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

№ 2°2020

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

No. 2'2020

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків НТУ «ХПІ», 2020 Kharkiv NTU "KhPI", 2020 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – № 2(4). – 46 с. – ISSN 2078-774Х (print). – ISSN 2707-7543 (on-line).

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

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

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

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

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

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування 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 № 1471 від 26.11.2020 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://etpo.khpi.edu.ua

Засновник Founder Національний технічний університет National Technical University «Харківський політехнічний інститут» "Kharkiv Polytechnic Institute" Редакційна колегія серії **Editorial staff** Відповідальний редактор: Associate editor. Єфімов О. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна Yefimov A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine Відповідальний секретар: Executive secretary: Литвиненко О.О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна Lytvynenko O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine Члени редколегії: Editorial staff members: Водка О. О., к.т.н., НТУ «ХПІ», Україна Vodka O., Ph.D., NTU "KhPI", Ukraine Gnesin V., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine Гнесін В. І., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна Каверцев В. Л., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна Kavertsev V., Ph.D., Assistant Professor, NTU "KhPI", Ukraine Колодяжна Л. В., д.т.н., проф., ШМаш НАНУ, Україна Kolodyazhnaya L., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine Ligrani Р., д.т.н., проф., University of Alabama in Huntsville, USA Ligrani P., D.Sc., Prof., University of Alabama in Huntsville, USA Matas R., к.т.н., University of West Bohemia in Plzen, Czech Matas R., Ph.D., University of West Bohemia in Plzen, Czech Мних А. С., д.т.н., доц., Запорізький Національний Mnykh A., D.Sc., Assistant Professor, Zaporizhzhya National Університет, Україна University, Ukraine Nick S., д.т.н., проф., Cardiff University, UK Nick S., D.Sc., Prof., Cardiff University, UK Островерхов М. Я., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна Ostroverkhov M., D.Sc., Prof., National Technical University of Пилипенко М. М., д.т.н., проф., Національний науковий центр Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" «Харківський фізико-технічний інститут» НАН України Pylypenko M., D.Sc., Prof., National Science Center 'Kharkiv Rzadkowski R., д.т.н., проф., Institute flow machines PAN, Poland Institute of Physics and Technology' NAS of Ukraine Ромашов Ю. В., д.т.н., проф., ХНУРЕ, Україна Rzadkowski R., D.Sc., Prof., Institute flow machines PAN, Poland Сербін С. І., д.т.н., проф., Національний університет корабле-Romashov Y., D.Sc., Prof., Kharkiv National University of Radio будування імені адмірала Макарова, Україна Electronics. Ukraine Туз В. О., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна Serbin S., D.Sc., Prof., Admiral Makarov National University Усатий О. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна of Shipbuilding, Ukraine Чередніченко О. К., к.т.н., доц., Національний університет Tuz V., D.Sc., Prof., National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна Черноусенко О. Ю., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна Usaty A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine Шубенко О. Л., д.т.н., проф., чл.-кор. НАНУ, ІПМаш НАНУ, Cherednichenko O., Ph.D., Assistant Professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine Chernousenko O., D.Sc., Prof., National Technical University of Україна Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute' Shubenko O., D.Sc., Prof., Corresponding member NAS of Ukraine, IPMach NAS of Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 6 від 13 листопада 2020 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2020

3MICT

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

Жирков О. Г., Усатий О. П., Авдеева О. П., Торба Ю. І. Чисельне дослідження обтікання соплових решіток з поворотними діафрагмами	5
Донченко В. В., Гнесін В. І., Колодяжна Л. В., Кравченко І. Ф., Петров О. В. Прогнозування флате лопаткового вінця вентилятора авіаційного двигуна	pa 11
<i>Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. О.</i> Аналіз коливань відповідальних елементів енергоблоку потужністю 200 МВт при кінематичних навантаженнях	18
<i>Yerofieieva A., Artemchuk V., Mukhina N., Karasov O.</i> Optimization of Non-Stationary Electric Field Parameters in Order to Increase the Efficiency of Chamber Furnaces	23
<i>Бежан В. А., Житаренко В. М.</i> Моделювання та аналіз параметрів енергоефективності котлів середнього тиску при використанні суміші природного та доменного газів з урахуванням присосів повітря	32
Олейник Ю. А., Сапрыкин С. А., Науменко С. П. Определение расхода топливного газа в газоперекачивающем агрегате с газотурбинным приводом и центробежным нагнетателем	40

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2020.02.01

О. Г. ЖИРКОВ, О. П. УСАТИЙ, О. П. АВДЄЄВА, Ю. І. ТОРБА

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОБТІКАННЯ СОПЛОВИХ РЕШІТОК З ПОВОРОТНИМИ ДІАФРАГМАМИ

Представлені результати чисельного дослідження плоского обтікання соплової решітки з поворотною діафрагмою, виконано порівняння результатів розрахунків з експериментальними даними. Розрахунки виконувалися за допомогою програмного комплексу *Fluent* (№ клієнта 01067322). В результаті виконаних розрахунків були отримані: картини течії у міжлопаточному каналі і за ним; розподіл коефіцієнтів втрати кінетичної енергії по фронту решітки при різних ступінях відкриття вхідної частини каналів соплової решітки.

Ключові слова: поворотна діафрагма, чисельне дослідження, коефіцієнти втрат енергії, теплофікаційні турбіни, моделі турбулентності.

А. Г. ЖИРКОВ, А. П. УСАТЫЙ, Е. П. АВДЕЕВА, Ю. И. ТОРБА ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ СОПЛОВЫХ РЕШЕТОК С ПОВОРОТНЫМИ ДИАФРАГМАМИ

Представлены результаты численного исследования плоского обтекания сопловой решетки с поворотной диафрагмой, выполнено сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными. Расчета проводились с помощью программного комплекса *Fluent* (№ клиента 01067322) В результате выполненных расчетов были получены: картины течения в межлопаточном канале и за ним; распределение коэффициентов потери кинетической энергии по фронту решетки при различных степенях открытия входной части каналов сопловой решетки.

Ключевые слова: поворотная диафрагма, численное исследование, коэффициенты потерь энергии, теплофикационные турбины, модели турбулентности.

O. ZHYRKOV, O. USATY, O. AVDIEIEVA, Y. TORBA NUMERICAL INVESTIGATION OF THE STREAMLINING OF NOZZLE ARRAYS EQUIPPED WITH GRID VALVES

The purpose of one of the stages of this research is to develop the technique for the numerical investigation of the flow of the nozzle array equipped with the grid valve for its further use for the solution of the problem relating to the optimal design of the flow passage in cogeneration turbines. The development of this technique was divided into two parts, in particular the simulation of the two-dimensional or flat flow and the simulation of the three -dimensional flow. This research paper gives some data obtained for the first part of the developed technique, i. e. the verification data obtained by the comparison of the results of numerical and experimental investigations of the twodimensional flow of the nozzle array with the grid valve. The Fluent software package was used for the simulation and computation of the flow of operating fluid. Computational domains restricted by one interblade channel were constructed for a different degree of the opening of the nozzle closure diaphragm. The grids were constructed for computational domains. The computations were performed to define the effect of the used turbulence model on the computation results. The best coincidence with experimental data was obtained when using the k- ω SST model. The computations done allowed us to obtain the flow patterns in the interblade channel and behind it and the distribution of the coefficients of the loss of kinetic energy over the grid front for a different level of the opening of closure diaphragms at the inlet to the nozzle ring. The obtained research data allow us to draw the following conclusions: the selected computation parameters enable a qualitative reflection of physical phenomena in the flow both for subsonic and supersonic flows of the cascade; the computation coefficients of the loss of kinetic energy showed a satisfactory coincidence with experimental data and it is indicative of that the development of the technique for the numerical investigation of the flow of nozzle arrays with grid valves is possible in principle when using the Fluent software package. The data obtained through this research will be used for the development of the technique for the numerical investigation of the three-dimensional flow of nozzle arrays with grid valves.

Key words: the grid valve, numerical investigation, energy loss coefficients, cogeneration turbines and turbulence models.

Вступ

Для теплофікаційних турбін, що мають регульовані відбори пари, часто застосовуються соплові решітки з поворотними діафрагмами [1]. Зміна витрати пари через турбіну при змінних режимах досягається перекриттям на вході каналів соплового апарату (рис. 1).

На даний момент часу практично всі дослідження характеристик подібних решіток полягали в експериментальному випробуванні плоских решіток. Дуже висока вартість проведення подібних експериментів не дозволяють досліджувати велику кількість конфігурацій решіток і режимів їх роботи з метою оптимізації проточної частини для отримання мінімальних втрат при різних режимах роботи теплофікаційних турбін. У зв'язку з чим, розробка методики чисельного дослідження обтікання соплових решіток з поворотними діафрагмами різних конфігурацій, для подальшого її використання при розв'язання задач оптимального проектування проточної частини теплофікаційних турбін є актуальним завданням, що підтверджується сучасними роботами в цьому напрямку [2]. При цьому до методики пред'являються вимоги високої точності і надійності розрахунків. У зв'язку зі складністю цього етапу роботи вона розділена на дві частини:

© О. Г. Жирков, О. П. Усатий, О.П. Авдєєва, Ю. І. Торба, 2020



Рис. 1 – Регулююча діафрагма турбіни Т-175-130: *I* – діафрагма; *2* – поворотне кільце; *3* – розвантажувальне півкільце



моделювання плоскої течії;

- моделювання просторової течії.

В статті наведені деякі результати верифікації методики чисельного дослідження плоского обтікання соплової решітки, з поворотною діафрагмою, на базі програмного комплексу *Fluent*.

Об'єкт дослідження

Для верифікації методики, що розробляється, порівнювалися дані розрахункових і експериментальних досліджень соплових решіток. Великий обсяг експериментальних даних з оцінки ефективності соплових решіток з поворотними діафрагмами отримано свого часу в МЕІ під керівництвом Дейча М.Є. [3].

В якості об'єкта досліджень був обраний профіль C-9013P [3]. Коефіцієнти втрат енергії ζ в плоскій решітці з профілів C-9013P отримані випробуванням в спеціальній аеродинамічній трубі де робочим тілом було повітря в діапазоні чисел Маха M = (0,5–1,6) при ступені відкриття діафрагми δ = (0,15–1,0).

На рис. 2, наведена розрахункова область каналу, утвореного профілями С-9013Р. Тут $\delta = \frac{a}{a_0}$ – ступінь відкриття вхідної час-

тини каналів соплової решітки.

Сітка в розрахунковій області

Основна вимога до розрахункової сітки – якісний опис фізичних явищ, що мають місце в розрахунковій області. З одного боку сітка повинна забезпечувати моделювання явищ в приграничному шарі, в області близької до стінки. З іншого боку, явищ в проточній частині каналів решітки, і за її межами, що виникають при трансзвукових і надзвукових швидкостях течії потоку (стрибки ущільнення, відрив потоку, закромкові сліди та інше). Це вимагає ущільнення сітки в зазначених областях. З іншого – розмір елементів сітки і їх кількість повинні бути обмежені з точки зору часу, який буде витрачено на проведення обчислень.

Відомий той факт, що масштаби сітки повинні відповідати масштабам течії, що розраховується [4], тобто характерним розмірами областей потоку з істотними градієнтами параметрів течії. Так, для тривимірної течії в одному міжлопатковому каналі, при використанні різницевого методу другого порядку необхідно використовувати досить дрібні сітки з кількістю елементів порядку 10⁷...10⁸.

Розрахункова область представляла собою один міжлопатковий канал, обмежений спинкою однієї соплової лопатки з одного боку і коритцем сусідньої лопатки з другого боку. Так як параметри потоку змінюються на деякому віддаленні, як на вході, так і на виході з решітки, розрахункова область була збільшена: на вході в решітку на величину 0,4b, на виході на величину 0,5b, де b – хорда профілю решітки. Для поліпшення умов побудови сітки на виході з решітки, так як профіль С-9013Р має радіус вихідної кромки всього 0,18 мм, межі області на виході з решітки були побудовані з умовою поділу дуги вихідної кромки на рівні частини.

З огляду на все вище сказане, при побудові сітки в розрахунковій області, був застосований наступний підхід. Так як положення в каналі і за ним, стрибків ущільнень, відривів потоку і інших аеродинамічних явищ невідоме, то сітка будувалася з умови забезпечення показника $y^+ \leq 1$ в області близької до стінки. Приблизна товщина найближчого елемента сітки (Δy) до стінки розраховувалася за формулою:

$$\Delta y = by^{+} \sqrt{74} \, \mathrm{Re}^{-\frac{13}{14}}, \qquad (1)$$

b – хорда лопатки, м;

Re – число Рейнольдса.

де

Товщина приграничного шару в першому наближенні оцінювалася за формулою:

$$\partial = 0,035b \,\mathrm{Re}^{-\frac{1}{7}}$$
 (2)

Отримані величини округлювалися, Δy в меншу сторону, ∂ в більшу. Товщина приграничного шару розбивалася на 25 підшарів з товщиною найближчого елементу сітки до стінки Δy , з коефіцієнтом збільшення елементів 1,2. Розмір решти сітки встановлювався рівним розміру елементу в останньому підшарі.

В результаті число елементів сітки становило від $1,8\cdot10^5$ до $2,4\cdot10^5$ в залежності від ступеня відкриття δ .

Чисельне дослідження

Для розрахунку течії була використана модель двовимірної течії в'язкого газу програмного комплексу *Fluent* з використанням різницевого методу другого порядку. Робоче тіло – в'язкий газ, що стискається – повітря. В якості граничних умов на вході в розрахункову область використовувалися:

– параметри гальмування: тиск (P_0^*) та температура (T_0^*) повітря;

- напрямок потоку повітря;

- інтенсивність турбулентності;

– гідравлічний діаметр.

Граничною умовою на виході з розрахункової області задавався тиск повітря (*P*₁).

На першому етапі розробки методики для оцінки впливу моделі турбулентності, що використовувалася на результати розрахунків були виконані порівняльні розрахунки, при $\pi = 0.7$; 0,5 та $\delta = 1$, в яких моделювання турбулентних явищ



Рис. 4 – Розподіл коефіцієнта втрат уздовж фронту решітки для різних моделей турбулентності при $\pi = 0,7$ і $\delta = 1$

здійснювалося по черзі моделями турбулентності, які закладені в програмному комплексі *Fluent*:

- Spalart-Allmaras (Спаларта-Аллмараса) [5];
- *Realizable k*–ε [6];
- *k*-- *ω SST* (модель Ментера) [7].

Розрахунки проводилися на однакових сітках. Результати порівняльних розрахунків представлені в табл. 1 та на рис. 3–5.

	1	ъ	•			•
		-Posnay	VHKORI	вепичини	втрати	енепги
таолици	1	1 OSpaz	x y IIKODI	DOJINI IMITINI	bipain	chepin

Модель турбу-	Spalart-	Realizable	k–ω	-
лентності	Allmaras	<i>k</i> —ε	SST	Л
Втрати енергії,	2,36	3,83	2,29	0,7
ζ, %	2,39	_	2,24	0,5



Рис. 3 – Ізолінії чисел Маху в розрахунковій області при різних моделях турбулентності при $\pi = 0,7$ і $\delta = 1$: *a* – *Spalart-Allmaras*; $\delta - k$ – ω *SST*



Рис. 5 – Розподіл коефіцієнта втрат уздовж фронту решітки для різних моделей турбулентності при $\pi = 0,5$ і $\delta = 1$



Рис. 6 – Характер течії в розрахунковій області. Ізолінії чисел Маху: $a - \pi = 0.5$ і $\delta = 1$; $\delta - \pi = 0.5$ і $\delta = 0.5$



Рис. 7 – Розрахункові та експериментальні коефіцієнти втрат енергії решітки профілів С-9013Р



Рис. 9 – Течія в розрахунковій області. Ізолінії чися Маху при $\pi=0,3$ і $\delta=0,3$

Розрахункові значення коефіцієнтів втрат енергії для моделей турбулентності Спаларта-Аллмараса і Ментера відрізняється на 2,9 % і 6,3 % для $\pi = 0,7$ і $\pi = 0,5$ відповідно. Модель турбулентності *Realizable k*-є показала відміну від моделей Спаларта-Аллмараса і Ментера 38,4 % і 40,2 % відповідно при $\pi = 0,7$. Для подальших розрахунків була обрана модель турбулентності *k*- ω *SST*, яка найбільш часто використовується для розрахунків такого типу [7].

На другому етапі проводилися розрахунки течії при параметрах $\pi = 0,7$; 0,5; 0,3 і $\delta = 1$; 0,5; 0,3; 0,15. Виконувався «чорновий» розрахунок течії, з використанням утиліти *FMG* (*Full-Approximation Storage (FAS) Multigrid*). Утиліта *FMG* використовує технологію *ANSYS FLUENT FAS Multigrid* та дозволяє виконати розрахунок на наборі послідовно вкладених сіток.



Рис. 8 – Залежність розрахункових коефіцієнтів втрат від відносної витрати через решітку профілів С-9013Р



Puc. 10 – Tevin в розрахунковій області. Ізолінії чисел Maxy при $\pi = 0,3$ і δ = 0,3



Рис. 11 – Зона течії в каналі решітки за поворотною діафрагмою. Ізолінії чисел Маху при $\pi = 0.3$ і $\delta = 0.3$

Розрахунок починається на найбільш грубій сітці і в міру його встановлення результати інтерполюються на наступну, більш дрібну, сітку. Як правило, всі «чорнові» розрахунки, для досягнення величин нев'язок 10⁻⁶, вимагали не більше 1000– 2000 ітерацій. За результатами «чорнового» розрахунку проводилася адаптація сітки в місцях великих градієнтів розрахункових параметрів для забезпечення умови $y^+ \leq 1$. В результаті адаптації виходила сітка з підвішеними вузлами.

Для «чистових» розрахунків, в залежності від величин числа Маху М і ступеня відкриття вхідних частини каналу соплової решітки δ, кількість ітерацій становила 20000–33000 шт. Збіжність розрахунку оцінювалася за встановленням рівності витрат на вході і виході з розрахункової області і за встановленням нев'язок коефіцієнта втрат кінетичної енергії.

Результати розрахунків

На рис. 6 представлені розрахункові ізолінії чисел Маху для решітки профілів C-9013P при $\pi =$ 0,5 і $\delta = 1$; 0,5. Аналіз картини течії показує, що застосована методика розрахунку адекватно описує фізичні явища в потоці: розташування стрибків ущільнення, наявність кромкового сліду і їх взаємодії.

Порівняння коефіцієнтів, отриманих розрахунковим і експериментальними шляхами для решітки профілів С-9013Р, представлено на рис. 7.

З рис. 7 випливає, що розрахункові значення коефіцієнтів втрат енергії задовільно узгоджуються при $\pi = 0.7$; 0,5 і $\delta = 1$; 0,5, що відповідає дозвуковому і трансзвуковому обтіканню профілів потоком повітря. При $\pi = 0.3$, що відповідає надзву-

ковому обтіканню, розрахункові коефіцієнти втрат трохи занижені щодо експериментальних при $\delta = 1; 0,5;$ і завищені при $\delta = 0,3; 0,15$. При цьому характер зміни розрахункових коефіцієнтів втрати енергії від режиму π збігається з експериментальними даними.

