

Р. Б. ШЕРФЕДИНОВ, О. П. УСАТИЙ

ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПОВІДСІКОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ В ЗАДАЧАХ ОДНОЧАСНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТА ТУРБІН

Розглянуто два варіанти постановки задачі розрахунку проточної частини (ПЧ) парової турбіни з використанням удосконаленого одновимірного повідсікового моделювання термо- та газодинамічних процесів в ПЧ при заданих величинах параметрів пари на вході і виході із циліндру та між його відсіками. Перший варіант постановки забезпечував визначення масової витрати пари на вході в кожен відсік при заданій геометрії ПЧ. Другий варіант постановки дозволяв провести послідовний розрахунок кожного відсіку при заданих величинах масової витрати пари в голову кожного відсіку, а також параметрів пари між відсіками за рахунок відповідного коригування значень ефективних кутів виходу соплових решіток усіх ступенів кожного відсіку. В якості об'єкту дослідження було вибрано циліндр середнього тиску (ЦСТ) турбіни К-540-23,5. Розрахункові дослідження були сплановані, проведені і оброблені з використанням методів теорії планування експерименту. Виконані порівняння результатів розрахунків з використанням обох варіантів повідсікового моделювання термо- та газодинамічних процесів між собою та результатами отриманими з використанням загальноприйнятого варіанту поступеневого моделювання роботи ПЧ парової турбіни. Порівняння показали, що для розв'язання задач оптимального проектування доречніше використовувати другий варіант постановки удосконаленого одновимірного повідсікового моделювання термо- та газодинамічних процесів в ПЧ.

Ключові слова: парова турбіна, проточна частина, відсік, математичне моделювання, оптимальне проектування, планування експерименту.

R. SHERFEDINOV, O. USATYI

ASSESSING THE POSSIBILITY OF USING THE COMPARTMENT-BY-COMPARTMENT MODELING OF PROCESSES IN THE FLOW PART OF A STEAM TURBINE FOR PROBLEMS OF THE OPTIMAL DESIGN OF AXIAL TURBINES

Consideration is given to the two options of the problem formulation to calculate the flow part (FP) of a steam turbine using an improved one-dimensional compartment-by-compartment modeling of thermal and gas-dynamic processes in the FP at given values of steam parameters at the inlet and outlet of the cylinder and between its compartments. The first option of the problem formulation enabled the determination of the mass flow rate of steam at the inlet to each compartment for a given flow part geometry. The second option of the problem formulation enabled a sequential calculation of each compartment at given values of the mass flow rate of steam to the head of each compartment, as well as steam parameters between the compartments due to an appropriate adjustment of the values of the effective exit angles of the nozzle arrays of all the stages of each compartment. The medium pressure cylinder (MPC) of the K-540-23.5 turbine was chosen as the object of investigation. Computational studies were planned, carried out and the data were processed using the methods of the experimental design theory. The obtained calculation data were compared with each other and with the data obtained using the generally accepted version of stepwise modeling of the operation of the FP of the steam turbine, using both options of the compartment-by-compartment modeling of thermal and gas-dynamic processes. The use of the first option for modeling the processes in the flow part results in a considerable change in the mass flow of steam taken for heating the feed water, which has a negative impact on the operation efficiency of the thermal circuit. In this case, the processes may develop in a way when it is necessary not to take steam to heat the feed water, but to additionally blow it into the flow part, which does not correspond to the parameters of the thermal circuit and cannot be implemented. The second option of the compartment-by-compartment modeling ensures the determination of the values of the mass flow rates of steam for each compartment that are close to the values obtained by the stepwise calculation of the flow part. The comparison of the two options showed that it is better to use the second option of the formulation of an improved one-dimensional compartment-by-compartment modeling of thermal and gas-dynamic processes in the flow part for optimal design problems.

Key words: steam turbine, flow part, compartment, mathematical modeling, optimal design, experimental planning.

Вступ

На сьогодні, відповідно до Кіотського протоколу, проблема зниження карбонових викидів в атмосферу є однією з найбільш пріоритетних в розвитку світової економіки і її основної складової - енергетичного комплексу. Україна приєдналася до Кіотського протоколу [1], що накладає на нашу державу відповідні обов'язки щодо проведення дій націлених на зниження негативного впливу енергетичного комплексу на екологічні показники навколишнього середовища. Одним із напрямів виконання цих обов'язків є підвищення ефективності генеруючого обладнання, тобто підвищення ККД, як проточних частин парових турбін, так і енергоблоків в цілому. Підвищення показників ефективності ПЧ парових турбін і енергоблоків в сучасних

умовах неможливе без відповідної модернізації існуючих енергетичних об'єктів і впровадження нових, високоефективних зразків. Створення високоефективних ПЧ і енергоблоків потребує відповідних наукових досліджень з використанням сучасних досягнень, як в математичному моделюванні термо- та газодинамічних процесів в ПЧ парових турбін та теплових схемах енергоблоків, так і в методах оптимального проектування складних технічних об'єктів і систем до яких відносяться ПЧ парових турбін і теплові схеми енергоблоків. Тому роботи пов'язані з розробкою математичних моделей та оцінкою їх спроможності і можливості їх використання в алгоритмах для одночасної оптимізації параметрів ПЧ і теплової схеми турбоблоку є досить актуальними.

© Р. Б. Шерфедінов, О. П. Усатий, 2023

Мета роботи

Метою роботи є аналіз та оцінка можливості використання повідсікового математичного моделювання процесів в проточній частині парової турбіни [2] в задачах одночасного оптимального проектування теплових схем і парових турбін, так як тільки в такій постановці може досягатися найбільший ефект з підвищення коефіцієнту корисної дії енергоблоків і відповідно зменшення карбонових викидів на одиницю виробленої теплової та електричної енергії в процесі їх експлуатації.

