Indices of Heat and Power Plants	2
<i>Yefimov O., Tyutyunik L., Kasilov V., Ivanova L.</i> Protecting Environment from Unhealthy Nitrogen Oxide Emissions of Operating Boilers	6
<i>Shulzhenko M., Garmash N., Iefremov I., Tsybulko V., Deparma O.</i> Intelligent Vibratory Displacement Sensor with Control and Analysis Functions of the Vibration Parameters of Energy Equipment	0
<i>Moroz L., Burlaka M., Barannik V.</i> Industrial Gas Turbine Engine Off-Design Performance Improvement Controlling Cooling Air Flow	7
<i>Rogachov V., Terekh A., Baranyuk A.</i> CFD –Simulation of Heat Aerodynamic Characteristics of the Surface of Helical Tubes	6
<i>Romashov Yu., Povolotsky E.</i> Analysis of the Approaches to the Assessment of the Working Capacity of the Shells of Fuel Elements of Nuclear Power Reactors Taking Into Consideration the Creepage	53
<i>Oleynik Yu., Saprykin S., Naumenko S.</i> Analyzing the Methods of Computation of the Polytropic Coefficient of Efficiency of the Centrifugal Supercharger	57
<i>Khalatov A., Panchenko N.</i> Influence of the Surface Rotation on the Efficiency of Film Cooling Behind the Trench Holes	'3
<i>Donyk T., Safronova O., Parashar M.</i> Thermal Design of the High-Temperature Steam Generator for the Nuclear Power Plant GT-MGR with Helical (Coil-in-Box) Pipe Bundles	'8
<i>Lapuzin A., Subotovich, V. Yudin Yu., Yudin A.</i> Influence of the Radial Clearance on Outlet Velocity Losses in the Unshrouded Turbine Cascade	3
Voloshchuk V. Advanced Exergetic Analysis of a Heat Pump With Wastewater Heat Exchanger	8
<i>Ushakov S., Karutsky A., Shcherbakov O., Zhukov S.</i> Results of Pre-Design Studies on the Development of a New Design of the Exhaust Duct of the Gas Turbine Compressor Package GPA-C-16S Type	93

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

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

Збірник наукових праць

№ 11(1287) 2018

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

Відповідальний за випуск Обухова Г. Б., канд. техн. наук

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

Обл. вид. № 11-18.

Підписано до друку 02.04.2018 р. Формат 60х90¹/₈. Папір офсетний 80 г/м². Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0. Наклад 100. Зам. № 2320-18. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р. 61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2

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