На рис. 8 представлена залежність розрахункових коефіцієнтів втрат від відносної витрати через решітку.

На рисунках 9 і 10 показані ізолінії числа Маху в розрахунковій області при $\pi = 0.3$ і $\delta = 0.3$. На рис. 9 картина течії отримана розрахунком з використанням моделі турбулентності k-w SST, кількість елементів сітки 230000 шт. Як видно на зображенні, в області прилеглій до коритця лопатки, потік має складну структуру. Для перевірки отриманої картини течії були виконані додаткові дослідження, на новій сітці – кількість елементів 63000 шт. при умові $y^+ \le 30$, з використанням моделі турбулентності Reynolds Stress. Отримана розрахункова картина течії близька до картини отриманої при розрахунку з використанням моделі турбулентності $k-\omega$ SST і представлена на рис. 10. Також подібна картина течії характерна для режиму при і $\delta = 0,15$. В каналах решітки чітко видні вихрові та надзвукові зони. Наявність такого характеру течії безумовно потребує подальшого детального дослідження, як причин їх появи, так і можливих методів їх зменшення.

На рис. 11 показана вихрова та надзвукова зона течії в каналі решітки у збільшеному масштабі.

Висновки

За результатами проведеної роботи можна зробити наступні висновки:

– найбільш придатною моделлю турбулентності для чисельного дослідження плоского обтікання соплових решіток з поворотними діафрагмами в програмному комплексі *Fluent* ϵ модель $k-\omega$ *SST*;

 вибрані параметри розрахунку дозволяють якісно відображати фізичні явища в потоці, як при дозвуковому, так і при надзвуковому обтіканні решітки профілів;

– задовільне узгодження розрахункових коефіцієнтів втрати кінетичної енергії з експериментальними даними говорять про принципову можливість розробки методики чисельного дослідження обтікання соплових решіток з поворотними діафрагмами за допомогою програмного комплексу *Fluent*.

Для більш детального вивчення складної картини течії, отриманої при і $\delta = 0,3$; 0,15 буде проведено додаткове чисельне дослідження.

Результати, отримані в даній роботі, будуть використані для розробки методики чисельного

дослідження просторового обтікання соплових решіток з поворотними діафрагмами.

Список літератури

- 1. Бененсон €. І. *Теплофікаційні парові турбіни*. Москва: Вища школа, 1986. 270 с.
- Усатый А. П., Фам Т. А. Создание инженерной методики оценки эффективности сопловых решеток с поворотными диафрагмами. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 12(1288). С. 21–27. Бібліогр.: 12 назв. ISSN 2078-774X (print). ISSN 2707-7543 (on-line). doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.04.
- Дейч М. Є., Філіпов Г. А., Лазарсв Л. Я. Атлас профілів решіток осьових турбін. Москва: Машинобудування, 1965. 96 с.
- Єршов С. В., Яковлєв В. А. Вплив ступеня подрібнення на результати розрахунку тривимірних течій у проточних частинах турбомашин при використанні RANS моделей. Проблеми машинобудування. 2015. Т. 18, № 4/1. С. 18–24.
- Spalart P. R., Allmaras S. R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. *La Recherche Aerospatiale*. 1994. No 1. pp. 5–21.
- Коркодінов Я. А. Огляд сімейства к–є моделей для моделювання турбулентності. Пермський національний дослідницький політехнічний університет. 2013. № 2. С. 5–16.
- Menter F. R. Zonal two equation k-ω turbulence models for aerodynamic flows. AIAA. 1993. No. 93–2906. pp. 1–21.

References (transliterated)

- 1. Benenson Je. I. (1986), *Teplofikacijni parovi turbiny* [Heating steam turbines], Vyshha shkola, Moscow.
- Usaty A., Pham T. (2018), "Evaluation of the Efficiency of the Socket Latches by Turn-Link Diaphragms Using the Cfd-Packet". Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 12(1288), pp. 21–27, ISSN 2078-774X (print). ISSN 2707-7543 (on-line), doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.04.
- Dejch M. Je., Filipov G. A., Lazarjev L. Ja. (1965), *Atlas profiliv reshitok os'ovyh turbin* [Atlas of axial turbine lattice profiles], Mashynobuduvannja, Moscow.
- 4. Jershov S. V., Jakovljev V. A. (2015), "Vplyv stupenja podribnennja na rezul'taty rozrahunku tryvymirnyh techij u protochnyh chastynah turbomashyn pry vykorystanni RANS modelej [The influence of the degree of grinding on the results of the calculation of three-dimensional flows in the flowing parts of turbomachines using RANS models], *Problemy mashynobuduvannja* [Mechanical Engineering Issues], vol. 18, no. 4/1. pp. 18–24.
- Spalart P. R., Allmaras S. R. (1994), "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows", *La Recherche Aerospatiale*, no. 1, pp. 5–21.
- Korkodinov Ja. A. (2013), "Ogljad simejstva k–ε modelej dlja mode-ljuvannja turbulentnosti [Review of the family of k – ε models for turbulence modeling], *Perms'kyj derzhavnyj tehnichnyj universytet* [Perm National Research Polytechnic University], no. 2, pp. 5–16.
- Menter F. R. (1993), "Zonal two equation k-ω turbulence models for aerodynamic flows", AIAA, no. 93–2906, pp. 1–21.

Надійшла (received) 07.04.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Жирков Олександр Григорьевич (Жирков Александр Григорьевич, Zhyrkov Oleksandr) – провідний інженердослідник сектору газодинаміки експериментально-випробувального комплексу ДП «Івченко-Прогрес», м. Запоріжжя, Україна; e-mail: zhirkov@i.ua; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4003-6078.

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

Авдєєва Олена Петрівна (Авдеева Елена Петровна, Avdieieva Olena) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; e-mail: Olena.Avdieieva@khpi.edu.ua; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9358-4265.

Торба Юрій Іванович (Торба Юрий Иванович, Torba Yuri) – кандидат технічних наук, начальник експериментально-випробувального комплексу ДП «Івченко-Прогрес» м. Запоріжжя, Україна; e-mail: torba.yuriy@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8470-9049.

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2020.02.02

В. В. ДОНЧЕНКО, В. І. ГНЕСІН, Л. В. КОЛОДЯЖНА, І. Ф. КРАВЧЕНКО, О. В. ПЕТРОВ

ПРОГНОЗУВАННЯ ФЛАТЕРА ЛОПАТКОВОГО ВІНЦЯ ВЕНТИЛЯТОРА АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА

На підставі аналізу сучасного стану проблеми аеропружності турбомашин і існуючих методів прогнозування флатера можна зробити висновок, що найбільш перспективним підходом у дослідженні аеропружної поведінки лопаткового вінця турбомашини є підхід, заснований на тривимірній моделі нестаціонарної аеродинаміки та модальному аналізі руху лопатки (метод вирішення зв'язаної аеропружної задачі). Цей метод рішення зв'язаної задачі нестаціонарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток в тривимірному потоці газу, включаючи вимушені коливання, самозбудні коливання з метою підвищення надійності лопаткових апаратів турбомашин.

Ключові слова: зв'язана задача, метод прогнозування флатера, нестаціонарне навантаження, власна форма, тривимірна модель течії.

В. В. ДОНЧЕНКО, В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, И. Ф. КРАВЧЕНКО, А. В. ПЕТРОВ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

На основании анализа современного состояния проблемы аэроупругости турбомашин и существующих методов прогнозирования флаттера можно заключить, что наиболее перспективным подходом в исследовании аэроупругого поведения лопаточного венца турбомашины является подход, основанный на трехмерной модели нестационарной аэродинамики и модальном анализе движения лопатки (метод решения связанной аэроупругой задачи). Данный метод решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток позволит прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трехмерном потоке газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Ключевые слова: связанная задача, метод прогнозирования флаттера, нестационарная нагрузка, собственная форма, трехмерная модель потока.

V. DONCHENKO, V. GNESIN, L. KOLODYAZHNAYA, I. KRAVCHENKO, A. PETROV PREDICTING THE FLUTTER OF THE FAN ROW IN THE AIRCRAFT ENGINE

The aeroelasticity of the cascades of blades is considered to be the most burning and important problem, because it effects the reliability of the flow channels of turbine machines. The main complexity of the investigation of aeroelastic phenomena that occur in turbine machines consists in the need of the simulation of the interaction of the two physical environments (liquid and elastic). One of the approaches to the computation of aeroelastic phenomena (the flutter) is the nonstationary aerodynamic analysis that studies nonstationary flows in turbine machines independently of their origin and over the past decades it covered the way from the linear theory to the solution of Navier -Stokes equations. The second approach to the investigation of the aeroelasticity of the cascades of blades of turbine machines is related to the studies of the motion of blades under the action of aerodynamic forces induced by the nonuniformity of the main flow and independent of the motion of the blades. These approaches ignore the influence of vibrating blades on the main gas flow. Within the framework of individual problems considered in scientific papers the problem of self-excited vibrations (the flutter) that are the most complicated and least studied phenomena falls out of consideration. Based on the analysis of the contemporary state of the problem dealing with the turbine machine aeroelasticity and available methods of the flutter prediction we can draw a conclusion that the most promising approach to the investigation of the aeroelastic behavior of the blade row of the turbine machine is the approach that is based on the three-dimensional model of the nonstationary dynamics and the modal analysis of the blade motion (the method of the solution of the coupled aeroelastic problem). This method of the solution of the coupled problem of the nonstationary aerodynamics and elastic vibrations of the blades will enable the prediction of the amplitude-&frequency spectrum of blade vibrations in the three-dimensional gas flow, including forced self-excited vibrations in order to increase the reliability of the cascades of blades of turbine machines. Using the developed numerical method, we analyzed the aeroelastic behavior of the fan row of the aircraft engine in different modes. The computation data confirmed the appearance of nonstationary modes in the fan operation. The research done allows us to give recommendations on the elimination of the aeroelastic phenomena, i.e. the flutter (by changing the fan blade geometry).

Key words: coupled problem, flutter prediction method, nonstationary loading, natural mode and three-dimensional flow model.

Вступ

Однією з найбільш складних проблем при проектуванні турбомашини є прогнозування втомних напружень в робочих лопатках. Ці напруги виникають при коливаннях лопаток з частотами близькими до частот власних форм, що здійснюються під дією зовнішніх збурень (вимушені коливання) і в результаті самозбудження (флатер).

Режим коливань визначається співвідношенням сил, що обурюються і сил механічного демпфування і аеродемпфування. Якщо при коливаннях лопаток енергія основного потоку підводиться до лопаток, відбувається зростання самозбудних коливань (флатер).

Тому важливо прогнозувати аеропружну поведінку лопаткового вінця, щоб виключити можливість прояву аеропружної нестійкості, такої як флатер [1, 2].

Моделювання аеропружних явищ засноване на маршовій за часом схемі, що включає інтегрування рівнянь аеродинаміки і динаміки пружних коливань (зв'язана задача потоку і пружної системи) [3, 4].

© В. В. Донченко, В. І. Гнесін, Л. В. Колодяжна, І. Ф. Кравченко, О. В. Петров, 2020

На підставі розв'язання зв'язаної задачі аеродинаміки нестаціонарного потоку газу і динаміки коливних лопаток можна прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток в тривимірному потоці газу, включаючи вимушені, самозбудні коливання з метою підвищення надійності лопаткових апаратів турбомашин [4–8].

Мета роботи

Основна мета – підвищення надійності і продовження ресурсу лопаткових апаратів ГТД шляхом прогнозування та зменшення нестаціонарних навантажень і амплітуд коливань лопаткових апаратів на підставі розв'язання зв'язаної задачі аеродинаміки і пружних коливань лопаток в тривимірному потоці ідеального газу [4–8].

Постановка аеропружної задачі

Тривимірна нестаціонарна трансзвукова течія ідеального газу через обертовий вінець вентилятора ГТД з 24 коливними лопатками описується повною системою рівнянь Ейлера, представленої в інтегральної формі законів збереження [5–9]. З огляду на неперіодичність потоку в коловому напрямку, в розрахункову область слід включати всі лопатки ротора.

На рис. 1 показана різницева *Н*–*Н* сітка для міжлопаткового каналу вентилятора в тангенціальній площині для середнього перетину. Кількість сіткових вузлів в кожному міжлопатковому каналі – 32×41×70 = 91840.



Постановка граничних умов на вході і виході заснована на одновимірній теорії характеристик [5–8] і представлена у вигляді:

 – на вході – тиск і температура загальмованого потоку,

 мерідиональний і тангенціальний кути потоку задані;

 – на виході – статичний тиск за робочим вінцем. Граничні умови доповнюються співвідношеннями на характеристиках у вхідному і вихідному перетинах розрахункової області.

Для чисельної інтеграції рівнянь Ейлера застосовується різницева схема Годунова-Колгана 2-го порядку точності по координатах і часі, узагальнена на випадок довільної просторової різницевої сітки, що деформується [3, 10].

Пружна модель лопатки, що коливається, описується з використанням модального підходу [4–8].

Рішення аеропружної зв'язаної задачі засновано на послідовному за часом інтегруванні рівнянь газодинаміки і рівнянь коливань лопаток з обміном інформацією на кожному кроці ітерації.

Чисельний аналіз

Чисельне дослідження проведено для лопаткового вінця вентилятора для режиму n = 3610 об/хв при різних значеннях МЛФК (міжлопатковий фазовий кут).

Граничні умови прийняті:

– змінний по радіусу тиск і температура загальмованого потоку перед вентилятором $P_0 = 100515...100428 \text{ Па}; T_0 = 288^{\circ} \text{ K};$

– кути потоку в коловому (α) і радіальному (γ) напрямах задані;

– змінний по радіусу статичний тиск за вентилятором $P_2 = 99850...111370$ Па;

-число обертів ротора *n* = 3610 об/хв.

У розрахунках враховувалися п'ять власних форм, власні частоти кожній з форм приведені нижче.

Номер власної форми 1 2 3 4 5 Частота, *v_i*, Гц 91 212 393 454 635

У роботі приведені результати чисельного аналізу нестаціонарних аеродинамічних характеристик вентилятора ГТД.

На першому етапі виконані аеродинамічні розрахунки лопаткового вінця вентилятора при заданому законі коливань лопаток. Всі 24 лопатки здійснюють гармонійні коливання по кожній з власних форм по одному і тому ж закону з постійним кутом зрушення фаз δ (МЛФУ = 0°, 180°, ±90° з врахуванням взаємодії п'яти власних форм):

$$q_{ij} = q_{i0} \sin[2\pi v_i t + (j-1)\delta], \qquad (1)$$

де q_{ij} – модальний коефіцієнт; *i* – номер власної форми; *j* – номер лопатки; q_{i0} – амплітуда коливань *i*-ої власної форми; v_i – власна частота; δ – міжлопатковий кут зрушення по фазі коливань сусідніх лопаток.

Аеропружна стійкість системи «потік повітря – лопатковий вінець» без врахування механічного демпфування визначається аеродинамічним коефі





цієнтом демпфування *D*, рівним узятому із знаком «мінус» коефіцієнту роботи *W*, здійснюваним аеродинамічним навантаженням за один період коливань [5–8]. Знак «мінус» сумарної роботи

(D > 0) відповідає аеродемпфуванню, знак «плюс» – самозбудженню лопатки (D < 0).

Характер обміну енергією між потоком повітря і лопатками, що коливаються, показаний на рис. 2 (вплив міжлопаткового кута зрушення по фазі коливань лопаток на усереднений по довжині коефіцієнт аеродемпфування).

Максимальне аеродемпфування має місто при коливаннях із зрушенням фаз МЛФК = 180° , МЛФК = 90° град, мінімальне значення — при МЛФК = 0° , МЛФК = -90° .

Остаточну оцінку аеропружної поведінки лопаткового вінця можна отримати при рішенні зв'язаної задачі аеродинаміки і пружних коливань. В цьому випадку реакція лопаток залежатиме не лише від гармонійних коливань, але і від аеродинамічної взаємодії і обміну енергією між нестаціонарним потоком і лопатками, що коливаються.

Другий етап розрахунку – проведені аеродинамічні розрахунки лопаткового вінця вентилятора, що обертається, в повітряному потоці при зв'язаних коливаннях.



для 1-ої власної форми; є – модальний коефіцієнт для 2-ої власної форми;

г – амплітудно-частотний спектр для 2-ої власної форми









На рис. 3a-e приведені графіки зміни в часі модальних коефіцієнтів 1-ої і 2-ої власних форм q_i (*i* – номер форми) для МЛФК = 0 град і їх амплітудно-частотні характеристики (протягом 1-го періоду t = 0...0,033 сек здійснюються гармонійні коливання, починаючи з t = 0,033...0,132 сек – зв'язані коливання).

Коливання по всіх формах збуджуються з частотами близькими до частоти 1-ої власної форми.

Коливання лопаток приводять до появи нестаціонарних аеродинамічних навантажень, які діють на лопатки. Починаючи з моменту часу t = 0,033 сек (стартовий режим зв'язаних коливань) подальший рух лопаток визначається нестаціонарними силами, що діють на лопатки, які, у свою чергу, залежать від коливань лопаток, тобто рух лопаток і сили, діючі на них, знаходяться з рішення зв'язаної задачі.

На рис. 4 приведені графіки нестаціонарних аеродинамічних навантажень (колова, осьова сила і аеродинамічний момент), що діють у периферійному шарі, а також їх амплітудно-частотні спектри (МЛ Φ K = 0 град., відповідного найбільшому збудженню).



Висновки

1 Метод рішення зв'язаної задачі нестаціонарної газодинаміки і пружних коливань лопаток дозволяє розраховувати коливання, що самозбуджуються, включаючи вимушені коливання, викликані взаємним обміном енергією між нестаціонарним потоком газу і лопатками, що коливаються. На рис. 5 приведені графіки коливань периферійного перетину лопатки в коловому напрямі, осьовому і поворот відносно центру тяги для МЛФК = 0 град з врахуванням взаємодії п'яти власних форм коливань. Найбільший вклад в нестаціонарні складові коливань в коловому напрямі вносить частота близька до частоти 1-ої власної форми (100 Гц), в осьовому напрямі – частота близька до частоти 1-ої власної форми (100 Гц).

Всі режими характеризуються збудженням коливань (флатер).

Для оцінки аеродинамічної стійкості коливань лопаток вентилятора був проведений чисельний аналіз впливу частоти 1-ої власної форми на режим коливань лопаток при МЛФК = 0° з врахуванням взаємодії п'яти власних форм (рис. 6, 7). Показано, що підвищення власної частоти 1-ої форми приводить до збільшення аеродинамічної стійкості коливань лопаток (при частотах 135 Гц, 152 Гц відбувається аеродемпфування).