Виклад основного матеріалу

Для досягнення поставленої мети були проведені спеціальні тестові розрахунки ПЧ ЦСТ турбіни К-540-23,5 з використанням програмного комплексу *TOP (TurboOptProject)*, в якому був реалізований алгоритм повідсікового розрахунку багатоступеневої ПЧ відповідно до розроблених інформаційної моделі та математичної моделі термота газодинамічних процесів в ПЧ осьової турбіни [2]. Фрагмент теплової схеми з ЦВТ та ЦСТ турбоблоку і вигляд ПЧ ЦСТ показані на рис. 1 і рис. 2 відповідно. Як видно із теплової схеми, між першим і останнім ступенем проточної частини ЦСТ є три нерегульованих відбори пари, які використовуються в тій чи іншій мірі для підігріву живильної води. Очевидно, що рівень тиску пари в місцях відбору має вплив, як на внутрішній відно-

сний ККД ПЧ ЦСТ, так і на ефективність всього турбоблоку.

На сьогодні відомі роботи в яких надаються теоретичні викладки щодо визначення оптимальних значень тиску пари у місцях відбору [3] – [5], але в них не враховується вплив тиску у відборах на зміну ефективності ПЧ, що не дозволяє адекватно оцінити інтегральний вплив на ефективність усього турбоблоку.

Мається на увазі, що, змінюючи рівні тиску в місцях відбору, для забезпечення точної оцінки ефективності теплової схеми турбоблоку потрібно визначати ефективність кожного ступеня і усієї ПЧ турбіни для заданих конкретних значень тиску у відборах пари. Слід зазначити, що коректне розв'язання цієї задачі не можливе для ПЧ з незмінною геометрією і заданими параметрами пари на вході і виході з ПЧ та масової витрати пари в голову ПЧ, а також у відборі. Для ПЧ з незмінною геометрією забезпечити різні значення тиску у місцях відбору пари при заданих параметрах пари на вході і виході із ПЧ можливо лише за рахунок зміни масових витрат пари через кожен відсік ПЧ. Безумовно це призведе і до зміни ефективності ступенів і всієї ПЧ. Для більш детального і предметного аналізу можливості використання математичного моделювання термота газодинамічних процесів в ПЧ в зазначеній вище постановці (*постановка 1*) [2] було сплановано та проведено чисельний експеримент відповідно до тривірневого трифакторного ортогонального плану Бокса і Бенкіна [6].

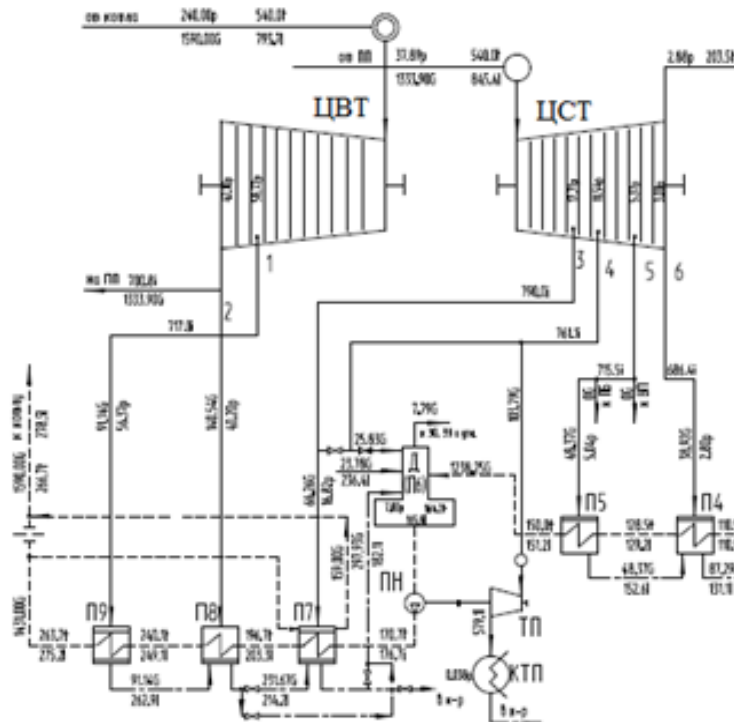


Рис. 1 – Фрагмент теплової схеми з ЦВТ і ЦСТ турбоблоку К-540-23,5:
1 – 6 – місця відборів

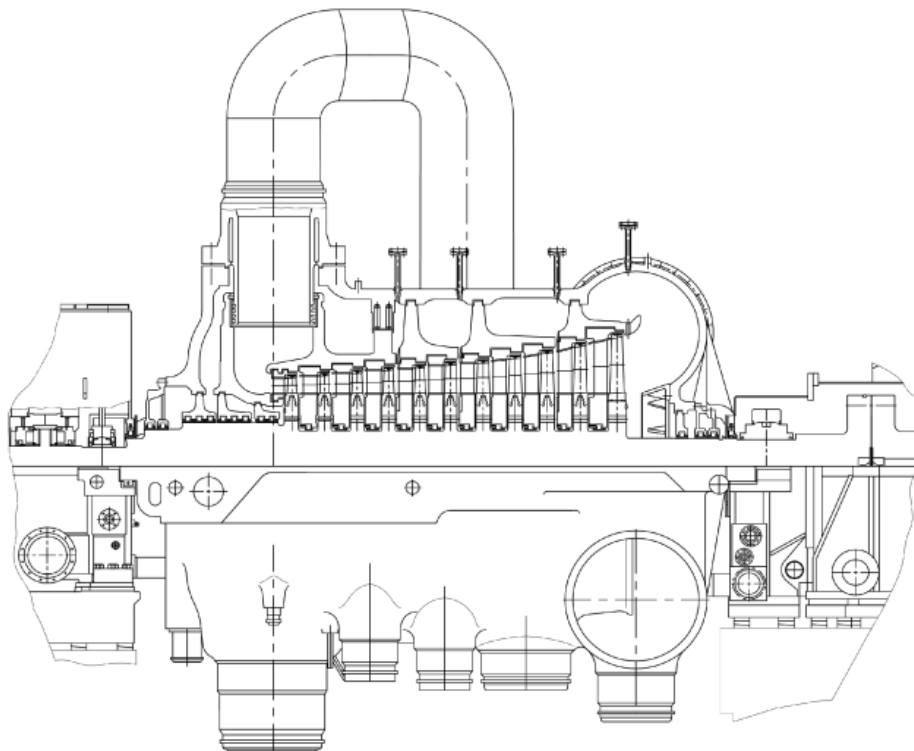


Рис. 2 – ПЧ ЦСТ турбоблоку К-540-23,5

В якості незалежних факторів були взяті величини зміни тисків в 3, 4 та 5 відборах пари (див. рис. 1). Діапазони зміни тисків для усіх трьох відборів становили ± 50 кПа відносно їх значень для розрахункового режиму експлуатації. Враховуючи, що значення тисків у відборах 3, 4 і 5 для номінального розрахункового режиму дорівнювали відповідно $P_3 = 1702,8$ кПа, $P_4 = 1099,0$ кПа, і $P_5 = 515,2$ кПа то при проведенні чисельних досліджень відповідно до плану експерименту (табл. 1) тиски у відборах визначалися наступним чином:

$$\begin{cases} P_3 = \Delta P_3 + 1702,8; \\ P_4 = \Delta P_4 + 1099,0; \\ P_5 = \Delta P_5 + 515,2. \end{cases} \quad (1)$$

План чисельного експерименту і вектори спостережень для потужності і внутрішнього відносного ККД ПЧ наведено в табл. 1. Як видно з табл. 1 всього було зроблено 13 розрахунків ПЧ ЦСТ в зазначеній вище постановці (постановка 1).

За допомогою методів планування експерименту результати з табл. 1 були відповідним чином оброблені і отримані залежності в вигляді по-

вних квадратичних поліномів (2) і (3) для розрахунку потужності і ККД ЦСТ та отримані інтегральні показники якості для кожного відсіку ЦСТ (табл. 2).

Таблиця 1 – Результати розрахункового експерименту

Варіанти	ΔP_3 , кПа	ΔP_4 , кПа	ΔP_5 , кПа	$N_{\text{ЦСТ}}$, МВт	η_{oi} , %
1	50	50	0	219,929	84,20
2	50	-50	0	217,875	84,13
3	-50	50	0	218,093	84,15
4	-50	-50	0	215,129	84,26
5	50	0	50	221,540	84,14
6	50	0	-50	216,893	83,91
7	-50	0	50	219,263	84,18
8	-50	0	-50	214,561	83,96
9	0	50	50	221,407	84,20
10	0	50	-50	217,369	83,82
11	0	-50	50	219,687	84,06
12	0	-50	-50	214,298	83,99
13	0	0	0	217,356	84,26

$$N_{\text{ЦСТ}} = 217356,0 + p_3 1148,88 + p_4 1226,13 + p_5 2347,0 + p_3^2 137,25 + p_4^2 263,25 + p_5^2 571,0 - p_3 p_4 227,5 - p_3 p_5 13,75 - p_4 p_5 337,75, \quad (2)$$

$$\eta_{oi} = 0,84261 - p_3 0,00022575 - p_4 0,00008225 + p_5 0,0011235 - p_3^2 0,000239125 - p_4^2 0,000531625 - p_5^2 0,00189612 + p_3 p_4 0,00042875 + p_3 p_5 0,00002925 + p_4 p_5 0,00074575. \quad (3)$$

В залежностях (2) і (3) змінні p_3 , p_4 і p_5 це відповідно відхилення тисків ΔP_3 , ΔP_4 і ΔP_5 в нормованому виді, які визначаються наступним чином:

$$\begin{cases} p_3 = \frac{\Delta P_{3i}}{50}; \\ p_4 = \frac{\Delta P_{4i}}{50}; \\ p_5 = \frac{\Delta P_{5i}}{50}. \end{cases} \quad (4)$$

де ΔP_3 , ΔP_4 , ΔP_5 – поточні значення відхилень тисків у місцях відповідних відборів пари, які знаходяться в діапазоні від мінус 50 кПа до плюс 50 кПа. Очевидно що 13 варіант в табл. 1 відповідає номінальному розрахунковому режиму.

В табл. 2 позначення:

N – потужність відсіку, кВт;

η_{oi} – внутрішній відносний ККД відсіку, %;

H – наявний перепад ентальпій відсіку, кДж/кг;

G_{in} – масова витрата на вході в перший ступень відсіку, кг/с.

Для візуалізації та аналізу впливу відхилення тисків у відборах (ΔP_3 , ΔP_4 і ΔP_5) на потужність і внутрішній відносний ККД ЦСТ (N і η_{oi}) з використанням отриманих залежностей (2) і (3) були побудовані 3D графічні відображення, які наведені на рис. 3 і 4, а також визначені оптимальні значення відхилення тисків:

$$\Delta P_{3opt} = \Delta P_{4opt} = \Delta P_{5opt} = 50 \text{ кПа}$$

і відповідно:

$$P_{3opt} = 1752,77 \text{ кПа},$$

$$P_{4opt} = 1149 \text{ кПа},$$

$$P_{5opt} = 565,18 \text{ кПа}.$$

Результати розрахунку відсіків з оптимальними (при критерії якості – потужність ЦСТ) тисками в місцях відборів пари наведені в останньому

стовпчику табл. 2. Інтегральні показники якості ЦСТ становлять відповідно:

$$N_{\text{ЦСТ}}^{\text{опт}} = 224,69 \text{ МВт і } \eta_{oi}^{\text{опт}} = 84,23 \text{ \%}.$$

Значення аналогічних показників для варіанту з вихідними значеннями тисків у місцях відборів пари наведені в табл. 2, варіант 13.

Разом з цим, для отримання максимального ККД ЦСТ потрібні дещо інші умови роботи циліндру (рис. 4). Дійсно максимум потужності і максимум ККД досягаються при різних значеннях тисків у відборах. Ефект антагонізму цих двох критеріїв якості добре описаний в [7].