Таким чином, підвищення аеродинамічної стійкості коливань лопаткового вінця вентилятора по відношенню до флатеру пов'язане з підвищенням власної частоти коливань, тобто жорсткості лопаток.



2 Проведений чисельний аналіз аеропружних характеристик лопаткового вінця вентилятора для режиму експлуатації (n = 3610 об/хв). Числен-ний аналіз зв'язаних коливань підтвердив для даного режиму самозбудження коливань лопаток вентилятора (флатер) по 1-ій власній формі, що приводить до зростання амплітуд коливань по всіх власних формах з частотою, близькою до власної частоти 1-ої форми.

3 Дано рекомендації по підвищенню аеропружної стійкості для заданого режиму, пов'язані з підвищенням жорсткості лопаток.

Список літератури

- 1. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В. Аэроупругие явления в турбомашинах. Аэродинамика и Аэроакустика : Проблемы и перспективы : сб. научных трудов. Харьков: ХАИ, 2009. № 3. С. 53–62.
- Vahdati M., Simpson G., Imregun M. Mechanisms for widechord fan blade flutter. *Journal Turbomachinery*. 2011. Vol. 133.
- Cinnella P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity. *Journal of Turbomachinery*. Vol. 126. April, 2004. pp. 310–316.
- Sadeghi M., Liu F. Investigation of non-linear flutter by a coupled aerodynamics and structural dynamics method. *AIAA Journal*. 2001. 0573.
- 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.
- Гнесин В. И., Колодяжная Л. В. Аэроупругий анализ лопаточного венца турбомашины на основе численного решения связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний. Проблемы машиностроения. 1998. Т. 1, № 3–4. С. 29–40.
- Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Rzadkowski R. A Coupled Fluid- Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines. ASME 2000-GT-380, Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich, Germany, 8–11 May, 2000. pp. 1–8.
- Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Кравченко И. Ф., Меркулов В. М., Шереметьев А. В., Петров А. В. Численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца вентилятора авиационного двигателя. Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, № 3. С. 3–11.
- Rougeault-Sens A.-S., Dugeai A. Numerical unsteady aerodynamics for turbomachinery aeroelasticity. Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines. 2006. Springer, Printed in the Netherlands. pp. 423–436.
- Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я., Крайко А. Н., Прокопов Г. П. Численное решение многомерных задач газовой динамики. Москва: Наука, 1976. 400 с.

References (transliterated)

- Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (2009), "Ajerouprugie javlenija v turbomashinah [The aeroelastic phenomena in the turbomachines]", *Aerogidrodynamic and Aeroacoustics: Problems and prospects*, no. 3, pp. 53–62.
- 2. Vahdati M., Simpson G. and Imregun M. (2011), "Mechanisms for wide-chord fan blade flutter", *Journal Turbomachinery*, vol. 133.
- Cinnella, P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. (2004), "A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity", *Journal of Turbomachinery*, vol. 126, April, 2004. pp. 310–316.
- Sadeghi M., Liu F. (2001), "Investigation of non-linear flutter by a coupled aerodynamics and structural dynamics method", *AIAA Journal*, 0573.
- 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.
- Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. (1998), "Aeroelastic analysis of turbine blade row on the base of numerical solution for coupled problem of aerodynamics and elastic oscillations", *J. Problems in Mash. Eng.*, no. 3–4, pp. 29–40.
- Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Rzadkowski R. (2000), A Coupled Fluid- Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines", ASME 2000-GT-380, Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich, Germany, 8–11 May, 2000, pp. 1–8.
- Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Kravchenko I. F., Merkulov V. M., Sheremetyev A. V., Petrov A. V. (2017), "Chislennyy analiz aerouprugogo povedeniya lopatochnogo ventsa ventilyatora aviatsionnogo dvigatelya", *Problemy mashinostroyeniya*, vol. 20, no. 3, pp. 3–11.
- Rougeault-Sens A.-S., Dugeai A. (2006), "Numerical unsteady aerodynamics for turbomachinery aeroelasticity", Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines. Springer, Printed in the Netherlands. pp. 423–436.
- Godunov, S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. Y., Krayko A. N., Prokopov G. P. (1976), *Chislennoe reshenie mnogomernyh* zadach gazovoj dinamiki [The Numerical solution of multidimensional tasks of gas dynamics], Nauka, Moscow, 400 p.

Надійшла (received) 30.06.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

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

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

УДК 539.3

doi: 10.20998/2078-774X.2020.02.03

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

АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ ВІДПОВІДАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГОБЛОКУ ПОТУЖНІСТЮ 200 МВт ПРИ КІНЕМАТИЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Забезпечення надійності енергетичного обладнання на всіх режимах роботи є важливим і актуальним завданням. Визначені характеристики вібронавантаженості відповідальних елементів енергоблоку потужністю 200 МВт при перехідних коливальних процесах, викликаних сейсмічним навантаженням. Для дослідження коливань використовуються розроблені розрахункова методика й програмне забезпечення. Отримані результати показали, що переміщення роторів відносно корпусів циліндрів, верхньої фундаментної плити відносно нижньої в розглянутому випадку не перевищують допустимих значень. Результати проведених досліджень можуть бути використані при оцінці сейсмостійкості турбоагрегатів різної потужності.

Ключові слова: турбоагрегат, фундамент, кінематичне збурення, сейсмічне навантаження, пружно-демпферні елементи.

П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, Н. Г. ГАРМАШ, А. А. ГЛЯДЯ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ОТВЕТСТВЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГОБЛОКА МОЩНОСТЬЮ 200 МВт ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ НАГРУЖЕНИЯХ

Обеспечение надежности энергетического оборудования на всех режимах работы является важной и актуальной задачей. Определены характеристики вибронагруженности ответственных элементов энергоблока мощностью 200 МВт при переходных колебательных процессах, вызванных сейсмической нагрузкой. Для исследования колебаний используются разработанные расчетная методика и программное обеспечение. Полученные результаты показали, что перемещение роторов относительно корпусов цилиндров, верхней фундаментной плиты относительно нижней в рассмотренном случае не превышают допустимых значений. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при оценке сейсмостойкости турбоагрегатов различной мощности.

Ключевые слова: турбоагрегат, фундамент, кинематическое возмущение, сейсмическая нагрузка, упруго-демпферные элементы.

P. GONTAROVSKIY, N. GARMASH, A. GLYADYA ANALYZING THE VIBRATIONS OF THE CRITICAL COMPONENTS IN THE POWER GENERATING UNIT OF 200MW UNDER KINEMATIC LOADINGS

An important problem that should be resolved during the power plant operation is related to the reliability control for all modes of operation including extreme external dynamic effects of a natural character, in particular the earthquakes. The vibrations of the elements of power equipment exposed to seismic forces occur due to kinematic perturbations that are transmitted from the ground to the bottom base plate. In this connection, the following requirements are set up to the seismic stability of the power equipment of power plants that include its strength, impermeability and its serviceability when exposed to seismic forces. The loading of the fasteners of the turbine generating unit of 200MW arranged on the base was analyzed in the case of exposure to seismic forces. Calculation methods and the software were used that were developed using the finite element method. The computational model of the dynamic system, in particular the turbine generating unitbed and base consisted of arbitrary- oriented rods and lumped masses that are rigidly interconnected with each other or these can also be interconnected by linear and nonlinear elastically-damped elements. The rod finite elements with distributed parameters allow us to take into consideration all the types of deformations that occur during rod vibrations. The computational method allows us to take into consideration the structural peculiarities of the system and the peculiarities of its behavior during possible earthquakes. The kinematic perturbation that simulates the seismic action transmitted from the ground to the bottom bed plate is assigned by the accelerogram that includes acceleration in three mutually perpendicular directions. The computations were done for the synthesized seismogram of the earthquake of wind force 7 that results in the broadest spectrum of the loading in comparison with other real seismograms. The analysis of the computational data obtained for the seismic stability of the turbine generating unit of 200MW showed that the displacement of rotors towards the turbine generating unit axis relatively the cylinder bodies and the displacement of the upper bed plate relatively the bottom bed plate is lower than permissible values in the case of the earthquake of wind force 7. The keyed joints are the most loaded system assemblies though the strains that arise in them during the kinematic perturbations in question also fail to attain permissible values. The obtained research data are of practical importance and can be used for the assessment of the seismic stability of turbine generating units of a different power.

Key words: turbine generating unit, base, kinematic perturbation, seismic load and elastically-damped elements.

Вступ

Необхідність підвищення безпеки експлуатації енергетичного обладнання [1, 2] вимагає визначення характеристик вібро-напруженості несучих елементів конструкцій турбомашин при перехідних коливальних процесах, що обумовлені раптовим кінематичним та силовим навантаженням. Оцінка вібронавантаженості відповідальних елементів конструкцій дозволяє зменшити кількість позапланових ремонтів турбінного обладнання, що потребують значних матеріальних затрат.

Використання при проектуванні сучасних моделей та методів, які дозволяють ураховувати реальні умови навантаження, особливості побудови складних конструкцій і відображають вплив нестаціонарних процесів на характеристики вібраційної міцності елементів енергетичного обладнання дозволяє проводити розрахункові дослідження, результати яких можуть бути успішно застосовані на практиці [3–7].

Енергетичне обладнання повинне задоволь-

© П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, А. О. Глядя, 2020

няти умовам сейсмостійкості [8–10], тобто збереження міцності та працездатності при можливих сейсмічних впливах. Розв'язання проблеми забезпечення сейсмостійкості енергоустаткування вимагає детального аналізу поведінки конструкції під впливом різних динамічних навантажень, що моделюють сейсмічні дії. Дослідження вібронавантаженості системи турбоагрегат-фундаментоснова (ТФО) з використанням сучасних математичних моделей дозволяє визначити конструктивні елементи й з'єднання, які зазнають найбільших впливів при можливих землетрусах, та підвищити загальну надійність і працездатність устаткування.

У роботі для оцінки коливань системи ТФО турбоагрегата потужністю 200 МВт із використанням розрахункових моделей різного рівня складності при сейсмічних збуреннях різної інтенсивності застосована розроблена на основі методу скінченних елементів (МСЕ) розрахункова методика оцінки сейсмостійкості елементів конструкцій [3, 6].

Мета роботи

Розрахункова оцінка коливань та характеристик вібронапруженості відповідальних елементів енергоблоку потужністю 200 МВт при перехідних коливальних процесах, що обумовлені раптовим кінематичним навантаженням.

Постановка задачі

Розв'язання задачі забезпечення сейсмостійкості турбоагрегатів пов'язано з аналізом поведінки системи ТФО при динамічних впливах різної інтенсивності для виявлення навантаженості і відсутності зачіпання елементів та підвищення надійності системи [8].

Об'єктом дослідження коливань елементів системи ТФО при кінематичних збуреннях являється енергоблок К-200-130 ЛМЗ. Турбоагрегат, який включає циліндри високого, середнього і низького тисків та електрогенератор ТГВ-200, змонтований на рамному фундаменті.

Для дослідження коливань системи ТФО при сейсмічному навантаженні, яке моделюється прискореннями грунту у трьох перпендикулярних напрямках, використовуються розроблені розрахункова методика та програмне забезпечення [3].

Рівняння руху системи ТФО інтегруються методом Ньюмарка із заданим кроком за часом Δt в системі координат, що пов'язана з ґрунтом. Рамний фундамент, корпуси підшипників і циліндрів турбоагрегата, а також валопровід, моделюються стержневими елементами і зосередженими масами, що з'єднуються між собою жорстко або за допомогою пружно-демпферних елементів (рис. 1).

Розрахунки коливань системи ТФО здійснюються за допомогою МСЕ у декартовій системі координат XYZ, де вісь X направлена вертикально угору, вісь Z – вздовж осі турбоагрегата, вісь Y – у поперечному напрямку до осі турбоагрегата. Стержневі скінченні елементи враховують деформації зсуву і інерції повороту поперечних перетинів без збільшення кількості вузлових невідомих в системі розрахункових рівнянь МСЕ.



Рис.1 – Розрахункова модель турбоагрегата

Кінематичне збурення від грунту передається на нижню фундаментну плиту. При цьому податливість грунту враховується через пружну модель Вінклера.

Результати розрахункових досліджень коливань елементів системи ТФО

Для системи ТФО проведено розрахунки власних частот і форм коливань. Слід зазначити, що власні частоти коливань знаходяться близько одна від одної (у діапазоні до 12 Гц 20 частот) і форми коливань дуже складні. На рис. 2 зображено першу форму власних коливань системи ТФО.



Рис 2 – Перша форма коливань системи ТФО

Сейсмічний вплив характеризується коливанням ґрунту при землетрусі, що викликає кінематичне збудження коливань досліджуваного об'єкта. При цьому сейсмічний вплив у загальному випадку представляється трикомпонентними акселерограмами (записами зміни прискорення за часом) для двох горизонтальних і вертикального напрямків [11].

Акселерограми можуть представляться або інструментальними записами реальних землетру-

сів (природних і штучних, тривалістю від 5 с до 30 с), або синтезованими функціями, що узагальнюють у собі спектральні властивості реальних землетрусів.

При сейсмічній дії на систему ТФО впливають всі три компоненти акселерограми. Встановлено, що горизонтальні прискорення у більшості випадків перевищують вертикальні.

Вихідними даними для розрахунку на сеймостійкість системи ТФО є: бальність і максимальні рівні прискорення акселерограми. У розрахунках використовувалась синтезована акселерограма [1], яка представляє собою псевдогармонічний процес з безперервно зростаючою частотою і змінною амплітудою. Ця акселерограма у порівнянні з реальними має значно меншу тривалість (біля 4,35 с) і узагальнює у собі основні властивості і особливості дійсного сейсмічного впливу на величину дінамічної реакції системи ТФО. Оцінка сейсмостійкості системи проводилась при семибальному землетрусі (за допомогою масштабних коефіцієнтів акселерограма приведена до означеного рівня землетрусу).

Дослідження впливу сейсмічного навантаження на елементи системи ТФО турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ проводились за допомогою аналізу максимальних переміщень, швидкості і прискорення у характерних точках верхньої плити фундаменту, корпусів циліндрів турбоагрегата, генератора та виносних підшипників, валопроводу та конденсатора (табл. 1).

Оцінювались зусилля і тиск на колодки упорного підшипника, зусилля і напруження в місцях кріплення елементів турбоагрегата на фундаменті. Ці елементи конструкції є найбільш відповідальними за надійність роботи системи ТФО при сейсмічних навантаженнях.

За допомогою створеного графічного інтерфейсу програмного забеспечення [3] розглянуто рух турбоагрегата і фундаменту, а також графіки зміни за часом переміщень, швидкостей і прискорень характерних точок та графіки зміни зусиль в елементах кріплення корпусів турбоагрегата на фундаменті.

Максимальні переміщення нижньої фундаментної плити спостерігаються в поперечному напрямку і не перевищують 2,4 мм. Допустиме переміщення верхньої фундаментної плити відносно нижньої вздовж осі турбоагрегата становить 50 мм [1], а в розглянутому випадку переміщення досягає значень, менших 24,4 мм.

Переміщення роторів у напрямку осі турбоагрегата відносно корпусів циліндрів відповідно становлять: для циліндра високого тиску – 1 мм, для циліндра середнього тиску – 1,1 мм, для циліндра низького тиску – 1,2 мм, для генератора – 5,1 мм. При цьому нормативні значення переміщень для циліндра високого тиску – 2 мм, низького тиску – 5 мм. Переміщення роторів відносно корпусів у поперечному напрямку на порядок менші.

Переміщення конденсатора у напрямку осі турбогенератора дещо перевищують допустимі (33 мм). Для зменшення податливості конденсатора доцільно було б встановити обмежувачі.

Важливе значення мають одержані результати для тих частин системи ТФО, які найбільше відповідальні за працездатність конструкції під дією сейсмічних збурень. У табл. 2 наводяться значення максимальних зусиль у пружних елементах кріплення турбоагрегата на фундаменті.

Таблиця 1 – Переміщення і прискорення v характерних точках системи ТФО

у характерних точках системи ТФО									
Enovour	Перемі	щення,	Прискорення						
EJEMEHI	М	М	м/c ²						
системи	U_z^{\max}	U_z^{\min}	a^{\max}	a^{\min}					
Верхня плита	20,2	-22,0	11,70	-10,70					
Упорний підшипник	22,1	-22,5	7,74	-5,63					
Корпус ЦВТ	21,5	-22,0	7,05	-6,07					
Ротор ЦВТ	22,1	-22,5	7,48	-6,38					
Корпус ЦСТ	21,5	-21,9	6,79	-5,22					
Ротор ЦСТ	22,2	-22,6	7,60	-5,36					
Корпус ЦНТ	22,4	-23,3	6,16	-5,28					
Ротор ЦНТ	22,2	-22,6	6,10	-5,38					
Корпус генератора	17,6	-18,9	11,40	-10,40					
Ротор генератора	22,3	-22,7	8,57	-8,03					
Конденсатор	36,2	-33,7	8,57	-9,84					

Таблиця 2 – Максимальні зусилля в пружних елементах

	Позначания	Зусилля,
пазва пружного елемента	позначення	тс
Шпонки корпусу упорно-	D max	18.3
го підшипника	1 z	10,5
Шпонки корпусу ЦВТ	P_y^{max}	68,4
Шпонка корпусу ЦСТ	P_{y}^{\max}	100,2
	P_v^{max}	109,8
шпонки корпусу ЦН і	P_z^{\max}	212,2
Шпонки корпусу генера-	P_{y}^{\max}	41,9
тора	P_z^{\max}	190,5
Пружні елементи конден-	P_{y}^{\max}	2,8
сатора	P_z^{\max}	2,4
Колодки опорного підши-	D max	2.1
пника ЦСТ	P_x^{nam}	3,1
Колодки упорного підши-	D max	52.9
пника	P_z	55,8



Рис. 3 – Переміщення корпусу і ротора циліндра високого тиску



Рис. 4 – Переміщення корпусу і ротора генератора



Рис. 5 – Переміщення конденсатора



Рис. 6 – Зміна за часом осьового зусилля на колодки упорного підшипника

Тиск на колодки упорного підшипника турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ при семибальному землетрусі становить 7,08 МПа. Згідно з [1] максимальний тиск на колодки упорного підшипника не повинен перевищувати 15 МПа. Це дозволяє зробити висновок, що у розглянутому випадку забезпечується міцність покриття упорного підшипника.

На рис. 3–5 показано зміну за часом переміщень корпусу і ротора ЦВТ, корпусу і ротора генератора, конденсатора у напрямку осі турбоагрегата, які викликані дією сейсмічного навантаження.

На рис. 6 показано зміну за часом осьового зусилля на колодки упорного підшипника від кінематичного збурення, викликаного землетрусом.

Висновки

Аналіз результатів проведених розрахунків сейсмостійкості турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ показав, що переміщення роторів у напрямку осі турбоагрегата відносно корпусів циліндрів, переміщення верхньої фундаментної плити відносно нижньої менші за допустимі значення.

Осьові зусилля на колодки упорного підшипника не перевищують 54 тс, а тиск на колодки упорного підшипника становить 7,08 МПа, що майже вдвоє менше допустимого значення.