З аналізу даних наведених в табл. 2 та на рис. 3 і 4 видно, що збільшення відхилення тисків (ΔP_3 , ΔP_4 і ΔP_5) в більшу сторону веде до збільшення потужності ЦСТ, яке досягає найбільших значень при максимальних відхиленнях тисків, тобто при $\Delta P_{3opt} = \Delta P_{4opt} = \Delta P_{5opt} = 50$ кПа. В той же час ККД ПЧ має оптимум в вибраному діапазоні зміни тисків.

Для визначення причин такого впливу зміни тисків у відборах на потужність і ККД проточної частини ЦСТ порівняємо значення масових витрат пари (G_{in}) які проходять через відповідні відсіки ПЧ ЦСТ, значення наявних перепадів ентальпій відсіків (H), їх внутрішніх відносних ККД (η_{oi}) і потужностей (N). Так для вихідного варіанту ПЧ значення цих масових витрат відповідно становлять (варіант 13 табл. 2):

$$G_{in1} = 368,9 \text{ кг/с}, G_{in2} = 349,44 \text{ кг/с},$$

$$G_{in3} = 311,5 \text{ кг/с}, G_{in4} = 299,7 \text{ кг/с}.$$

В той же час аналогічні показники для оптимального варіанту становлять:

$$G_{in1} = 367,4 \text{ кг/с}, G_{in2} = 356,5 \text{ кг/с},$$

$$G_{in3} = 321,7 \text{ кг/с}, G_{in4} = 338,6 \text{ кг/с}.$$

Таблиця 2 – Інтегральні показники якості для кожного відсіку ЦСТ

Параметр	Варіант														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	Оптим.	
Відсік 1	N	76869,8	76869,8	85019,7	85019,7	76869,8	76869,8	85019,7	85019,7	80910,7	80910,7	80910,7	80910,7	80910,7	77418,4
	η_{oi}	81,02	81,02	81,76	81,76	81,02	81,02	81,76	81,76	81,43	81,43	81,43	81,43	81,43	81,10
	H	246,74	246,74	265,06	265,06	246,74	246,74	265,06	265,06	255,79	255,79	255,79	255,79	255,79	246,68
	G_{in}	365,05	365,05	372,59	372,59	365,05	365,05	372,59	372,59	368,90	368,90	368,90	368,90	368,90	367,47
Відсік 2	N	40772,7	52344,4	31152,6	42206,9	46464,6	46464,6	36579,5	36579,5	35874,3	35874,3	47220,1	47220,1	41466,0	41035,00
	η_{oi}	84,01	84,45	82,49	84,24	84,38	84,38	83,65	83,65	83,39	83,39	84,42	84,42	84,14	84,00
	H	132,48	158,81	114,18	140,53	145,41	145,41	127,12	127,12	123,41	123,41	149,75	149,75	136,34	132,44
	G_{in}	354,09	377,09	319,12	344,76	366,04	366,04	332,46	332,46	336,75	336,75	361,08	361,08	349,44	356,51
Відсік 3	N	65585,7	52504,7	65227,0	51764,4	50524,1	67667,1	49984,5	67100,8	56773,9	74249,4	43959,9	60669,3	58603,4	57553,70
	η_{oi}	86,49	86,24	86,48	86,19	85,91	86,37	85,85	86,37	86,27	86,15	85,23	86,47	86,44	86,30
	H	219,12	194,65	218,56	193,21	183,96	231,74	182,95	230,75	195,77	243,55	170,85	218,66	206,38	196,57
	G_{in}	327,99	296,51	327,16	294,73	303,04	320,21	301,71	319,00	318,82	335,01	285,80	304,11	311,50	321,74
Відсік 4	N	36700,8	36155,9	36693,3	36137,6	47681,1	25891,2	47678,8	25861,1	47847,8	26334,9	47596,2	25497,5	36375,7	48458,60
	η_{oi}	86,46	86,41	86,46	86,40	86,75	84,57	86,74	84,56	86,75	84,72	86,74	84,43	86,43	86,73
	H	135,60	134,49	135,63	134,47	157,35	111,61	157,38	111,56	157,66	112,68	157,23	110,68	134,94	158,60
	G_{in}	300,79	298,99	300,66	298,89	335,82	262,69	335,75	262,52	336,30	264,22	335,51	261,25	299,71	338,64

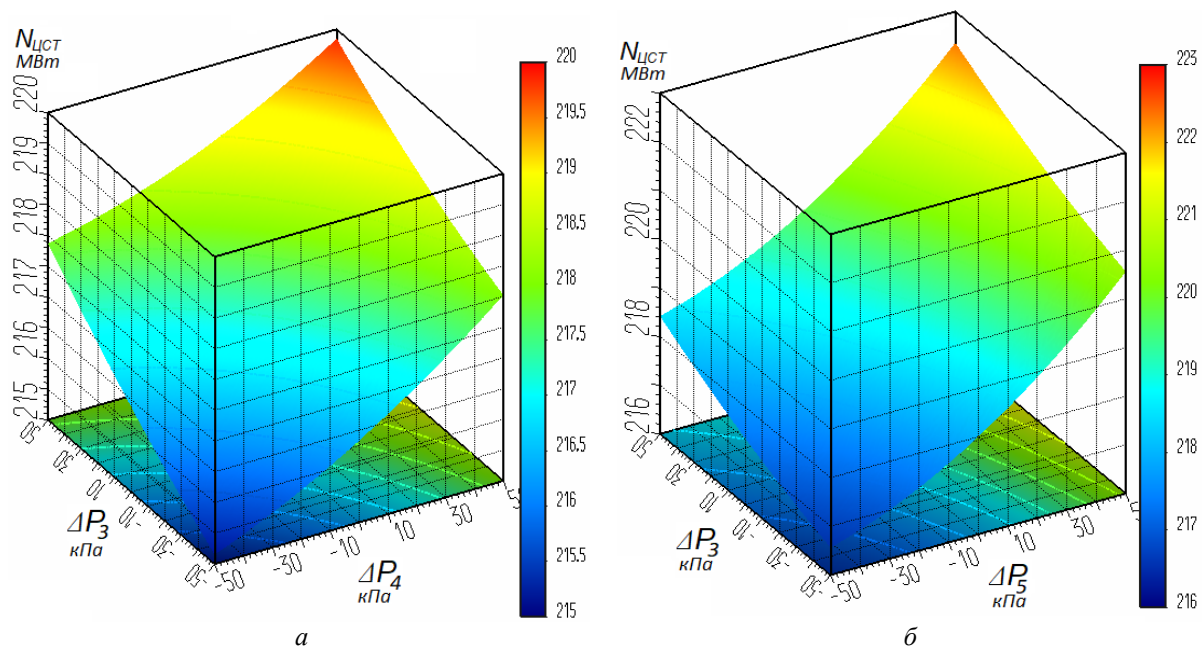


Рис. 3 – Вплив відхилення тисків у місцях відборів пари на потужність ЦСТ:
 а – в 3 та 4 відборах; б – в 3 та 5 відборах

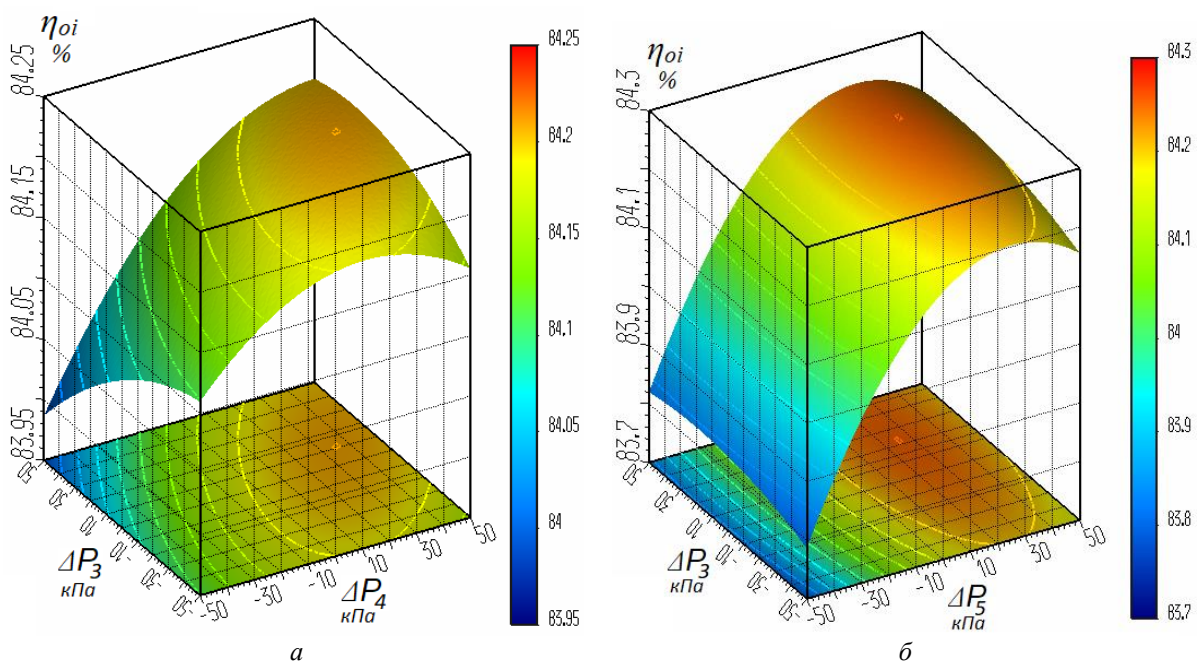


Рис. 4 – Вплив відхилення тисків у місцях відборів пари на внутрішній відносний ККД ЦСТ:
 а – в 3 та 4 відборах; б – в 3 та 5 відборах

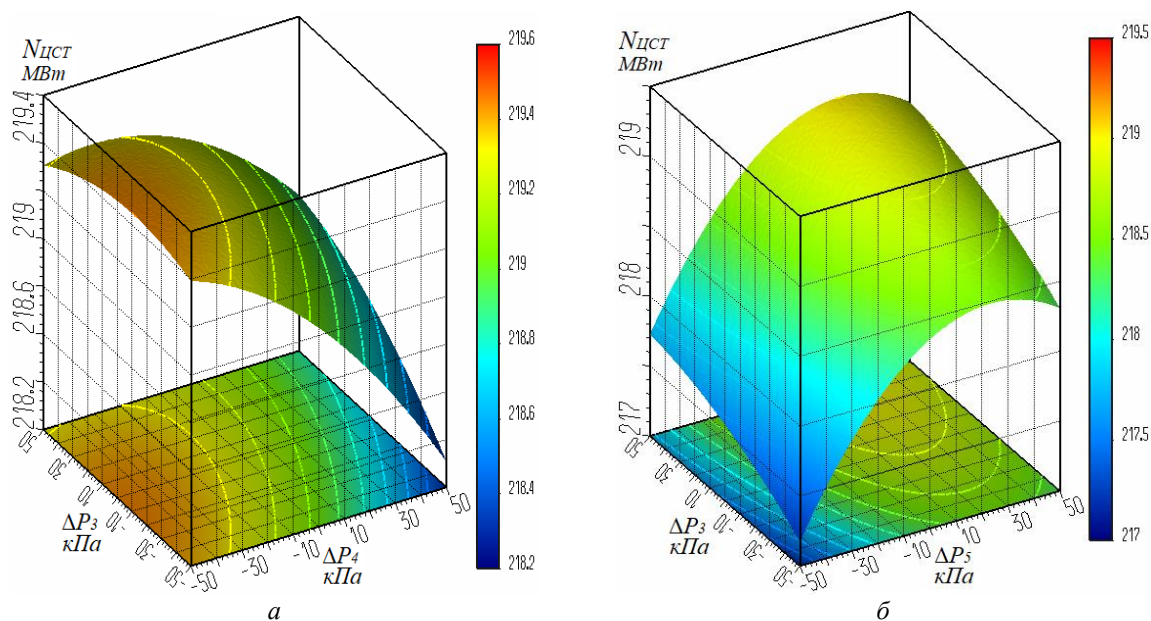


Рис. 5 – Вплив відхилення тисків у місцях відборів пари на потужність ЦСТ:
а – в 3 та 4 відборах; б – в 3 та 5 відборах