Результати розрахунків свідчать, що найбільше навантаженими частинами системи ТФО є шпоночні з'єднання, але напруження, які виникають у них під час розглянутих кінематичних збурень, що моделюють семибальний землетрус, не досягають допустимих значень і шпоночні елементи мають значні запаси по міцності.

Одержані результати проведених досліджень можуть бути використані при оцінці сейсмостійкості турбоагрегатів різної потужності.

Список літератури

- Оборудование атомных энергетических установок. Расчет на прочность при сейсмическом воздействии: РТМ 108.020.37-81. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1981. 39 с.
- ПНАЭ Г-5-006-87. Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций. Москва : Госатомэнергонадзор СССР, 1987. 10 с.
- Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Шульженко Н. Г. Методика расчета динамики системы турбоагрегатфундамент-основание энергоблоков при сейсмических воздействиях. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. № 8(1180). С. 153–160. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (online). doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.
- Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. О., Швецов В. Л., Гришин М. М., Губський О. М. Сеймостійкість турбоагрегату К-540-23,5/50. Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, № 4. С. 43–50. ISSN 0131-2928. doi: 10.15407/pmach2016.04.043.
- Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. А. Оценка колебаний системы турбоагрегатфундамент-основание при сейсмических воздействиях.

Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2017. № 10 (1232). С. 25–29. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.03

- Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г. Оцінка навантаженості нелінійних з'єднань елементів системи турбоагрегатфундамент-основа при сейсмічних діях. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13 (1289). С. 57-61. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.10.
- Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. О., Швецов В. Л., Гришин М. М., Губський О. М. Оцінка реакції потужного турбоагрегату на сейсмічне навантаження. Вібрації в техніці та технологіях. 2016. № 2(82). С. 85–93. ISSN 2306-8744.
- Кириллов А. П., Амбриашвили Ю. К. Сейсмостойкость атомных электростанций. Москва: Энергоатомиздат, 1985. 184 с.
- Костарев В. В. Сейсмостойкость турбоагрегатов АЭС. Труды ЦКТИ. 1984. Вып. 212. С. 82–88.
- Кендзера О. В. Сейсмічна небезпека і захист від землетрусів. Практичне впровадження розробок Інституту геофізики ім. С. І. Субботіна НАН. Вісник НАН України. 2015. № 2. С. 44–57. ISSN 1027-3239.
- Амбриашвили Ю. К., Пискарев В. В. Методы выбора и построения синтезированных акселерограмм для расчета энергетических объектов на сейсмические воздействия. *Труды ЦКТИ*. 1984. Вып. 212. С. 114–122.

References (transliterated)

- (1981), Oborudovanie atomnyih energeticheskih ustanovok. Raschet na prochnost pri seysmicheskom vozdeystvii: RTM 108.020.37-81. [The equipment of nuclear power plants. Calculation of the strength of the seismic impact: RTM 108.020.37-81], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian.
- 2 (1987), PNAE G-5-006-87. Normyi proektirovaniya seysmostoykih atomnyih stantsiy [PNAE-Г-5-006-87. The rules of designing earthquake-resistant nuclear power plants], Gosatomenergonadzor USSR, Moscow, Russian.
- Gontarovskiy, P, Garmash, N. and Shulzhenko, N. (2016), "Metodika rascheta dinamiki sistemy turboagregat-fundamentosnovaniye energoblokov pri seysmicheskikh vozdeystviyakh [Methodology of calculation of the dynamics of the system turbine-foundation-base power units under seismic actions]", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 8(1180), pp. 153–160, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.

- Shulzhenko, M. G., Gontarovskiy, P. P., Garmash, N. G., Glyadya, A. O., Shvetsov, V. L., Grishin, M. M. and Gubskiy, O. M. (2016), "Seymostiykist turboagregatu K-540-23,5/50 [Seismic stability of turbine unit K-540-23,5/50]", *Journal of Mechanical Engineering*, vol.19, no. 4, pp. 43–50, ISSN 0131-2928. doi: 10.15407/pmach2016.04.043.
- Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Garmash, N. and Glyadya, A. (2017), "Otsenka kolebaniy sistemy turboagregatfundament-osnovaniye pri seysmicheskikh vozdeystviyakh [Estimating the Vibrations of Turbounit-Foundation-Base System Exposed to Seismic Loads]", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 10(1232), pp. 25–29, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.03.
- Gontarovskiy, P. P. and Garmash, N. G. (2018) "Otsinka navantazhenosti neliniynykh zyednan elementiv systemy turboahrehat-fundament-osnova pry seysmichnykh diyakh [Estimating the loading of nonlinear element connections in the unit-foundation-base turbine system at seismic activities]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(1289), pp. 57–61, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.10.
- Shulzhenko, M. G., Gontarovskiy, P. P., Garmash, N. G., Glyadya, A. O., Shvetsov, V. L., Grishin, M. M. and Gubskiy O. M. (2016), "Otsinka reaktsiyi potuzhnogo turboagregatu na seysmichne navantazhennya [Estimation the reaction of a powerful turbine unit on the seismic load]", *VIbratsiyi v tehnitsi ta tehnologiiyah* [Vibration in engineering and technology], no 2 (82), pp. 85–93, ISSN 2306-8744.
- Kirillov, A. P., Ambriashvili, Yu. K. (1985), Seysmostoykost' atomnykh elektrostantsiy [Seismic resistance of nuclear power plants], Moscow, 184 p.
- Kostarev, A. V. (1984), "Seysmostoykost turboagregatov AES [Seismic stability nuclear power plant of turbine units]", *Proc. Central Boiler and Turbine Institution*, no 212, pp. 82–88.
- Kendzera, O.V. (2015) "Seysmichna nebezpeka i zakhyst vid zemletrusiv. Praktychne vprovadzhennya rozrobok Instytutu heofizyky im. S. I. Subbotina [Seismic hazard assessment and protection against earthquakes. Practical applications of developments of Subbotin Institute of Geophysics of NAS of Ukraine]", *Herald of the Academy of Sciences*, no. 2, pp. 44– 57, ISSN 1027-3239.
- 11. Ambriashvili, J. K and Piskarev, V. V. (1984), "Metodyi vyibora i postroeniya sintezirovannyih akselerogramm dlya rascheta energeticheskih ob'ektov na seysmicheskie vozdeystviya [Methods for selecting and building the synthesized accelerograms for the calculation of energy facilities on seismic effects]", *Proc. Central Boiler and Turbine Institution*, no. 212, pp. 114–122.

Надійшла (received) 23.03.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

UDC 621.783.2:621.311.16

doi: 10.20998/2078-774X.2020.02.04

A. YEROFIEIEVA, V. ARTEMCHUK, N. MUKHINA, O. KARASOV

OPTIMIZATION OF NON-STATIONARY ELECTRIC FIELD PARAMETERS IN ORDER TO INCREASE THE EFFICIENCY OF CHAMBER FURNACES

Topicality. The presented work is devoted to the urgent task of increasing the energy efficiency of chamber furnaces. The purpose is to solve the problem connected with optimizing the parameters of the non-stationary mode of the applied electric field in order to increase the efficiency of the chamber furnaces. Methodology. According to well-known methods of experiment planning, we obtained a set of Paretoincomparable solutions of the chamber furnace, taking into account the voltage between the burner and the metal charge, which is the basis of the algorithm. Findings. The work proposes an innovative system acting the process of metal heating in a chamber furnace. The result is a developed chamber furnace control system, in which the optimal values of control actions at each step of the heating cycle are determined according to the created algorithm. The proposed control system is universal, because after miscalculations it produces the dynamics, according to which one needs to change the value of direct-current voltage and gas supply with a step in time to perform any given mode of metal heat treatment. The experimental studies conducted on a real chamber furnace with a bogie hearth at Zaporozhye Titanium and Magnesium Combine confirmed this. The analysis of the obtained metal annealing temperature curve showed that the implementation of the optimal values of the control actions, obtained using the developed algorithm, provides a high uniformity and better quality heating of the metal. The dynamics of gas consumption by the chamber furnace during the heating cycle in the basic mode, without voltage supply, and under the condition of its use in accordance with the performed optimization testify to the possibility of significant energy efficiency improvement of the considered furnaces. Conclusions. For the first time we proved the possibility and efficiency of using a non-stationary electric field in the furnace chamber as a control action, which confirms the originality of the obtained results. The practical value of the research is that the developed control algorithm is universal in terms of metal heat treatment and can be used in chamber furnaces of any industrial enterprise, while one heating cycle reduces the consumption of natural gas by more than 10 %.

Key words: electric field, experiment matrix, optimal control actions, optimization, set, functionals.

А. А. ЄРОФЄЄВА, В. В. АРТЕМЧУК, Н. А. МУХІНА, О. П. КАРАСЬОВ ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ НЕСТАЦІОНАРНОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КАМЕРНИХ ПЕЧЕЙ

Вперше доказано можливість і ефективність використання у якості керуючого впливу нестаціонарного електричного поля в камері печі, що підтверджує наукову новизну отриманих результатів. Практичне значення досліджень полягає у тому, що розроблений алгоритм управління є універсальним з точки зору режимів термічної обробки металу та може застосовуватись у камерних печах будь-якого промислового підприємства, при цьому за один цикл нагрівання зменшується споживання природного газу більш ніж на 10 %.

Ключові слова: електричне поле, матриця експерименту, оптимальні керуючі впливи, оптимізація, множина, функціонали.

А. А. ЕРОФЕЕВА, В. В. АРТЕМЧУК, Н. А. МУХИНА, А. П. КАРАСЕВ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ НЕСТАЦИОНАРНОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КАМЕРНЫХ ПЕЧЕЙ

Впервые доказано возможность и эффективность использования в качестве управляющего воздействия нестационарного электрического поля в камере печи, подтверждает научную новизну полученных результатов. Практическое значение исследований заключается в том, что разработанный алгоритм управления является универсальным с точки зрения режимов термической обработки металла и может применяться в камерных печах любого промышленного предприятия, при этом за один цикл нагрева уменьшается потребление природного газа более чем на 10 %.

Ключевые слова: электрическое поле, матрица эксперимента, оптимальные управляющие воздействия, оптимизация, множество, функционалы.

Introduction

Currently, one of the priorities in Ukrainian industry is to increase production efficiency, due to the need to be competitive in the international arena. The issue of modernization is especially acute in metallurgical production. For many years, industrial enterprises have not actually undergone modernization, fixed assets are mostly obsolete, specific energy consumption is much higher (up to 7 times) than in the countries-producers of similar products. This situation leads to the fact that Ukraine has to sell either raw materials, which are extremely unprofitable in the strategic perspective, or low-quality and therefore low-cost products. That is, the existing problem can be divided into two parts: outdated equipment and technology and low energy efficiency of production processes. Of course, such problems need a comprehensive solution and indeed, much work is devoted to the modernization of metallurgical production [1-4].

However, as mentioned above, no less important is the problem of improving the energy efficiency of technological processes. This is based on the fact that metallurgy widely uses chamber heating furnaces that operate consuming natural gas. Such furnaces have become widespread due to the simplicity of design and operation, their versatility in terms of heating objects, the ability to regulate the temperature in the heating chamber. At the same time, they are not efficient in terms of flue gas recovery. Thus, according to

© A. Yerofieieva, V. Artemchuk, N. Mukhina, O. Karasov, 2020

[5] the heat losses associated with the emission of high-temperature flue gases into the atmosphere may exceed 50 % of the total heat capacity of the furnace. It is not possible to replace such furnaces with more modern ones and especially at all the enterprises simultaneously. Deep modernization of such furnaces requires large investments, but its economic feasibility is questionable. An important factor is that changing the position of the hoods and especially the burners may not always be effective in terms of the location of the charges, as the latter are not constant in size, and therefore the aerodynamics will change and heat fluxes will carry different heat energy to the object.

Another area of technology improvement in the metallurgical industry is the use of additional factors, such as heating of the incoming air mixture, the use of recuperators, and so on. In our opinion, one of the most promising areas is the use of electric fields. This assumption is confirmed by both foreign researchers and our own research. It should be noted that the use of electric fields requires little investment and has a convenient management system. Thus, the task of improving the chamber furnace efficiency through the use of electric fields is relevant.

When determining the initial parameters required for further research, it is necessary to take into account that the operation of chamber furnaces is periodic.

Purpose of the work

The purpose of this work is to solve the problem of optimizing the parameters of the non-stationary mode of the applied electric field in order to increase the efficiency of the chamber furnaces.

The object of research is the process of heating the metal in the chamber furnace.

The subject of the study is an energy-saving control system for the metal heating process in a chamber furnace.

Presentation of the main research material

Problem statement. According to the problem, we have a given temperature of the metal at a certain time, and π is the time of its heating according to the temperature-time mode. The latter are regulated by technology in all phases of the heat treatment process in order to achieve the necessary thermo-physical transformations. Permissible temperature deviations are up to 50 °C and 20 °C for special conditions. Then the optimization task is to calculate the values of control actions to achieve the given dynamics of temperature changes with a minimum consumption of natural gas, for which it is necessary to develop appropriate parameters of the non-stationary electric field.

As control actions, it is proposed to use the voltage between the burner and the charge U in some range and the volume of gas supply at each step over

time. After calculating the optimal ratios of control actions according to the created algorithm, the control system must implement the sequence of changes in voltage and natural gas consumption to perform a given technological mode of heating.

Numerous scientific studies aimed to increase the energy efficiency of chamber furnaces relate to the definition and implementation in time of such temperature modes that provide the technologically necessary rate of metal heating.

The problem of using optimal energy-saving heating modes in chamber furnaces is considered in the work [6]. This paper proposes a heating mode in which the intensification of the process occurs at its final stage, which reduces the cost of thermal energy for maintaining a higher temperature of the workpiece. This approach allows to reduce not only the heat loss, but also the metal oxidation loss. However, in real production conditions, the recommended technological mode of heating is difficult to implement due to the problems associated with the need to take into account various design and technological constraints. In addition, to ensure energy-saving mode of metal processing, it is necessary not only to change the furnace hearth design, but also to be sure to have an operational forecast of the total hearth time of each workpiece.

In [7] it is proposed to change the position of the burners and draft hood openings, as well as to regulate the gas supply, trying to concentrate most of the thermal energy in the furnace chamber around the workpiece. From the point of view of problem statement and the control algorithm for gas supply in the furnace chamber developed by the author [7], the offered solution is interesting and logical. However, from the point of view of practical implementation it is quite difficult. Also, the proposed algorithm requires constant adjustments and refinements depending on the volumes and grades of steel billets, which complicates the process.

An interesting development is the technology by which gas is supplied to the furnace chamber in pulses [8]. This approach, according to the authors, has a number of advantages, namely gas savings, uniform heating of workpieces, increased productivity of the furnace. At the same time, there are significant disadvantages: there is no universal method for calculating the duration of fuel pulse, as well as its absence, which does not allow at the design stage to select the necessary burners and automatic control system for a particular unit; available burners installed on heating units, as a rule, cannot work under such modes and realize the specified heating. The literature [9] presents only some information on the practical implementation of such modes and cannot be considered universal.

As already mentioned, it is logical to try to use the heat of combustion products to heat the air and the fuel itself. Such devices can be heat exchangers of regenerative or recuperative type. But regenerative heat exchangers are actually impractical to use due to irrational fuel loss that occurs during the valve shift, which is peculiar for the use of regenerators. The use of recuperators would be more promising, but the problem is the variety of designs of industrial gas furnaces, which complicates the widespread use of recuperators. Besides, the efficiency of recuperators depends on the dimensions.

One of the options for using the heat of furnace gases is the use of regenerative burners, which according to the authors [10] can reduce fuel consumption by up to 30%. The main disadvantage of this method is the uneven heating of the metal with a hot flame, both on the metal surface and on the cross section of the heated products, which occurs due to increased heat flux on the metal surface from the flame side. At such combustion of fuel with high-temperature air one can also observe local overheating and even melting of metal with a hot flame in the furnaces [5]. So all these disadvantages are associated with too concentrated source of energy.

This work is a development of the research done by the author in previous works [11–14]. These works discuss the perspective direction of use of the additional influencing factor, namely an electric field. It has been proposed to use a stationary electric field, which is quite easy to use, but it is not always advisable to use an electric field throughout the heat treatment process of workpieces, and as our research shows, there are reserves for energy savings.

As for the mathematical apparatus, a lot of theoretical research is devoted to determining the optimal modes of operation of heating furnaces. In this work [15], authors numerically study the volumetric combustion and influences of small- and large-scale recirculation ratios of furnace gases, the influence of temperature fluctuation on the regenerator nozzle, and the working parameters at the starting phase and reverse. There is still a lot of theoretical research on solving optimization problems [16, 17]. However, it should be noted that most of them are devoted to the tasks of optimal combustion of gas mixtures or the structure of the furnaces themselves. Thus, a natural question arises about the search for rational algorithms for controlling the electric field as an additional influencing factor.

Theoretical part. As it is known, the flame contains charged particles in fairly large concentrations. This means that the electrophysical action can be carried out in two ways: by applying of electric, magnetic and combined fields to the flame or the introduction of charged particles from the outside to the latter. That is, various mechanisms of ion formation in the flame are possible and it is known that the mechanism of chemical ionization is responsible for the high concentration of ions in it. The main idea of using an electric field is that in case of the formation of an electric field between, for example, a burner and a workpiece, the heat flux will be closer to the latter. This will be due to the fact that the electrified particles of combustion products will approach the specified surface and create an additional temperature zone near it, increasing the rate of its heating [11–13]. That is, the mechanism of possible influence of the electric field on the propagation of heat flux assumes that ions and electrons, acquiring sufficient energy of translational motion, in the process of inelastic collisions with each other and with the heating surface will create new active centers in the form of free atoms, radicals, new charged or excited particles. In other words, the electric field, acting on the ionized particles, can form a thermal barrier that allows to adjust the heat fluxes and thus affect the temperature of the workpiece. However, the complexity of this problem is the need to develop a rational algorithm for controlling the electric field in case of its non-stationarity. This follows from the conditions requiring to comply with the established technological parameters, in particular regarding the workpiece temperature in the chamber at a certain point in time. Previous studies have experimentally proven the savings in gas consumption by 11 % by applying an electric field [14]. Then it related to the use of a stationary electric field with an operating voltage of 1000 V and the operation of the unit throughout the operating cycle without cooling, i.e. heating and holding. The use of non-stationary modes involves the development of appropriate control algorithms, or voltage parameters, and so on.

We selected several variants in the set of the conducted theoretical research to compare and understand the general trends in solving the problems. The developed forms of pulses are given in Fig. 1. In the course of theoretical researches it was necessary to determine the optimal parameters of the presented pulses according to the criterion of minimum energy consumption while maintaining the temperature modes set by the technology and to compare them with the stationary mode.

As Fig. 1 shows, the pulse consists of two components:

$$t_i = t_{i_1} + t_{i_2}$$
.