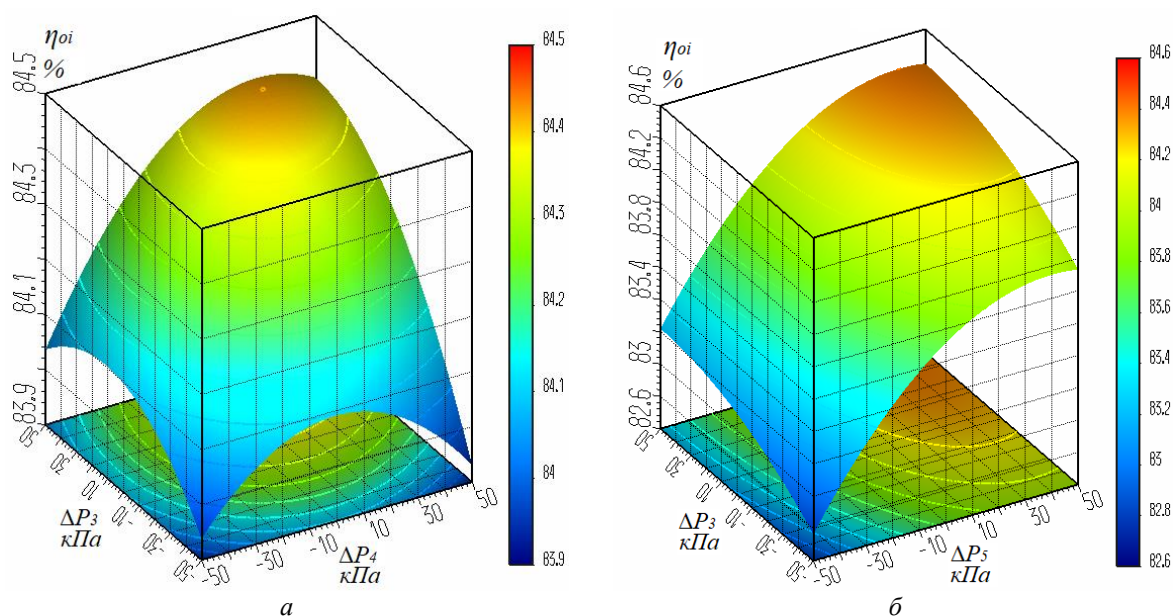


Рис. 6 – Вплив відхилення тисків у місцях відборів пари на внутрішній відносний ККД ЦСТ:
а – в 3 та 4 відборах; б – в 3 та 5 відборах

Як бачимо тільки через перший відсік у оптимального варіанту зміни тисків у відборах пари значення масової витрати пари зменшилося по відношенню до вихідного варіанту з 368,9 кг/с до 367,4 кг/с. Для 2–4 відсіків при оптимальних значеннях відхилення тисків у відборах пари значення масових витрат пари суттєво зросли в порівняння з вихідним варіантом:

- для 2 відсіку з 349,44 кг/с до 356,5 кг/с;
- для 3 відсіку з 311,5 кг/с до 321,7 кг/с;
- для 4 відсіку з 299,7 кг/с до 338,6 кг/с.

Така зміна масових витрат через відсіки безумовно сприяє збільшенню потужності всього ЦСТ при оптимальній зміні тисків пари у відборах.

В той же час при оптимальному відхиленні тисків у відборах пари призводить не тільки до зміни масових витрат пари, а і до зміни наявних перепадів ентальпій і ефективності відповідних відсіків.

Так, порівнюючи дані із табл. 2 бачимо, що при оптимальному відхиленні тисків у відборах пари проходить суттєвий перерозподіл наявного

перепаду ентальпій ЦСТ на користь останнього відсіку:

- для 1 відсіку з 255,79 кДж/кг до 246,68 кДж/кг;
- для 2 відсіку з 136,34 кДж/кг до 132,44 кДж/кг;
- для 3 відсіку з 206,38 кДж/кг до 196,57 кДж/кг;
- для 4 відсіку з 134,94 кДж/кг до 158,60 кДж/кг;

що з урахуванням суттєвого збільшення масової витрати пари через 4 відсік також сприяє збільшенню потужності ЦСТ.

Для повної картини впливу зміни тисків у відборах на потужність ЦСТ потрібно також оцінити і зміну внутрішніх відносних ККД відсіків:

- для 1 відсіку з 81,43 % до 81,10 %;
- для 2 відсіку з 84,14 % до 84,00 %;
- для 3 відсіку з 86,44 % до 86,30 %;
- для 4 відсіку з 86,43 % до 86,73 %.

Як бачимо досягнутий ефект підвищення потужності ЦСТ на 7109,9 кВт (з 217355,8 кВт до 224465,7 кВт) при оптимальній зміні тисків у відборах було досягнуто за рахунок покращення показників останнього 4 відсіку (суттєвого збільшення масової витрати через відсік, наявного перепаду ентальпій відсіку і його внутрішнього відносного ККД).

Разом з цим постає питання за рахунок чого виникає зміна масових витрат пари через відсіки і особливо її суттєве збільшення через 4 відсік. Взагалі масова витрата може змінитися за рахунок зміни величин масових відборів для підігріву живильної води, але це може призвести до суттєвого впливу на показники ефективності теплової схеми і турбоблоку в цілому. Крім того, враховуючи, що в процесі проведеного дослідження використовувалася повідсікова постановка задачі розрахунку ПЧ ЦСТ у якій визначалися масові витрати пари (постановка 1), що можуть пройти через відсіки при заданій і незмінній геометрії ПЧ та заданих параметрах пари на вході і на виході із відсіків, можна зробити висновок, що використовувати моделювання термо- та газодинамічних процесів у ПЧ осьових турбін в такій постановці в задачах одночасної оптимізації параметрів теплової схеми і геометрії ПЧ є не коректним, так як порушується рівняння нерозривності при переході від відсіку до відсіку. Мається на увазі, що для кожного відсіку визначається масова витрата пари, яка може пройти через ПЧ відсіку без урахування масової витрати пари на виході з попереднього відсіку та масової витрати пари, яка відбирається між відсіками на підігрів живильної води.