The initial pulse t_{i_1} aims to maximally affect the ionized charged particles of the gas mixture combustion products. That is, in the initial time, for example, for the first variant ($t_{i_1} = 1$ s) the ionized particles, including the most distant ones, under the action of electric field force, are attracted to the object (workpiece). In other words, in the initial period t_{i_1} we can observe the attraction, concentration and retention of ionized particles.

Under the action of part of the pulse during the time t_{i_2} the ionized particles continue to be held near

the workpiece, some of them are lost, the part falls into the zone of electric field and is attracted to the object. That is, in fact, the main function of the second phase of the pulse is the retention of charged particles.

sense, but is needed only in terms of saving electricity.

When conducting the relevant research, one of the

As for the pause t_p , it does not make physical

tasks of optimization was to understand the allowable value of the pause time.

To solve this problem, let each possible variant be determined by the list of predictors $\Omega = [\omega_1, \omega_2, ..., \omega_n]$, selected at the stage of structural modeling, and each predictor ω_i can take some values $\Xi_i = \{\theta_{i1}, \theta_{i2}, ..., \theta_{ik}\}, i = 1, n$, indicating a possible mode of operation (Fig. 2).

U, B 1200 1000 800 600 400 200 0 til ti2 tp t, s

Fig. 1 – Shape of pulses for creation of non-stationary electric field in the furnace chamber: t_{i_1} – initial pulse; t_{i_2} – main pulse; t_p – pause; T – period



Fig. 2 – Set of all possible selectors

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 2(4) 2020

Definition. The list

$$\gamma = \left[\left[\omega_1, \theta_{1j_1} \right] \left[\omega_2, \theta_{2j_2} \right] \dots, \left[\omega_n, \theta_{nj_n} \right] \right]$$

will be called the selector γ .

The set of all possible selectors will be denoted as Γ set, in which the number of elements can be determined by the formula:

$$\left|\Gamma\right| = \prod_{i=1}^{n} k_i \; ,$$

where k_i – is the number of possible values θ_{ni} of ω_i predictor.

In the future, any selector $\gamma \in \Gamma$ will be characterized by two indicators: $F_1(\gamma)$, and $F_2(\gamma)$.

The desire to make the consumption of electricity and natural gas as little as possible, leads us to the problem of vector optimization, which has the form:

$$\begin{pmatrix} F_1(\gamma) \\ F_2(\gamma) \end{pmatrix} \to \min g$$

where $F_1(\gamma)$, $F_2(\gamma)$ are the electricity and natural gas consumption values, respectively.

The solution of the vector optimization problem is a set $\Gamma_* \subseteq \Gamma$ in which any two selectors γ'_* and γ''_* are Pareto-incomparable in relation to each other.

Thus we will consider that two selectors γ_1 and

 γ_2 are Pareto-equal in relation to each other (we will symbolically write them down in the form $\gamma_1 P \gamma_2$), if

$$\gamma_1 P \gamma_2 \leftrightarrow \begin{pmatrix} F_1(\gamma_1, m) \leq F_1(\gamma_2, m) \\ F_2(\gamma_1, m) \leq F_2(\gamma_2, m) \end{pmatrix},$$

while one of the inequalities is performed strictly.

If the set of predictors Ω and the set of possible values Ξ_i , $i = \overline{1, n}$ are finite, then the solution of the problem exists.

We should note that by defining a set of rational selectors and having information about the state of the object under study, we get the opportunity to rationally influence the state of the object, going to the nearest selector for the optimal solution of the problem.

Among the many calculated variants for example, we give a fragment of the 10 possible and most acceptable variants (Table 1).

In this case, among the 10 possible variants presented (Table 1) for further study, we leave only three, because the total costs in any other modes of operation exceed the costs of variant 5 (stationary mode, the average voltage was 1000 V), with which we compare other variants. So, let us consider the first, fourth and eighth variants.

Var	II.	t.	I.	ta	t	I	G	Electricity	Gas	Electricity	Total
Val.	V_{1}	<i>i</i>],	V_{2}	<i>i</i> ₂ ,	$\iota_p,$	U_{av} ,	0,	consumption,	costs,	costs,	costs,
INO.	v	8	v	5	5	v	III / Cycle	kWh	UAH	UAH	UAH
1	1100	1	900	3	2	633.33	467.58	12.67	2520.24	37.24	2557.48
2	1200	1	900	3	2	650.00	473.22	13.00	2550.66	38.22	2588.88
3	1100	1	950	3	2	658.33	470.38	13.17	2535.36	38.71	2574.07
4	1200	1	800	3	2	600.00	469.72	12.00	2531.80	35.28	2567.08
5	1000	-	1000	-	0	1000.0	466.03	20.00	2511.74	58.80	2570.54
6	1000	1	900	3	2	616.67	487.30	12.33	2626.55	36.26	2662.81
7	1000	1	800	3	2	566.67	478.58	11.33	2579.53	33.32	2612.85
8	1200	0.5	800	3.5	2	566.67	469.84	11.33	2532.45	33.32	2565.77
9	1100	1	900	4	2	470.00	496.78	9.40	2677.65	27.64	2705.29
10	1000	1	900	3	2	616.67	474.51	12.33	2557.59	36.26	2593.85

Table 1 – Parameters of non-stationary electric field mode in the furnace chamber

As we can see, they are all Pareto-incomparable, so they are the solution of the vector optimization problem by two indicators. But since the first variant has the lowest total cost, it can be recommended for future use.

Experimental part. To conduct the necessary experimental studies aimed at assessment of the impact of the developed modes of the controlled non-stationary electric field on the distribution of heat fluxes in the heating chamber, we used a special designed furnace unit (Fig. 3).

The results of experiments using a non-stationary electric field were compared with the results obtained at steady state, i.e. when applying a constant electric field, whose device circuit diagram is shown in Fig. 4.

The working chamber of the furnace with internal dimensions of $0.192 \times 0.192 \times 1.1$ m is lined with lightweight refractory bricks. Natural gas was used as a fuel, thanks to which a maximum heat output of 77 kW was achieved with the help of a standard burner. Natural gas and air consumption were measured with the Gallus 2000 G4 type gas meter 15 and the standard measuring diaphragm 16, respectively. The electrical part of the experimental unit allows to change the operating direct voltage of a given polarity applied to the electrodes 5 and the burner 2, in the range of 0...1100 V. To avoid measurement errors associated with the effect of applying voltage to the thermocouple elements, we chose a non-contact method using laser pyrometers, which allowed to obtain reliable temperature values in the required places of the chamber. Remote access to the latter was carried out through special holes made of refractory glass. For all the experiments, the specific consumption of natural gas was $0.04 \text{ m}^3/\text{min}$.



Fig. 3 – Schematic diagram of the experimental unit: *I* – heat-insulated furnace chamber; 2 – burner; 3 – electrospark igniter; *4* – moving plate under voltage; 5 – electrodes; 6 – blower; 7 – smoke exhauster; *8–14* – combustion process regulation fittings; *15* – gas meter; *16* – measuring diaphragm; *17* – auxiliary chamber; *18* – temperature measuring device, non-contact; *19* – voltage source



Fig. 4 – Diagram of electrical device for obtaining constant voltage with ability to change its value in the range of 0...1100 V: L3 – pole-plate; L1 – burner



 Fig. 5 – Set of Pareto optimization problem solutions:
 E – Electricity consumption (kWh); *G* – Natural gas consumption (cub. m); dots – experiment; line – approximation



Fig. 6 – Set of Pareto optimization problem solutions (three-dimensional) in view of the total cost of energy resources

Results and discussion

Based on the conducted theoretical and experimental researches we obtained the results determining the optimization of voltage impulse parameters according to which the resulting dependence of Pareto infinite solutions was constructed (Fig. 5, 6). The analysis of the above results shows that the obtained dependences of the optimization problem solutions by the minimum energy consumption criterion are Pareto-incomparable. However, taking into account the total cost indicator among the presented variants, we would propose to adopt the first one (Table 1). Also in the course of the research it was found

that increasing the pause for more than 2 seconds is impractical. It can be assumed that due to the high turbulence in the furnace chamber and the intense movement of heat fluxes, there is a decrease in the concentration of charged particles near the object, and as a result, gas consumption increases. Herewith, electricity savings are insignificant and do not actually affect the total savings. That is, it is appropriate to propose to set the maximum pause time for no more than 2 seconds, during which, due to the process inertia, most of the charged particles remain around the workpiece. After the pause, there is again a shock action on the ionized particles, the process is repeated. The maximum values of the pulses were selected for the same reasons, namely the most effective effect on the particles, approach and retention near the object.

Conclusions

On the basis of the conducted researches it is possible to draw a conclusion that application of a non-stationary electric field is expedient from the point of view of energy efficiency. According to the set task, we developed the workpiece heating mode with the use of non-stationary electric field, which allows to increase the energy efficiency of the process of heat treatment of objects. In comparison with the stationary mode, the proposed technology allows to save 33% of electricity at almost the same gas consumption, which is attributable to the peculiarities of thermophysical processes in the furnace chamber. Another advantageous feature of the developed technology is the possibility of a more rapid effect on the workpiece temperature (up to 8%), which was discovered during the experiments and requires further research. The disadvantage of the proposed technology is the more complex electrical equipment. However, given the modern development of power electronics, this issue is not a problem.

The originality of the obtained results: for the first time we developed and substantiated the optimal control of a non-stationary electric field in the working chamber of the furnaces, which allows to increase their energy efficiency.

The practical value of this work is the ability to respond more quickly and influence the current temperature of the object.

References (transliterated)

- Pinchuk V. A., Sharabura T. A., Kuzmin A. V., Pinchuk S. A. (2020), "The peculiar influence of the mineral impurities content in coal-water fuel on the regularities of fuel drop ignition and combustion", *Journal of the Energy Institute*, no. 93, pp. 911–921, doi: 10.1016/j.joei.2019.08.003.
- Ganich R. P., Zabludovsky V. O., Artemchuk V. V. (2019), "Structure of Iron-Nickel Coatings Obtained by Using Pulse Current", *Physics and Chemistry of Solid State*, no. 20(1), pp. 27–32. doi.org/10.15330/pcss.20.1.32.
- 3. Chakravarty K., Kumar S. (2020), "Increase in energy efficiency of a steel billet reheating furnace by heat balance study and

process improvement", *Energy Reports*, no. 6, pp. 343–349, doi: 10.1016/j.egyr.2020.01.014.

- 4. Gubinskiy V. I., Gubinskiy M. V., Vorobyova L. A., Yeromin A. O., Sybir A. V (2009), "Teplootdacha v trubchatom regenerativnom teploobmennike pri sovmestnom dejstvii vynuzhdennoj i svobodnoj konvekczii [Heat transfer in a tubular regenerative heat exchanger under the combined action of forced and free convection]", *Tekhnichna teplofizika ta promislova teploenergetika* [Technical thermophysics and industrial heat power engineering], no 1, pp. 77–87, ISSN 2077-1134.
- Yeromin O.O., Sybir A.V., Gubinskiy V. I. (2010), "Doslidzhennya ob'yemno-regenerativnogo opalennya kamernoyi pechi na osnovi matematichnogo modelyuvannya rukhu gaziv i` teploobminu [Research of volume-regenerative heating of a chamber furnace on the basis of mathematical modeling of the movement of gases and heat exchange]", *Tekhnichna teplofizika ta promislova teploenergetika* [Technical thermophysics and industrial heat power engineering], no. 2, pp. 96–106, ISSN 2077-1134.
- Barishenko O. M., Revun M. P. (2012), Aktualni energozberigayuchi metodi roboti nagrivalnikh pechej: monografiya [Current energy-saving methods of operation of heating furnaces: monograph], ZDIA, Zaporizhzhya, 138 p.
- Liush Yu. B. (2015), Udoskonalennya konstrukcziyi i` rezhimiv roboti gazovikh kamernikh pechej zadlya pidvishhennya yikh energoefektivnosti: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [The improving of the constraction and operation's modes of gas chamber furnaces for betterment of energy efficiency: abstract of the thesis for a PhD], Odessa, 20 p.
- 8. Kayukov Yu. M. (2013), *Pidvishhennya efektivnosti nagrivu stali ta teplovoyi obrobki okalini z metoyu ekonomiyi paliva ta metalu: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Improvement of the effectiveness of steel heating and scale heat treating with the view of fuel and metal economy: abstract of the thesis for a PhD], Dneprodzerzhinsk, 20 p.
- Biryukov A. B. (2012), Energo effektivnost' i kachestvo teplovoj obrabotki materialov v pechakh: monografiya [Energy efficiency and quality of heat treatment of materials in furnaces: monograph], Donetsk, 247 p.
- Yeromin A., Yeromina O., Lukáč L., Kizek J., Dzurňák R. (2018), "The possibility of increasing the efficiency of temperature distribution control in reheating furnaces", *Acta Montanistica Slovaca*, no. 23, pp. 175–183
- Kachan Yu. G. and Yerofyeyeva A. A. (2017), "Innovaczijne upravlinnya proczesom nagrivannya metalu u pechi z vikoristannyam prostorovogo elektrichnogo polya [Innovative control of the metal heating process in the furnace using a spatial electric field]", *Radioelektronika, informatika, upravlinnya* [Radio electronics, computer science, management], no, 4 (43), pp. 193–199, doi: 10.15588/1607-3274-2017-4-22.
- Kachan Yu. G., Vizer A. A., Sybir A. V. (2017), "Zastosuvannya prostorovikh elektrichnikh poliv zadlya stvorennya teplovikh pereshkod u kamernikh pechakh [Application of spatial electric fields to create thermal interference in chamber furnaces]", *Elektrotekhnika ta elektroenergetika* [Electrical engineering and electric power], no. 1. pp. 18–23. e-ISSN 2521-6244, doi: 10.15588/1607-6761-2017-1-3.
- Pat. 116305 Ukrayina MPK 2007 C21D 9/00. Cposib termichnoyi obrobki metalu u kamernikh pechakh periodichnoyi diyi [The method of heat treatment of metal in chamber furnaces of periodic action] / Yu. G. Kachan, A. A. Vi'zer, V. L. Kovalenko (Ukrayina) ; zayavnik Zaporiz'ka derzhavna inzhenerna akademiya. [Zaporozhye State Engineering Academy], u201612960 ; zayavl. 19.12.2016 ; opubl. 10.05.2017, Byul. no. 9, 4 p.
- 14. Kachan Yu. G., Kovalenko V. L., Vizer A. A. (2017), "Viznachennya ekonomiyi spozhivannya promislovim pidpriyemstvom prirodnogo gazu za nayavnosti u robochikh ob'yemakh jogo kamernikh pechej prostorovogo elektrichnogo polya [Determination of savings of consumption of natural gas by an industrial enterprise in the presence of a spatial electric field in the working volumes of its chamber furnaces]", *Energetika:*

ekonomika, tekhnologiyi, ekologiya [Energy: economics, technology, ecology], no. 1, pp. 91–94.

- Rimar M., Kulikov A., Fedak M., Yeromin O., Sukhyy K., Gupalo O., Belyanovskaya E., Berta R., Smajda M., Ratnayake M. R. (2020), "Mathematical Model of a Heating Furnace Implemented with Volumetric Fuel Combustion", *Processes*, no. 8, pp. 469, doi: 10.3390/pr8040469.
- Romano-Acosta L., Álvarez-Elcoro I., Zapata-Hernandez O., and Leduc-Lezama L. (2018), "Optimization of Heating Cycles Prior Forging for Large Steel Ingots Based on a Simulation Model", *Materials Performance and Characterization*, no. 1, pp. 33–48, doi: 10.1520/MPC20170139.
- Arkhazloo N. Bohlooli, Bouissa Y., Bazdidi-Tehrani F., Jadidi M., Morin J.-B., Jahazi M. (2019), "Experimental and unsteady CFD analyses of the heating process of large size forgings in a gas-fired furnace", *Case Studies in Thermal Engineering*, no. 8, p. 940, doi:10.1016/j.csite.2019.100428.

References

- Pinchuk V. A., Sharabura T. A., Kuzmin A. V., Pinchuk S. A. The peculiar influence of the mineral impurities content in coalwater fuel on the regularities of fuel drop ignition and combustion. *Journal of the Energy Institute*. 2020. no. 93. pp. 911–921. doi: 10.1016/j.joei.2019.08.003.
- Ganich R. P., Zabludovsky V. O., Artemchuk V. V. Structure of Iron-Nickel Coatings Obtained by Using Pulse Current. *Physics and Chemistry of Solid State.* 2019. no. 20(1). pp. 27– 32. doi.org/10.15330/pcss.20.1.32.
- Chakravarty K., Kumar S. Increase in energy efficiency of a steel billet reheating furnace by heat balance study and process improvement. *Energy Reports.* 2020. no. 6. pp. 343–349. doi: 10.1016/j.egyr.2020.01.014.
- Губинский В. И., Губинский М. В., Воробьева Л. А., Еремин А. О., Сибирь А. В. Теплоотдача в трубчатом регенеративном теплообменнике при совместном действии вынужденной и свободной конвекции. Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2009. № 1. С. 77–87. ISSN 2077-1134.
- Єрьомін О. О., Сибір А. В., Губинський В. Й. Дослідження об'ємно-регенеративного опалення камерної печі на основі математичного моделювання руху газів і теплообміну. *Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика*. Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2010. № 2. С. 96–106. ISSN 2077-1134.
- Барішенко, О. М., Ревун М. П. Актуальні енергозберігаючі методи роботи нагрівальних печей : монографія. Запоріжжя: ЗДІА, 2012. 138 с.
- Ліуш Ю. Б. Удосконалення конструкції і режимів роботи газових камерних печей задля підвищення їх енергоефективності : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / Ліуш

Юлія Борисівна; Одеський національний політехнічний університет. Одеса, 2015. 20 с.