Виявлені в результаті дослідження обставини потребують оцінки можливості використання іншої постановки задачі повідсікового розрахунку

$$N_{\text{ЦСТ}} = 219447,0 + p_3 118,125 - p_4 548,25 + p_5 400,125 - p_3^2 96,625 - p_4^2 186,375 - p_5^2 624,625 - p_3 p_4 161,5 - p_3 p_5 13,75 - p_4 p_5 161,0, \quad (5)$$

ПЧ в задачах одночасної оптимізації параметрів теплової схеми і геометрії ПЧ.

Розглянемо можливість використання для розв'язання цієї оптимізаційної задачі повідсікового розрахунку ПЧ з заданими параметрами пари на вході і виході із кожного відсіку та можливістю автоматичного коригування геометрії ПЧ в процесі розрахунку для забезпечення проходження через ПЧ відсіків заданих масових витрат, які будуть автоматично визначатися для кожного наступного відсіку різницею масової витрати за останнім ступенем попереднього відсіку і величини відбору пари для підігріву живильної води (постановка 2). В даному випадку реалізовано варіант підгонки масової витрати пари через відсік зміною ефективних кутів виходу із соплових решіток одночасно для усіх ступенів кожного відсіку.

Проведемо дослідження щодо можливості використання повідсікового моделювання термота газодинамічних процесів в ПЧ в постановці 2.

Умови проведення другої частини дослідження аналогічні умовам першої частини дослідження, тобто був спланований розрахунковий експеримент відповідно до перших трьох стовпчиків табл. 1.

Результати оцінки потужності та внутрішнього відносного ККД ЦСТ відповідно до плану експерименту наведені в табл. 3. Інтегральні показники відсіків наведені в табл. 4.

Таблиця 3 – Результати оцінки потужності та внутрішнього відносного ККД ЦСТ

Варіант	ΔP_3 , кПа	ΔP_4 , кПа	ΔP_5 , кПа	$N_{\text{ЦСТ}}$, МВт	η_{oi} , %
1	50	50	0	218,902	84,17
2	50	-50	0	219,666	83,96
3	-50	50	0	218,339	83,71
4	-50	-50	0	219,749	83,87
5	50	0	50	219,210	84,36
6	50	0	-50	218,474	83,35
7	-50	0	50	218,982	84,08
8	-50	0	-50	218,237	83,08
9	0	50	50	218,674	84,27
10	0	50	-50	217,492	83,09
11	0	-50	50	219,458	84,10
12	0	-50	-50	218,920	83,21
13	0	0	0	219,447	84,20

В результаті обробки даних з табл. 3 отримані залежності (5) і (6) для оцінки впливу зміни тисків у відборах на потужність і ККД ЦСТ.

$$\eta_{oi} = 0,841984 + p_3 0,0013795 + p_4 0,00013625 + p_5 0,00510975 - p_3^2 0,00112713 - p_4^2 0,00160013 - p_5^2 0,00371162 + p_3 p_4 0,00091625 - p_3 p_5 0,00000875 + p_4 p_5 0,00072575. \quad (6)$$

Таблиця 4 – Інтегральні показники відсіків

Параметр	Варіант													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Відсік 1	N	78154,3	78153,8	84730,2	84729,7	78152,3	78151,8	84728,4	84727,9	81438,4	81438,1	81437,8	81437,3	80589,9
	η_{oi}	80,99	80,99	81,77	81,77	80,99	80,99	81,76	81,76	81,43	81,43	81,43	81,43	81,33
	H	246,74	246,74	265,06	265,06	246,74	246,74	265,06	265,06	255,79	255,79	255,79	255,79	253,43
	G_{in}	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31	371,31
Відсік 2	N	40443,3	49171,5	33110,2	42745,4	44903,9	44903,9	38042,1	38042,0	37005,2	37005,1	46163,3	46163,3	41636,2
	η_{oi}	84,24	85,50	79,70	83,85	85,25	85,25	82,40	82,41	82,62	82,62	85,07	85,07	84,23
	H	132,51	158,84	114,16	140,52	145,44	145,44	127,10	127,10	123,42	123,42	149,76	149,76	136,38
	G_{in}	350,02	350,01	350,71	350,71	350,00	350,00	350,69	350,68	350,32	350,32	350,31	350,31	350,27
Відсік 3	N	63194,0	55257,8	63309,2	55200,9	52373,9	66663,0	52390,4	66688,5	56409,9	70227,3	48051,3	62602,3	59650,6
	η_{oi}	86,65	85,00	86,80	85,21	85,34	86,33	85,51	86,48	86,37	86,58	83,91	85,66	86,35
	H	218,97	193,56	219,46	193,45	183,37	231,15	183,52	231,35	196,09	243,88	170,39	218,19	207,07
	G_{in}	316,39	318,24	314,66	315,87	317,18	317,19	315,26	315,26	315,50	315,50	316,88	316,88	316,25
Відсік 4	N	37110,5	37083,3	37189,5	37073,2	43779,3	28755,3	43821,0	28778,7	43820,4	28821,7	43805,1	28716,7	37570,5
	η_{oi}	85,89	86,08	85,88	86,07	87,65	79,91	87,66	79,90	87,58	79,78	87,72	79,97	86,23
	H	135,20	135,14	135,54	135,13	157,52	111,37	157,70	111,51	157,65	111,66	157,63	111,29	136,59
	G_{in}	307,09	305,61	306,97	305,55	305,93	306,55	305,84	306,46	306,52	307,24	305,40	305,79	306,30

Перехід до нормованих значень зміни тисків у відборах ПЧ ЦСТ в залежностях (5) і (6) відбувається відповідно до (4).