- Каюков Ю. М. Підвищення ефективності нагріву сталі та теплової обробки окалини з метою економії палива та металу : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / Каюков Юрій Миколайович; Дніпродзерж. держ. техн. ун-т. Дніпродзержинськ, 2013. 20 с.
- Бирюков А. Б. Энергоэффективность и качество тепловой обработки материалов в печах : монография. Донецк: Ноулидж, 2012. 247 с.
- Yeromin A., Yeromina O., Lukáč L., Kizek J., Dzurňák R. The possibility of increasing the efficiency of temperature distribution control in reheating furnaces. *Acta Montanistica Slovaca*. 2018. no. 23. pp. 175–183.
- Качан Ю. Г., Єрофеєва А. А. Інноваційне управління процесом нагрівання металу у печі з використанням просторового електричного поля. *Радіоелектроніка, інформатика,* управління. 2017. № 4(43). С. 193–199. doi: 10.15588/1607-3274-2017-4-22.
- Качан Ю. Г., Візер А. А., Сибір А. В. Застосування просторових електричних полів задля створення теплових перешкод у камерних печах. *Електротехніка та електроенергетика*. 2017. № 1. С. 18–23. Бібліогр.: 15 назв. е-ISSN 2521– 6244. doi: 10.15588/1607-6761-2017-1-3.
- Пат. 116305 Україна МПК 2007 С21D 9/00. Спосіб термічної обробки металу у камерних печах періодичної дії / Ю. Г. Качан, А. А. Візер, В. Л. Коваленко (Україна) ; заявник Запорізька державна інженерна академія. u201612960 ; заявл. 19.12.2016 ; опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9. 4с.
- 14. Качан Ю. Г., Коваленко В. Л., Візер А. А. Визначення економії споживання промисловим підприємством природного газу за наявності у робочих об'ємах його камерних печей просторового електричного поля. Енергетика: економіка, технології, екологія. 2017. № 1. С. 91–94.
- Rimar M., Kulikov A., Fedak M., Yeromin O., Sukhyy K., Gupalo O., Belyanovskaya E., Berta R., Smajda M., Ratnayake M. R. Mathematical Model of a Heating Furnace Implemented with Volumetric Fuel Combustion. *Processes*. 2020. no. 8. pp. 469. doi:10.3390/pr8040469.
- Romano-Acosta L., Álvarez-Elcoro I., Zapata-Hernandez O., Leduc-Lezama L. Optimization of Heating Cycles Prior Forging for Large Steel Ingots Based on a Simulation Model. *Materials Performance and Characterization*. 2018. no. 1. pp. 33–48. doi: 10.1520/MPC20170139.
- Arkhazloo N. Bohlooli, Bouissa Y., Bazdidi-Tehrani F., Jadidi M., Morin J.-B., Jahazi M. Experimental and unsteady CFD analyses of the heating process of large size forgings in a gasfired furnace. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2019. no. 8. p. 940, doi: 10.1016/j.csite.2019.100428.

Received 23.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Срофсєва Аліна Анатоліївна (Ерофеева Алина Анатольевна, Yerofieieva Alina) – старший викладач кафедри теплоенергетики та гідроенергетики, Запорізький національний університет, м. Запоріжжя, Україна; e-mail: alinazgia@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2981-4118.

Артемчук Віктор Васильович (Артемчук Виктор Васильевич, Artemchuk Victor) – доктор технічних наук, професор кафедри електротехніки та енергоефективності, Запорізький національний університет, м. Запоріжжя, Україна; е-mail: art vv@ukr.net; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6056-5834.

Мухіна Наталія Анатоліївна (Мухина Наталья Анатольевна, Микhina Natalya) – доцент кафедри вищої математики, Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна, Дніпро, Україна; e-mail: m.naan20@gmail.com.

Карасьов Олександр Павлович (Карасев Александр Павлович, Karasov Alexander) – студент, Український державний хіміко-технологічний університет, Дніпро, Україна; e-mail: karasov.o.p@gmail.com.

УДК 621.18-9

doi: 10.20998/2078-774X.2020.02.05

В. А. БЕЖАН, В. М. ЖИТАРЕНКО

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОТЛІВ СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СУМІШІ ПРИРОДНОГО ТА ДОМЕННОГО ГАЗІВ З УРАХУВАННЯМ ПРИСОСІВ ПОВІТРЯ

Об'єктом даного дослідження є теплові та енергетичні характеристики котлів середнього тиску ТЕЦ-1, чотири котли ЦКТИ-75/39Ф-2-4 та два котли ТП-150-2. Всі котли працюють на загальний паровий колектор 32 атм, 420 °C. Паливо – суміш доменного і природного газів в співвідношенні 0,7–0,9 об'ємних часток. Характеристики доменного газу непостійні: істотно змінюється елементарний склад, вологість і запиленість доменного газу. Було розроблено алгоритм комплексного розрахунку характеристик котла та математична модель для оптимального розподілу навантажень. Були розраховані теоретичні обсяги продуктів згоряння, визначено ККД котла та витрати палива, розраховано основні елементи (топкова камера, фестони, пароперегрівач), спільний розрахунок хвостових поверхонь нагріву (водяний економайзер і підігрівач повітря) з уточненням температури відхідних газів та визначено нев'язку теплового балансу котлоагрегату. Було розраховано вплив надлишків повітря у вихідних газах від навантаження.

Ключові слова: теплоенергетична система, котли середнього тиску, присоси повітря, втрати тепла, розрахунок надлишків повітря.

В. А. БЕЖАН, В. М. ЖИТАРЕНКО МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ КОТЛОВ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СМЕСИ ПРИРОДНОГО И ДОМЕННОГО ГАЗОВ С УЧЕТОМ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА

Объектом данного исследования являются тепловые и энергетические характеристики котлов среднего давления ТЭЦ-1, четыре котла ЦКТИ-75/39Ф-2-4 и два котла ТП-150-2. Все котлы работают на общий паровой коллектор 32 атм, 420 °C. Топливо – смесь доменного и природного газов в соотношении 0,7–0,9 объемных долей. Характеристики доменного газа непостоянны: существенно меняется элементарный состав, влажность и запыленность доменного газа. Был разработан алгоритм комплексного расчета характеристик котла и математическая модель для оптимального распределения нагрузок. Были рассчитаны теоретические объемы продуктов сгорания, определены КПД котла и расхода топлива, рассчитаны основные элементы (топочная камера, фестоны, пароперегреватель), общий расчет хвостовых поверхностей нагрева (водяной экономайзер и подогреватель воздуха) с уточнением температуры отходящих газов и определены невязку теплового баланса котлоагрегата. Было рассчитано влияние излишков воздуха в уходящих газах от нагрузки.

Ключевые слова: теплоэнергетическая система, котлы среднего давления, присосы воздуха, потери тепла, расчет излишков воздуха.

V. BEZHAN, V. ZHITARENKO MODELING AND ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY PARAMETERS OF MEDIUM PRESSURE BOILERS USING A MIXTURE OF NATURAL AND BLAST FURNACE GASES TAKING INTO ACCOUNT AIR INTAKES

The object of this study are the thermal and energy characteristics of medium pressure boilers CHP-1, four boilers CCTI-75/39F-2-4 and two boilers TP-150-2. All boilers operate on a common steam collector 32 atm, 420 °C. Fuel is a mixture of blast furnace and natural gases in a ratio of 0.7–0.9 by volume. The characteristics of blast furnace gas are not constant: the elemental composition, humidity and dustiness of blast furnace gas change significantly. An algorithm for complex calculation of boiler characteristics and a mathematical model for optimal load distribution were developed. Theoretical volumes of combustion products were calculated, boiler efficiency and fuel consumption were determined, basic elements (furnace chamber, scallops, superheater) were calculated, joint calculation of tail heating surfaces (water economizer and air heater) with specification of exhaust gas temperature was determined and thermal balance was determined. The effect of excess air in the exhaust gases from the load was calculated. As a result of the analysis, the temperature of the exhaust gases was calculated, an indicator that characterizes the reliability and efficiency of the boiler, and the temperature at the outlet of the furnace, which characterizes the reliability of the superheater. The efficiency of the boilers was calculated and the value of the efficiency for the considered boilers was adjusted.

Key words: thermal power system, medium pressure boilers, air suction, heat loss, calculation of excess air.

Вступ

Розробляючи високоефективну енергосистему, фахівці все ширше застосовують потужні середовища моделювання у реальному або прискореному часі такі. Ці системи дозволяють визначити найенергоефективніші режими елементів системи, параметри роботи, врахувати вплив різних зовнішніх факторів у терміновому розрізі. Системи моделювання у реальному часі дозволяють у повній мірі врахувати системний ефект, який невідмінно виникає при взаємодії багатьох елементів системи. Фактично, жоден системний компонент, навіть найефективніший, не може самостійно визначати ефективність роботи всієї системи перетворення енергії. Коли система складається з великої кількості елементів, що мають певні пікові показники, необхідний більш системний, комплексний підхід до ефективності, який містить оптимізацію цілої системи. Основою будь-якого плану

© В. А. Бежан, В. М. Житаренко, 2020

оптимізації є добре розроблена системна інфраструктура, яка визначає ефективність всієї системи, та здебільшого не співпадає оптимальним функціонуванням окремих складових. Використання системного підходу допомагає інженерам не лише вибирати необхідні компоненти системи, але й визначати особливості властивостей системи в потрібний час – взаємодія системних елементів та поява нових властивостей, які можуть бути отримані з системи в операційному процесі. Це все стосується і теплоенергетичних систем, як великих штучних систем [1, 2].

Динамічні властивості енергетичних систем з точки зору вимоги швидкого і значного зміни навантаження, що є необхідною умовою участі в регулюванні потужності енергосистеми, визначаються головним чином динамічними властивостями котлоагрегату. Котел являє собою складну динамічну систему, що складається з елементів, що розрізняються між собою за призначенням, конструктивним виконанням, станом робочого тіла і т. п. Найбільш поширені котли з природною (барабанні) і примусової (прямоточні) циркуляцією.

Поділяючи процес виробництва і споживання пара на прості складові (підготовка і порціонування подачі палива; спалювання; передача тепла котельній воді через стінки труб, видача пара з циркуляційної системи в барабан котла: акумуляція тепла в котельній воді, парі і металі; видача пара на турбіну). Найбільший вплив на теплоакумулюючу здатність котла надає тепловміст води. Вплив маси металу становить близько 22-35 %. Динамічні властивості проміжних ділянок від паливоподаючих пристроїв до екранної системи залежать від їх конструкції і виду палива, що спалюється. Інерційність і запізнювання, що виникають при транспортуванні палива до пальників, необхідно враховувати, якщо паливо подається з шахтних млинів або з проміжних бункерів за допомогою пиложивильників. При спалюванні рідких і газоподібних палив подача палива в топку відбувається відразу ж слідом за переміщенням регулюючого органу. Запізнення по витраті або тиску пари, що враховує процеси спалювання палива, передачі тепла котельній воді через стінки труб і видачі пара з циркуляційної системи в барабан котла, в порівнянні з запізненням подачі палива в котел є несуттєвим. У зв'язку з усіма викладеними фактору розробка математичної моделі котла дозволить оцінити особливості теплообміну в топці при спалюванні доменного газу, а також реальні характеристики котлів на основі проведених експериментів.

Мета роботи

Для приведення розрахункової математичної моделі котла у відповідність з параметрами пра-

цюючого обладнання необхідно визначити ряд поправочних коефіцієнтів на підставі результатів теплотехнічних вимірювань і випробувань котла.

Метою даної роботи є:

 – розрахунок енергетичних характеристик котла та присосів повітря;

 – розрахунок присосів в газовий тракт парогенератора;

– розробка алгоритму проведення розрахунку та реалізація моделі для котла ЦКТИ-75/39.

Характеристики котлоагрегатів

Блок середнього тиску включає 4 котла ЦКТИ-75/39Ф-2-4 і 2 котла ТП-150-2. Всі котли працюють на загальний паровий колектор 32 атм, 420 °С. Паливо – суміш доменного і природного газів в співвідношенні 0,7–0,9 об'ємних часток. Характеристики доменного газу непостійні: істотно змінюється елементарний склад, вологість і запиленість доменного газу.

Специфічним умовами роботи котлів середнього тиску в умовах ТЕЦ-1 крім перерахованих вище ϵ :

– робота котлів № 7–10 на індивідуальні димові труби, а двох ТП-150-2 – на загальну трубу;

наявність в тепловій схемі ТЕЦ-1 перепускної турбіни протитиску Р-12 і паралельно включених резервних БРОУ між паропроводами гострого пара 100 атм і 32 атм;

– на котлах ЦКТИ-75/39Ф-2-4 і ТП-150-2 встановлені однотипні прямоточні плоскофакельні пальники (по дві), незважаючи на те, що продуктивності і обсяги топок розрізняються суттєво.



Рис. 1 – Зміна навантаження котлів протягом доби

Котел № 10 в даний час реконструйований заміною всіх поверхонь нагріву, обмуровки, приладів і автоматики. Це дозволяє можливість встановити характер зміни експлуатаційних характеристик котла в міру забруднення і зносу поверхонь нагріву.

На рис. 1 показані зміни продуктивності кожного з котлів. Характерний для котлів ЦКТИ і ТП загальний характер зміни навантаження протягом доби, пов'язаний зі змінною роботою. Загальний інтервал зміни продуктивності всіх котлів становить 30 т/год, тобто це той середній ресурс в межах якого можливо перерозподіл навантаження між котлами.

Розроблена математична модель котлів середнього тиску базується на нормативній методиці теплового [3] і аеродинамічного [4] розрахунків. Вона побудована за блоковим принципом з двома вкладеними циклами. Перший, внутрішній цикл – один прогін моделі – дозволяє розраховувати всі параметри роботи котла при заданих вихідних даних. Другий, проміжний цикл – дозволяє розраховувати сітку режимів роботи і визначати оптимальні параметри.

Розрахунок енергетичних характеристик котла та присосів повітря

Енергетична характеристика будь-якого котла у вигляді його залежності ККД від експлуатаційних та конструкційних параметрів може бути визначена декількома способами:

1 Аналітичним, в яких використовуються математичні залежності, що описують фізичні процеси у котлах: теплообмін, гідро- та аеродинаміку тощо.

2 Полуемпіричним – які для опису частки складних залежностей використовують емпіричні залежності.

3 Емпіричні, які повністю апроксимують результати аналітичних обчислень або натурних випробувань обладнання.

$$\eta_{\rm fop} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5, \tag{1}$$

де q_2 – втрата теплоти з газами, що відходять; q_3 – втрата теплоти з хімічним недопаленням; q_4 – втрата теплоти з механічним недопаленням; q_5 – втрата теплоти у навколишнє середовище.

З одного боку величина q_2 в межах 40 %-ої зміни навантаження змінюється на 3–4 %, а величина q_5 визначається як $q_5 = q_{\rm H} = f(D_{\rm H})$, що відповідає абсолютній зміні втрат на 0,4–0,8 %. Практично в усіх випадках при нормальній експлуатації і своєчасних наладках величина втрат з хімічним недопаленням незначна або близька до нуля, тому у виразі (1) вважають $q_3 = 0$ в усіх випадках. Таким чином, ККД котла змінюється на 0,2 % в абсолютних одиницях. Проте результати численних випробувань дають інтервал значень зміни ККД 2–3 % в діапазоні 40 %-ої зміни навантаження відносно номінального. Це не може бути пояснено більш істотним впливом присосів до котла.

Величина втрат тепла з газами, що відходять може бути визначена:

$$q_{2} = \frac{I_{yx} - \alpha_{yx}I_{xB}}{Q_{H}^{p}}, \qquad (2)$$

де I_{yx} – ентальпія газів, що відходять; I_{xb} – ентальпія холодного повітря; Q_{H}^{p} – теплота згорання палива.

Також для визначення втрат тепла з газами, що відходять, використовують емпіричну формулу Пеккера [5]:

$$q_{2} = \left(K\alpha_{yx0} + C\left(t_{yx0} - \frac{\alpha_{yx0}t_{xB0}}{\alpha_{yx0} + B}\right)A_{10}K_{Q} \cdot 10^{-2}, (3)\right)$$

де C, K, A_{10}, K_Q, B – емпіричні коефіцієнти; $\alpha_{yx0}, t_{yx0}, t_{xb0}$ – нормативні коефіцієнт надлишку повітря у газах, температури газів, що відходять, та холодного повітря.

Якщо плив режимів роботи котла на температуру газів, що відходять, можна обчислити за допомогою математичної моделі котла, то врахувати вплив присосів повітря дуже складно з-за безлічі невизначеностей.

Проблема погіршується тим, що розмір щілин у обмурівці та тиск у газоходах постійно Основними експлуатаційними чинниками, що впливають на присоси холодного повітря в паровий котел є навантаження котла і його аеродинамічний режим. В умовах експлуатації котлів, наприклад, ТЕЦ металургійних заводів, коли спалюється кілька видів палива – основне паливо доменний газ, а природний – буферне, аеродинамічний режим котлів в істотній мірі залежить від баластних складових суміші газів. Присоси холодного повітря в котел залежать тільки від навантаження котла і його аеродинамічного режиму. Аналіз досліджень в цьому напрямку встановив загальну закономірність: зі зростанням навантаження котла присоси зменшуються.

Недостатня щільність котла є однією з головних причин його низької надійності і економічності. Через нещільності в топковій камері і газоходах котла, що працює під розрідженням, підсмоктується холодне повітря. Практика показує, що, в залежності від типу котла та складу суміші палив, збільшення присосів повітря в топку на 20 % знижує ККД котла більш ніж на 1 %, а збільшення присосів повітря в конвективну шахту котла на 10 % знижує його ККД приблизно на 0,6 %. Коефіцієнт надлишку повітря у вихідних газах залежить від присосів в топку, конвективну шахту котла і прийнята у вигляді:

$$\alpha_{yx} = \alpha_{r} + \Delta \alpha_{r} + \Delta \alpha_{\kappa}, \qquad (4)$$

де $\alpha_{\rm r}$ – коефіцієнт надлишку повітря в пальниках; $\Delta \alpha_{\rm r}$ – присоси повітря в топку; $\Delta \alpha_{\rm k}$ – присоси повітря в конвективну шахту.

Присоси в топку при зміні навантаження парового котла рекомендується описувати формулою виду [6, 11]:

$$\Delta \alpha_{\rm T} = \Delta \alpha_{\rm T.HOM} \frac{D_{\rm HOM}}{D}, \qquad (5)$$

де $\Delta \alpha_{\text{т.ном}}$ – присоси в топку при номінальному навантаженні $D_{\text{ном}}$.

Присоси в конвективну шахту при зміні навантаження котла рекомендується описувати формулою виду [3, 6]:

$$\Delta \alpha_{\rm K} = \Delta \alpha_{\rm K, HOM} \sqrt{\frac{D_{\rm HOM}}{D}} , \qquad (6)$$

де $\Delta \alpha_{\kappa,\text{ном}}$ – присоси в конвективну шахту при номінальному навантаженні $D_{\text{ном}}$; $\Delta \alpha_{\kappa}$ – присоси в конвективну шахту при навантаженні D.

Формула (4) з урахуванням (5) та (6):

$$\alpha_{\rm yx} = \alpha_{\rm f} + \Delta \alpha_{\rm t. hom} \frac{D_{\rm HOM}}{D} + \Delta \alpha_{\rm k. hom} \sqrt{\frac{D_{\rm HOM}}{D}} .$$
(7)

Для визначення $\Delta \alpha_{\text{т.ном}}$ та $\Delta \alpha_{\text{к.ном}}$ можна скористатися результатами випробувань.

Наведемо невеликий приклад складання емпіричних залежностей, які враховують реальні присоси у паровий котел. У прикладі були використані результати випробувань парових котлів середнього тиску поширеного типу ЦКТИ-75-39Ф2 (Е-75-40) та котли ТП-150-2 (Е-150-10), які працювали у складі ТЕЦ металургійного комбінату[7].

Котельний агрегат ЦКТИ-75-39Ф2 однобарабанний, вертикально-водотрубний з природною циркуляцією спроектований для спалювання твердого палива. Компонування котла ЦКТИ-75/39 виконано за П-подібною схемою, має дві ступені економайзера та дві ступені повітряпідігрівача. Топка котла частково зашита металевим листом. Підчас випробувань котли виробляли перегріту пару з тиском 35–36 кгс/см², температурою 430– 435 °C, продуктивність на доменно-природній суміші (93 %/7 %) не перевищувала 55 т/год.

У табл. 1 наведені середні значення $\Delta \alpha_{_{T.HOM}}$ та $\Delta \alpha_{_{K HOM}}$ для котлів № 1–4 за умови, що $\alpha_{_T} = 1$.

Для котла № 10 результати балансових випробувань відсутні, тому

$$\alpha_{yx} = 1.0 + 0.16 \frac{75}{D} + 0.19 \sqrt{\frac{75}{D}}$$
 (8)

Таблиця 1 – Експериментальні і розрахункові присоси повітря в топку і конвективну шахту

	T		1/			
	1 опка	і та	Конвективна			
Котел	паропере	грівач	шахта			
	$\Delta \alpha_{_{T.HOM}}$	По [6]	$\Delta\alpha_{\rm K.hom}$	По [6]		
Nº 1	0,121	0,17	0,574	0,14		
Nº 2	0,176	0,17	0,38	0,14		
<u>№</u> 3	0,21	0,17	0,66	0,14		
<u>№</u> 4	—	0,17	_	0,14		

Таблиця 2 – Залежність коефіцієнта надлишку повітря за димососом і температури відхідних газів від навантаження і теплової частки доменного газу (за результатами теплотехнічних випробувань котла № 7)

Навантажен- ня котла, <i>D</i> , т/год.	Теплова частка доменно- го газу, q	Коеф. надлишку повітря за димосо- сом, α_{yx}	Температу- ра відхід- них газів, t _{yx}
40	0,755	2,07	174
40	0,491	1,89	161
40	0,198	1,67	148
50	0,710	2,12	178
50	0,647	1,98	176
50	0,327	1,80	148
60	0,644	1,89	185
59	0,599	1,87	181
60	0,389	1,66	157



Рис. 2 – Залежність надлишку повітря у вихідних газах від навантаження *D* для котла № 1 при різних долях доменного газу *q*

Результати теплових випробувань вказують, що надлишок повітря у вихідних газах істотно залежить від навантаження і теплової частки доменного газу в суміші палив (табл. 2). Залежності, побудовані за результатами табл. 2 методом багатофакторного регресійного аналізу має вигляд:

$$\alpha_{\rm yx} = 1,76 - 0,009D + 0,00004D^2 + 0,785q \,. \tag{9}$$

На рис. 2 показані залежності надлишку повітря у вихідних газах від навантаження для котла № 1 ЦКТИ-75/39Ф2 при різних частках доменного газу. Суцільні лінії відповідають рівнянням (9), а прямокутниками відзначені режими з балансових випробувань.

Розрахунок присосів в газовий тракт парогенератора

Присоси в газовий тракт парогенератора, що працює під розрядження, обумовлені наявністю нещільності в обмуровці, люках та ін. Величина присосів не є постійною, а залежить від навантаження котла, складу палива і інших чинників. Визначення точного значення присосів істотно впливає на точність всього теплового розрахунку математичної моделі. Застосовувана в математичної моделі методика розрахунку є універсальною: застосовувані залежності не залежать від роду палива, що спалюється і типу котла. Методика заснована на механізмі утворення присосів: русі повітря крізь нещільності в газоходах.

Вираз для розрахунку присосів повітря:

$$\Delta \alpha_{i} = \frac{\mu F_{0}}{V^{0} B} \sqrt{\frac{2}{\rho_{B}}} \sqrt{p_{aTM} - p_{i-1} + \zeta_{M} \frac{\rho_{\Gamma}}{4} \left(\frac{B}{F_{\Gamma}} \frac{t_{cp} + 273}{273}\right)^{2}} \left(V_{\Gamma}^{0} + 1,016 \left(\alpha_{i-1} - 1 + \frac{\Delta \alpha_{i}}{2}\right) V^{0}\right)^{2}.$$
 (10)

Отриманий вираз для розрахунку є рівняння в неявному вигляді, так як шукана величина входить в обидві частини виразу. Аналіз рівняння приводить до висновків, що присоси залежать від:

- температурного поля і поля тиску в котлі;

- хімічного складу палива;

– навантаження котлоагрегату;

– геометричних параметрів котла;

- розміру і форми отворів в обмуровці.

Використання безпосередньо отриманого рівняння важко через велику кількість невідомих (перш за все розміру отворів для протікання повітря) [8, 9]. Якщо при теплових випробуваннях котла розрахувати присоси повітря, проміряти розподіл температур і тисків по газовому тракту, стає можливим розрахувати величину характеризує розміри отворів для протоку повітря, добуток коефіцієнта витрати на площу нещільностей (μF_0),

Для цього з певними за результатами теплових випробувань величинами присосів $\Delta \alpha_i$ проводиться повний теплової та аеродинамічний розрахунок котлоагрегату з метою знаходження розподілу температур і тисків по газовому тракту (розподіл температур і тисків може бути отримано і експериментально) [10].

Величину нещільності $(\mu F_0)_i$ визначимо за формулою:

$$\left(\mu F_{0}\right)_{i} = \Delta \alpha_{i} V^{0} B \sqrt{\frac{\rho_{\mathrm{B}}}{2\left(p_{\mathrm{atm}} - p_{\mathrm{b} \phi \phi}\right)}} . \tag{11}$$

Отримані величини $(\mu F_0)_i$ використовуються для розрахунку присосів при будь-яких складах палива на будь-яких навантаженнях.

При відомій величині $(\mu F_0)_i$ розрахунок ведеться методом послідовних наближень.

1 Задаємося величинами Δα_i (визначаються за результатами випробувань) та проводимо повний теплової та аеродинамічний розрахунок кот-

лоагрегату з метою визначення розподілу температур і тисків по газовому тракту.

2 Розраховуємо присоси по (10).

З Проводимо знову повний теплової та аеродинамічний розрахунок з уточненням величини $\Delta \alpha_i$ до тих пір, поки необхідне наближення буде досягнуто

$$\left|\Delta \alpha_{i}^{k-1} - \Delta \alpha_{i}^{k}\right| \leq \varepsilon$$

де ε – точність обчислення $\Delta \alpha_i$.

Розробка алгоритму проведення розрахунку

Розрахунок виконується методом послідовних наближень. Порядок розрахунку математичної моделі наступний (рис. 3).

а) Вводяться дані про котли, паливо та режими.

б) Розраховуються теоретичні обсяги продуктів згоряння.

в) Попередньо задаються значення температури відхідних газів, гарячого повітря, присосів в поверхнях нагріву.

г) Визначається ККД котла, витрата палива.

д) Розраховується топкова камера, фестони, пароперегрівача.

е) На підставі даних, отриманих при розрахунку пароперегрівача, визначається теплосприйняття пароохолоджувача або температура перегріву.

ж) Розрахунок конвективного пучка для котла ТП-150.

 3) Спільний розрахунок хвостових поверхонь нагріву (водяний економайзер і підігрівач повітря)
 з уточненням температури відхідних газів.

и) Знаходиться нев'язка теплового балансу котлоагрегату. При досягненні нев'язкі теплового балансу величини меншою заданої точності (наприклад 0,5 %) теплової розрахунок закінчується. В іншому випадку з уточненими значеннями



Рис. 3 – Блок-схема математичної моделі котлів ЦКТИ-75/39Ф-2-4 и ТП-150-2

температур газів і гарячого повітря розрахунок повторюється з пункту (г).

к) Проводиться аеродинамічний розрахунок котла.

л) Уточнюється значення присосів повітря в газовий тракт котла. Що стосується відхилення присосів від прийнятого значення розрахунок повторюється з пункту г).

м) Розрахунок економічних показників роботи котла і виведення результатів.

Програма «Комплексний розрахунок котла» виробляє перевірочний розрахунок кожної поверхні нагрівання на підставі рішення системи нелінійних рівнянь матеріального, теплового та гідравлічного балансів, в які закладені коефіцієнти описують реальні теплові потоки, аеродинамічні опір по газовому тракту і рух повітря через огороджувальні поверхні котла. Ці дані визначені на основі теплових балансових випробувань котлів, індивідуальні для кожного агрегату і закладені в програму розрахунку.

Математична модель реалізована у вигляді програми в середовищі «*MatLab*». Для полегшення роботи з обчислювальним ядром математичної моделі розроблено графічний користувальницький інтерфейс. Висновок розрахункових даних і результатів розрахунку проводиться в .*html* форматі і може бути переглянутий за допомогою веббраузера.

Реалізація моделі для котла ЦКТИ-75/39

На етапі реалізації математичної моделі без додаткової адаптації до діючого устаткування можна розглянути якісні залежності одних режимних параметрів від інших.



і тепловий частки доменного газу





Метою будь-якого теплового розрахунку парогенератора є визначення його ККД. ККД котла ЦКТИ-75/39, що працює на суміші доменного та



Рис. 5 – Залежність для котла ЦКТИ-75/39 температури відхідних газів від навантаження і тепловий частки доменного газу



Рис. 7 – Залежність для котла ЦКТИ-75/39 температури гарячого повітря від навантаження і тепловий частки доменного газу

природного газів, досягає максимальних значень при роботі тільки на природному газі.

Як видно з рис. 4, при спалюванні доменного газу ККД знижується і змінюється в діапазоні $\eta = 78-91$ %.

Температура відхідних газів – важливий показник, що характеризує надійність і економічність роботи котлоагрегату (рис. 5), а температура на виході з топки – надійність роботи пароперегрівача (рис. 6).

Коефіцієнт надлишку повітря на виході з котла зростає зі зменшенням навантаження (рис. 7, 8), так як в цих режимах обсяг продуктів згоряння найменший, а відповідно відносне значення присосів велике.

Висновки

Результати аналізу аналітичних залежностей ККД від режимів роботи котла показали, що не всі залежності з достатнім ступенем точності можуть

бути описані діючими аналітичними методиками. Розбіжності особливо зростають при збільшенні невизначеності режиму роботи. Це пояснюється впливом баластних складових газів на променистий, конвективний теплообмін і аеродинаміку котлів за рахунок зміни присосів повітря. Теплотехнічні випробування показали, що надлишок повітря у вихідних газах істотно залежить від навантаження та складу палива.

Для діючих котельних агрегатів слід враховувати особливості впливу навантаження котлів на величину присосів в топці і конвективній шахті. Емпіричні залежності дозволяють врахувати особливості умов експлуатації котлів та з більшою долею вірогідності вирахувати величину присосів повітря та підвищити ефективність устаткування.

Розбіжність ККД становить +2,95 %...-0,57 % і пов'язано більше з особливостями розрахунку ККД згідно зі спрощеною методикою, яка застосовується при обробці даних випробувань. Граничне відхилення температури відхідних газів становить +20 °C...-11,6 °C.

Список літератури

- Правила будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів. ДНАОП 0.00-1.08-94. Київ, 1998.
- ГКД 34.09.151-94. Перегляд (розробка) енергетичних характеристик обладнання, порядок визначення нормативних питомих втрат та заощадження палива на енергопідприсмствах. Положення. 1994.
- 3. Янкелевич В. И. Наладка газомазутных промышленных котельных. Москва: Энергоатомиздат, 1988. 216 с.
- Эколого-теплотехнические испытания котла ЦКТИ-75/39Ф-2-4 (ст. № 7-9) ТЭЦ-1 ОАО «ММК им. Ильича» : технический отчет. Мариуполь, 2001.
- 5. Трембовля В. И., Фингер Е. Д. *Теплотехнические испытания котельных установок*. Москва: Энергоатомиздат, 1991.
- ПТП Укрэнергочермет. Инструкция по технологии контроля потерь тепла с уходящими газами и КПД энергетических агрегатов. Харьков, 1986.

- Тепловые испытания котла ПК-14-2М Магнитогорского МК : технический отчет. Ленинград: ЦЭЧМ, 1988.
- Nemitallah M. Boilers Optimal Control for Maximum Load Change Rate. *Journal of Energy Resources Technology*. 2014. No. 136. pp. 031301–031301. doi: 10.1115/1.4027563.
- 9. Трембовля В. И., Фингер Е. Д. *Теплотехнические испытания котельных установок*. Москва: Энергоатомиздат, 1991.
- РД 34.09.155-93. Методические указания по составлению и содержанию энергетических характеристик оборудования тепловых электростанций. ОРГРЭС. 1999.
- 11. Аминов Р. 3. Векторная оптимизация режимов работы электростанций. Москва: Энергоатомиздат, 1994. 304 с.

References (transliterated)

- 1. (1998), Rules of construction and safe operation of steam and hot water boilers. DNAOP 0.00-1.08-94, Kiev.
- 2. (1994), HKD 34.09.151-94. Revision (development) of energy characteristics of equipment, the procedure for determining the regulatory specific losses and fuel savings at energy companies. Provision.
- Jankelevich V. I. (1988), Adjustment of gas-oil industrial boiler rooms., Jenergoatomizdat, Moscow, 216 p.
- (2001), Ecological and thermal tests of the boiler CKTI-75/39F-2-4 (st. № 7–9) TJeC-1 OAO "Illich Steel and Iron Works": Technical Report. Mariupol'.
- Trembovlja V. I., Finger E. D. (1991), Thermal tests of boiler installations., Jenergoatomizdat, Moscow.
- 6. PTP Ukrjenergochermet (1986), Instruction on the technology of control of heat losses with exhaust gases and efficiency of power units., Kharkiv.
- 7. (1988), Thermal tests of the boiler PK-14-2M of the Magnitogorsk MK: technical report., CJeChM, Leningrad.
- Nemitallah, M. (2014), "Boilers Optimal Control for Maximum Load Change Rate", *Journal of Energy Resources Technology*, no 136, pp. 031301–031301, doi: 10.1115/1.4027563.
- 9. Trembovlja V. I., Finger E. D. (1991), *Thermal tests of boiler installations*. Jenergoatomizdat, Moscow.
- 10. (1999), RD 34.09. 55-93. Methodical instructions on drawing up and the maintenance of power characteristics of the equipment of thermal power plants. ORGRJeS
- 11. Aminov R. Z. (1994), Vector optimization of power plant operation modes., Jenergoatomizdat, Moscow, 304 p.

Надійшла (received) 18.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бежан Володимир Андрійович (Бежан Владимир Андреевич, Bezhan Vladimir) – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри промислових теплоенергетичних установок та теплопостачання, Приазовський державний технічний університет, вул. Університетська 7, м. Маріуполь, Україна, 87500, e-mail: azovbis@ukr.net, тел.: 096-589-99-77, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2869-904X.

Житаренко Володимир Михайлович (Житаренко Владимир Михайлович, Zhitarenko Vladimir) – старший викладач кафедри промислових теплоенергетичних установок та теплопостачання, Приазовський державний технічний університет, вул. Університетська 7, м. Маріуполь, Україна, 87500, e-mail: ostapenkosc@gmail.com, тел.: 066-063-43-11, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5355-5323.

УДК 621.43, 621.51

doi: 10.20998/2078-774X.2020.02.06

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВНОГО ГАЗА В ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕМ АГРЕГАТЕ С ГАЗОТУРБИННЫМ ПРИВОДОМ И ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАГНЕТАТЕЛЕМ

Разработан алгоритм расчета расхода топливного газа на газоперекачивающем агрегате (ГПА) с газотурбинным приводом (ГТП) и центробежным нагнетателем (ЦБН). В алгоритме учитываются ограничения параметров ГПА: минимальный расход газа в ЦБН, минимальная мощность ГТП, максимальная температура и степень сжатия газа в ЦБН. Дополнительно разработан алгоритм определения числа рабочих ГПА при задании общего расхода перекачиваемого газа для п однотипных ГПА.

Ключевые слова: расход газа, газоперекачивающий агрегат, компрессор, привод, центробежный нагнетатель.

Ю. А. ОЛІЙНИК, С. О. САПРИКІН, С. П. НАУМЕНКО ВИЗНАЧЕННЯ РОЗХОДУ ПАЛИВНОГО ГАЗУ В ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОМУ АГРЕГАТІ З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ ТА ВІДЦЕНТРОВИМ НАГНІТАЧЕМ

Розроблено алгоритм розрахунку розходу паливного газу на газоперекачувальному агрегаті (ГПА) с газотурбінним приводом (ГТП) та відцентровим нагнітачем (ВЦН). В алгоритме враховано обмеження параметрів ГПА: мінімальний розхід газу в ЦБН, мінімальна потужність ГТП, максимальна температура та ступінь стиснення газу в ЦБН. Додатково розроблено алгоритм визначення числа працюючих ГПА при завданні загального розходу перекачувального газу для п однотипних ГПА.

Ключові слова: розхід газу, газоперекачувальний агрегат, привід, відцентровий нагнітач.

YU. OLEYNIK, S. SAPRYKIN, S. NAUMENKO DETERMINATION OF FUEL GAS FLOW RATE IN GAS PUMPING UNIT WITH GAS TURBINE DRIVE AND CENTRIFUGAL SUPERCHARGER

An algorithm for calculating the flow rate of fuel natural gas in a gas pumping unit (GPU) (GPU drive) and for several identical gas pumping units operating together in compressor shop or compressor station. The flow calculation model takes into account thermal characteristics, operating modes and limitations of GPU parameters. Main task when determining consumption fuel gas is the calculation of the capacity of compressor shops and GPU. Power calculation takes into account compression ratio and flow rate of gas pumped by compressors. After calculation of GPA working capacity GPA drives efficiency factor is determined and fuel gas flow rate in GPU (GPU drive) is calculated. Exact values and limitations of thermal parameters (allowable pressures, temperatures, pumped gas flow rates, efficiency factors of compressors and drives). At the same time, the parameters of the GPU will depend on its operating mode of the GAP. The algorithm takes into account four limitations of GPU parameters: minimum flow rate of pumped gas in GPU compressor, maximum gas temperature at the outlet of the GPA compressor, maximum gas compression ratio in the compressor. Without taking into account these restrictions, the calculation of fuel gas may be incorrect, since the impossible operation mode of the GPU will be taken into account all necessary characteristics and limitations of GPU parameters, simulates real robot modes of existing and designed GPU.

Key words: gas flow rate, gas transfer unit, compressor, drive, centrifugal supercharger.

Введение

Для анализа режимов работы существующих газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и моделирования режимов работы существующих, модернизируемых и перспективных ГПА, необходимо определять расход топливного природного газа в ГПА.

Рассмотрим работу ГПА с газотурбинным приводом (ГТП) и центробежным нагнетателем (ЦБН). Для определения расхода топливного газа (ТГ) в ГТП (ГПА) необходимо знать параметры газа, перекачиваемого ЦБН: расход, давление, температура, плотность при стандартных условиях, коэффициент адиабаты. Для расчета мощности, затрачиваемой в ЦБН, необходимо задавать или рассчитывать политропный коэффициент полезного действия (КПД) ЦБН [1–3]. Для расчета КПД ГТП необходимо учитывать номинальный КПД ГТП из технической документации [1, 2].

В ГПА существуют ограничения параметров ЦБН и ГТП [1, 2]: минимальный расход перекачиваемого газа (недопущение помпажа в ЦБН), максимальная степень сжатия газа в ЦБН, максимальная температура газа на выходе из ЦБН, минимальная мощность ГТП. Обычно учитывается только одно ограничение [1, 2], а в статье расчеты расхода ТГ и параметров ГПА будут проводиться комплексно, с учетом всех ограничений параметров ГПА (ГТП и ЦБН). Для этого необходимо разработать математическую модель и алгоритм расчета ТГ в ГПА.

Цель работы

Разработать алгоритм расчета расхода ТГ в ГПА с учетом комплексных ограничений параметров ГПА (минимальный расход газа в ЦБН, минимальная мощность ГТП, максимальная температура и максимальная степень сжатия газа в ЦБН).

Изложение основного материала

Для определения расхода ТГ в ГПА главной задачей является определение мощности ГТП ГПА

© Ю. А. Олейник, С. А. Сапрыкин, С. П. Науменко, 2020

[1]. Затем определяется загрузка и КПД ГТП, после чего можно рассчитать расход ТГ в ГПА [1, 2].

Общий алгоритм расчета расхода ТГ показан на рис. 1.

Из алгоритма рис. 1 разработан алгоритм расчета расхода ТГ с учетом основных параметров ГПА (рис. 2). Входные и расчетные параметры, необходимые для расчетов по алгоритму рис. 2, показаны в табл. 1 [1, 3].

На одном ГПА может быть от 1 до 2 ЦБН, работающих от одного ГТП. На рис. 2 p_{1i} , p_{2i} , T_{1i} , $\eta_{\text{пол}i}$ – это избыточное давление газа на входе и выходе *i*-го ЦБН, температура газа на входе и политропный КПД *i*-го ЦБН.

При расчете параметров ГПА по алгоритму рис. 2 необходимо учитывать ограничения по минимальному расходу перекачиваемого газа (недопущение процесса помпажа) в ЦБН (Q_{min}) и по минимальной мощности ГТП (N_{min}), что показано в алгоритме рис. 3. Мощность ГТП (N_{np} на рис. 3) можно увеличивать за счет увеличения Q_{rna} или повышения степеней сжатия газа в ЦБН ($\varepsilon_i = p_{2i}/p_{1i}$).

На рис. 4 показаны графики изменения K_p [1] в зависимости от K_3 при разных значениях ω .

В литературе [1] значение ω равно 0,75. Из расчетов Q_{π} и сравнения их с практическими данными для ω получены значения в пределах 0,5–0,9, что зависит от типа и режима работы ГПА, наработки ГТП и ЦБН (рис. 4). Реальные практические значения ω для конкретного типа ГПА необходимо исследовать в зависимости от режимов работы.

Рассмотрим работу *n* однотипных (одинаковых) ГПА (на компрессорной станции, компрессорном цехе и т. п.), куда подается газ с расходом Q_n ($Q_n > Q_{\text{гпа}}$). Известны (или можно рассчитать) давления и температуры газа на входе и выходе ГПА.

Вначале необходимо определить $K_{\text{гпа}}$ – количество рабочих ГПА (табл. 2), которые обеспечат необходимое сжатие газа с расходом Q_n , что показано на рис. 5.

Таолица 1 – Параме	трытпа	для опре	деления расхода пт вт пп
Наименование параметра	Обозна-	Размер-	Примечание
	чения Входны	ность	тры
Механический КПЛ ЦБН ГПА	n.,	<i>–</i>	Принимается 0.97–0.98
Номинальная мошность ГТП	N _{HOM}	МВт	
Номинальный КПД ГТП (при <i>N</i> _{ном})	η _{ном}	_	Согласно технической документации,
Политропный КПД ЦБН (<i>i</i> -го ЦБН)	η _{ποπ}	_	режимов работы I ПА, исследований по
Давление газа на входе и выходе ЦБН	p_1, p_2	ат, бар	эксплуатации і ПА
Газодинамический КПД ЦБН	ηгд	_	Принимается 0,97 [3]
Расход перекачиваемого газа на одном рабочем ГПА	$Q_{ m rna}$	<u>млн м³</u> сутки	
Коэффициент типа, режима работы ГПА	ω		Принимается 0,75 [3] или в пределах 0,5-0,9
Коэффициент оптимальной загрузки ГТП	Коз	_	Принимается 0,85-0,95
Коэффициент адиабаты перекачивае- мого природного газа	k	-	Принимается 1,28–1,3
Низшая теплота сгорания 1 стандарт- ного м ³ топливного природного газа	$H_{ m tr}$	<u>МДж</u> м ³	Данные из лаборатории
• • • • •	Расчетн	ые парал	іетры
Степень сжатия газа в ЦБН	3	_	$\varepsilon = \frac{p_2 + 1}{p_1 + 1}$ [3] Избыточное давление (p_1, p_2) измеряется в ат или бар
Мощность ГТП (привода ГПА)	$N_{ m np}$	МВт	$N_{\rm np} = \frac{0,004}{\eta_{\rm M} \eta_{\rm rg}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\rm non}}} - 1 \right) Q_{\rm rna} \ [3]$
Коэффициент загрузки ГТП	K_3	-	$K_3 = \frac{N_{\rm np}}{N_{\rm HOM}} [1]$
Коэффициент расчета КПД ГТП	Kp	_	$K_{\rm p} = \frac{1}{\omega + \frac{1 - \omega}{K_3}}$, среднее значение 0,75 [1]
КПД ГТП (привода ГПА)	η_{np}	-	$\eta_{\rm np} = K_{\rm p} \eta_{\rm hom} \ [1]$
Расход топливного газа в ГТП (в одном рабочем ГПА)	$\mathcal{Q}_{ ext{tr}}$	<u>м³ 1 сутки¹</u>	$Q_{\rm TT} = 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot \frac{1}{\eta_{\rm np}} \frac{N_{\rm np}}{N_{\rm TT}} [1]$

Таблица 1 – Параметры ГПА для определения расхода ТГ в ГТП

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 2(4) '2020







Рис. 3 – Алгоритм расчета расхода ТГ в ГПА с учетом Q_{\min} и N_{\min}



Рис. 2 – Алгоритм расчета расхода ТГ в ГПА



Рис. 4 – Изменение Кр в зависимости от Кз



Рис. 5 – Алгоритм расчета $K_{\text{гпа}}$ и $Q_{\text{гпа}}$

Наименование параметра	Обозна- чения	Размер- ность	Примеча	ание
Расход перекачиваемого газа для n ГПА	Q_n	<u>млн м³</u> сутки	Данные по перекачке га	аза
Мощность (суммарная) п ГПА (если на ГПА 2 или 3 компрессора, то подставляем η _{пол} компрессора первой ступени сжатия (η _{пол1}))	N _n	МВт	$N_{\mathrm{KII}} = \frac{0,004}{\eta_{\mathrm{M}}\eta_{\mathrm{rg}}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \Biggl($	$\left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{non}}}-1\right]\mathcal{Q}_{kl}$
Количество рабочих ГПА	Кгпа	Ι	$K_{\rm fina} = \frac{N_{\rm kil}}{K_{\rm o3} N_{\rm hom}}$	Значения К _{гпа} округляем в большую сторону
Расход перекачиваемого газа на одном рабочем ГПА	$Q_{ m rna}$	<u>млн м³</u> сутки	$Q_{\rm rma} = \frac{Q_n}{K_{\rm rma}}$	

$2 = 1$ do nulla $2 = 1$ do to tuble indpanie tipbi din office for the Q_{FR} input usbeet now Q_{FR}



Рис. 6 – Алгоритм расчета ТГ в ГПА и для n ГПА с учетом Q_{\min} , N_{\min} , T_{\max}

Вначале необходимо определить $K_{\text{гпа}}$ – количество рабочих ГПА (табл. 2), которые обеспечат необходимое сжатие газа с расходом Q_n , что показано на рис. 5.

Определив $K_{\text{гпа}}$, находим $Q_{\text{гпа}}$ (рис. 5, табл. 2) и далее $Q_{\text{гг}}$ (рис. 3, табл. 1). Расчетные параметры для определения $Q_{\text{гпа}}$ при известном Q_n показаны в табл. 2. Для расхода ТГ для *n* рабочих ГПА, равного $Q_{\text{гпл}}$, запишем:

$$Q_{\mathrm{TT}\,n} = K_{\mathrm{TTB}} Q_{\mathrm{TT}}$$
.

Кроме ограничений Q_{\min} и N_{\min} , в ГПА существуют ограничения по максимальной температуре газа на выходе ЦБН:

$$T_{2i} = T_{1i} \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол}}}} < T_{\text{max}}$$

где T_{2i} – это температура газа на выходе *i*-го ЦБН; T_{max} – максимальное значение T_{2i} .

Как учитывать все три ограничения показано в усовершенствованном алгоритме на рис. 6, где

дополнительно показан алгоритм для определения $Q_{\text{гпа}}$ если задается Q_n (дополнительный алгоритм выделен коричневым пунктиром). Красным пунктиром на рис. 6 вверху показаны переходы от параметров *n* ГПА к параметрам одному ГПА (от Q_n к $Q_{\text{гпа}}$), а внизу переход от параметров одного ГПА к параметрам *n* ГПА (от $Q_{\text{гг}}$ к $Q_{\text{гг} n}$).

Если моделируются новые режимы работы ГПА, то ограничения (Q_{\min} , N_{\min} , T_{\max}) обязательно должны учитываться (рис. 6).

Если при условии $T_{2i} < T_{\text{max}}$ нельзя уменьшить ε_i , и T_{1i} , то нужна дополнительная ступень сжатия газа (дополнительный ЦБН или дополнительный ГПА) (рис. 6).

В алгоритме рис. 6 дополнительно учтено четвертое ограничение максимальных степеней сжатия газа в ЦБН (ε_{imax}), т. к. ЦБН имеет ограниченные обороты и определенное число ступеней (рабочих колес).

Наименование	параметра	Обозна-	Размер-		Значения				
		чения	ность						
		Входны	е парамен	пры			2		-
D.	-	1	2	I pes	жим раб	оты	2 pes	нсим ра	боты
Расход перекачиваемо ГПА (стандартные м ³	ого газа тремя)	Q_n	<u>млн м³</u> сутки		5,8 4,1				
Низшая теплота сгора ного м ³ топливного п	ния 1 стандарт- риродного газу	H_{TF}	<u>МДж</u> м ³		35,1			35,8	
Лавление (избыточ-	олна ступень	<i>D</i> 1	ат		6.0			4.3	
ное)	сжатия	$\frac{r}{p_2}$	ат		18.5			18.5	
перекачиваемого	лве ступени	r 2			,-				10 -
газа в ЦБН	сжатия	p_{21}, p_{22}	ат		—		13,0)	18,5
Температура перекачи	иваемого	T_1	°C		20		20		40
газа на входе в ЦБН		- 1	Ű		20		(ЦБН	1) (ЦБН 2)
Механический КПД I	цбн	η _м	_			0,	98		
Номинальная мощнос	ть привода ГПА	N_{HOM}	МВт		6,3				
Номинальный КПД п	оивода ГПА	η_{HOM}	_			0,	30		
Политропный КПД ко	омпрессора	$η_{non}$	_		0,76		0,76		0,70
Коэффициент оптима. ГТП	льной загрузки	Коз	-			0,	95		
Минимальная мощно	сть ГТП	N _{min}	МВт			3	,0		
Максимальная темпер	T _{max}	°C			1:	50			
Максимальная степень сжатия ЦБН		ε _{max}	_	2,9					
Коэффициент алиабаты природного		1			1.0				
Газа		ĸ	—	1,3					
		Расчетн	ые параме	етры					
	_			l pes	жим раб	боты	2 pes	жим ра	боты
Мощность п ГПА		N_n	МВт		10,974			10,540	
Количество ГПА, обе	спечивающих N _n	К _{гпа}	_		2 2				
Расход перекачиваемо	ого газа на одном	0	<u>млн м³</u>		2.0			2.05	
ГПА		$Q_{ m rna}$	сутки	2,9		2,05			
Степень сжатия газа	одна ступень сжатия	3	_		2,786			3,679	
в компрессоре ГПА	две ступени сжа-						2,642 1,500		
	тия	$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	_	—			(ЦБН	1) (ЦБН 2)
T	одна ступень	T_2	°C	127			162		
Температура	сжатия	_					101 05		
газа на выходе цън	две ступени сжа-	T_{21}, T_{22}	°C					1) (80 1111 2)
ПИЯ ПОЛИНОСТЬ ГТП		N	MBT		5 4 8 7		<u>(цвп</u> 5 270	(3 646 -	цып 2) - 1 624)
Коэффициент загрузки ГТП		K.			0.871		5,270	0.837	1,021)
Коэффициент типа и режима работи		143			0,071			0,057	
ГПА		ω	—	0,70	0,75	0,80	0,70	0,75	0,80
Коэффициент расчета	K_p	_	0,957	0,964	0,971	0,945	0,953	0,962	
КПД привода ГПА	η_{np}		0,287	0,289	0,291	0,283	0,286	0,289	
Расход топливного га	за в одном	<i>O</i> _{TT}	м ³ /час	1 959	1 945	1 931	1 870	1 853	1 836
рабочем ГПА		2"	м ³ /сутки	47 022	46 688	46 355	44 882	44 468	44 054
Расхол топливного га	за в лля Кыла		м ³ /сутки	94 044	93 376	92 710	89 764	88 936	88 108
рабочих ГПА		$Q_{ au ext{rrn}}$	<u>млн. м³</u> год	34,326	34,082	33,839	32,764	32,462	32,159

Таблица 3 – Расчет па	раметров ГПА и	и расхода ТГ для т	рех однотипных ГПА
		- p	P

Если расход перекачиваемого газа в каждом іом ГПА не одинаковый, равный $Q_{\text{гпа}i}$, то оцениваем и рассчитываем $Q_{\text{гпа}i}$ (относительно среднего значения $Q_{\text{гпа}} = Q_n / K_{\text{гпа}}$ с учетом выполнения условия:

$$Q_n = \sum_{i=1}^{K_{\rm rma}} Q_{\rm rmai}$$

после чего рассчитываем $Q_{\rm III}$ для каждого ГПА по алгоритму рис. 6 от $Q_{\text{гпа}}$ до $Q_{\text{гг.}}$

Согласно алгоритмов рис. 6, проведен расчет параметров ГПА и расхода ТГ для одного и двух однотипных ГПА (два рабочих и один резервный) с ГТП мощностью 6,3 МВт и одним ЦБН (табл. 3).

В 1-м режиме работы рассматриваемых ГПА ЦБН сжимает газ от 6,0 до 18,5 ат, Qn равно 5,80 млн. м³/сутки (табл. 3).

Во 2-м режиме исследуется работа ГПА через три года с прогнозом падения давления и добычи газа на месторождении: p_1 уменьшится до 4,3 ат, Q_n уменьшается до 4,1 млн. м³/сутки, $H_{\rm TF}$ увеличится (табл. 3). Во 2-м режиме роботы при сжатии газа от 4,3 до 18,5 ат получим є = 3,679, что больше $\varepsilon_{max} = 2,9$ (табл. 3). Кроме того, при $\varepsilon = 3,679$, $T_2 = 162$ °C, что больше $T_{max} = 150$ °C (табл. 3). Чтобы уменьшить степень сжатия и температуру, необходима дополнительная ступень сжатия (рис. 6), которую обеспечит дополнительный ЦБН, что будет модернизацией ГПА для осуществления 2-го режима роботы (схема ГТП-ЦБН1-ЦБН2 вместо существующей схемы ГТП-ЦБН). Для двухступенчатого сжатия газа (ЦБН1-ЦБН2) *N*_{пр} определяется как сумма мощностей для первой ($\varepsilon_1 = 2,642$, сжимаем газ от 4,3 до 13,0 ат) и второй ($\varepsilon_2 = 1,500$, сжимаем газ от 12,0 ат (потери 1,0 ат на охлаждение газа после первой ступени) до 18,5 ат) ступеней при одинаковом расходе газа $Q_{\text{гпа}}$ (табл. 3).

Параметры $Q_{\rm TT}$ и $Q_{\rm TTR}$ рассчитаны с учетом разных значений ω и при сравнении $Q_{\rm trn}$ за год хорошо видно, как изменяется расход ТГ в зависимости от изменений ω (табл. 3).

Обсуждение результатов

Получен алгоритм определения ТГ в ГПА (ГТП ГПА). Дополнительно разработан алгоритм определения числа рабочих ГПА при исследовании *п* однотипных ГПА (табл. 2). Алгоритмы учитывают мощности ГТП ГПА, что позволяет учесть максимум параметров эксплуатируемых ГПА (рис. 6).

В алгоритмах учтены все параметры ГПА и ограничения параметров ЦБН и ГТП (Qmin, Tmax, ε_{max}, N_{min}), что позволяет исследовать и моделировать различные режимы работы ГПА.

Проведены практические расчеты расхода ТГ для КЦ с тремя ГПА (мощность привода 6,3 МВт) (табл. 3). В расчетах показано как изменяются КПД и расход ТГ в зависимости от режима работы ГПА (параметр ω в табл. 3).

Выводы

Разработан алгоритм определения расхода ТГ для ГПА с учетом рабочей мощности ГТП и четырех ограничений параметров ГТП и ЦБН (N_{min}, $Q_{\min}, T_{\max}, \varepsilon_{\max}$) (рис. 6).

Список литературы

- Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. Справочник работ-1. ника газовой промышленности. Москва: Недра, 1989. 286 с.
- 2 Михайлов А. К., Ворошилов В. П. Компрессорные машины: учеб. для вузов. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.
- 3. Олійник Ю. А., Саприкін С. О. Визначення потужності приводу відцентрового нагнітача. Питання розвитку газової промисловості України. 2019. № 47. С. 163–169.

References (transliterated)

- 1. Volkov M. M., Miheev A. L., Konev A. A. (1989), Spravochnik rabotnika gazovoj promyshlennosti [Handbook of Gas Industry Employee], Nedra, Moscow, 286 p. Mikhaylov A. K., Voroshilov V. P. (1989), Kompressornye
- 2. mashiny [Compressor cars], Energoatomizdat, Moscow, 288 p.
- 3 Oleynik Yu. A., Saprykin S. A (2019), "Vyznachennja potuzhnosti pryvodu vidcentrovogo nagnitacha [Determination of centrifugal supercharger drive power]", Pytannja rozvytku gazovoi' promyslovosti Ukrai'ny [Development of the gas industry of Ukraine], no 47, pp. 163-169.

Поступила (received) 17.10.2020

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; e-mail: 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, провідний науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна.

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.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

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

Збірник наукових праць

№ 2(4)'2020

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

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

> Підписано до друку 20.11.2020 р. Формат 60×84 ^{1/8}. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman. Друк ксерографічний. Ум. друк. арк. 5,34. Наклад 100 прим. Зам. №1677-20. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт» Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №7107 від 20.07.2020 р. 61023, м. Харків, а/с 10325. Тел. +38 (057)714-09-08