Як і при моделювання процесів в ПЧ у постановці 1, так і при використанні постановки 2 були отримані оптимальні значення зміни тисків у відборах пари. В залежності від ваги критеріїв якості отримані різні рішення. Так для отримання максимального рівня внутрішнього ККД ЦСТ оптимізація проходила з наступними ваговими коефіцієнтами для потужності – 0, а для ККД – 1. Результати оптимізації відхилень тисків у відборах наведені нижче:

$$\Delta P_{3\text{опт}} = 39,584 \text{ кПа},$$

$$\Delta P_{4\text{опт}} = 21,760 \text{ кПа},$$

$$\Delta P_{5\text{опт}} = 36,591 \text{ кПа},$$

а потужність і внутрішній відносний ККД ПЧ ЦСТ відповідно становлять:

$$N_{\text{ЦСТ}}^{\text{опт}} = 219,27 \text{ МВт і } \eta_{oi}^{\text{опт}} = 84,443 \text{ \%}.$$

Для варіанту оптимізації з ваговими коефіцієнтами для потужності – 1, а для ККД – 0 були отримані наступні результати:

$$\Delta P_{3\text{опт}} = -11,334 \text{ кПа},$$

$$\Delta P_{4\text{опт}} = -50,0 \text{ кПа},$$

$$\Delta P_{5\text{опт}} = 9,591 \text{ кПа},$$

$$N_{\text{ЦСТ}}^{\text{опт}} = 219,837 \text{ МВт і } \eta_{oi}^{\text{опт}} = 84,079 \text{ \%}.$$

Для збалансованого варіанту з ваговими коефіцієнтами для потужності – 0,5 і для ККД – 0,5 маємо такі результати:

$$\Delta P_{3\text{опт}} = 28,551 \text{ кПа},$$

$$\Delta P_{4\text{опт}} = -3,979 \text{ кПа},$$

$$\Delta P_{5\text{опт}} = 26,768 \text{ кПа},$$

$$N_{\text{ЦСТ}}^{\text{опт}} = 219,546 \text{ МВт і } \eta_{oi}^{\text{опт}} = 84,399 \text{ \%}.$$

Таким чином, в залежності від постановки оптимізаційної задачі отримуємо різні рішення, що є справедливо.

З використанням формул (5) і (6) отримані графічні залежності впливу зміни тисків у відборах на потужність і ККД ЦСТ (рис. 5, 6).

Аналогічно аналізу даних з табл. 2 проведено аналіз даних з табл. 4, який показав суттєве зниження відхилень значень масових витрат через відповідні відсіки для усіх 13 варіантів розрахунку. Ці відхилення не значні і можуть бути компенсовані за рахунок значень масових витрат у відборі з обов'язковою перевіркою розрахунком теплової схеми.

Таким чином, проведені розрахункові дослідження щодо можливості коректного використання повідсікового моделювання процесів у проточних частинах потужних парових турбін в задачах одночасної оптимізації теплових схем і проточних частин показали, що повідсіковий розрахунок ПЧ в постановці 2 (підгонка масових витрат за рахунок цілеспрямованого автоматичного коригування ефективних кутів соплових решіток усіх ступенів кожного із відсіків) відповідає вимогам щодо коректного математичного моделювання і може бути використаний в якості надійного інструменту для оцінки інтегральних показників якості ПЧ при оптимізації параметрів теплової схеми і геометрії ПЧ.

Обговорення результатів

Проведений аналіз можливості використання повідсікових розрахунків ПЧ в двох постановках показав принципові переваги другого варіанту задачі моделювання процесів в ПЧ турбіни, розв'язуючи послідовно системи рівнянь для кож-

ного з відсіків і коригуючи в процесі розв'язання значення ефективних кутів виходу соплових решіток одночасно для усіх ступенів відсіків, що забезпечує проходження через відсіки заданих масових витрат пари.

В цьому випадку виконуються рівняння нерозривності при переході від одного відсіку до іншого. При цьому масові витрати через кожний наступний відсік визначаються різницею масової витрати пари на виході із попереднього відсіку і масової витрати пари у відбір між цими відсіками. Для підтвердження цього ствердження можна провести порівняльний аналіз зміни масових витрат пари від відсіку до відсіку для 1 і 2 постановок повідсікових розрахунків ПЧ ЦСТ.

Знайдемо різниці масових витрат між відсіками для 1 постановки (дані із табл. 2) і між відсіками для 2 постановки (дані із табл. 4).

В 14 варіанті табл. 5 і 6 наведені значення відборів пари із вихідних даних по ЦСТ. Як бачимо для першої постановки повідсікового розрахунку ПЧ різниці масових витрат між сусідніми відсіками дуже суттєві і далекі від значень витрат пари у відбори (табл. 5). При цьому є такі варіанти, що різниця витрат має від'ємне значення, що говорить про те, що необхідно не відбирати пару на підігрів живильної води, а навпаки збільшувати додатково масову витрату пари на вхід до такого відсіку. Безумовно це не реальні варіанти і вони ніяк не можуть бути реалізовані. Це ще раз підтверджує висновок про те, що використовувати повідсіковий розрахунок ПЧ в першій постановці в задачах одночасної оптимізації теплової схеми і геометрії проточної частини неможливо.

Використання другої постановки дає більш обнадійливі результати (табл. 6). Бачимо, що різниці масових витрат між сусідніми відсіками близькі до значень масових витрат пари у відбори. Незначні відхилення обумовлені в першу чергу зміною параметрів пари між відсіками та можуть бути реально реалізовані з урахуванням необхідного підігріву живильної води в процесі ітераційних наближень при проведенні оптимізаційних розрахунків параметрів теплової схеми і конструкції ПЧ.

Висновки

В ході розрахункових досліджень можливості використання повідсікового моделювання процесів в проточній частині парової турбіни в задачах одночасної оптимізації теплових схем і конструкцій турбін на прикладі ЦСТ турбіни К-540-23,5 було встановлено:

Таблиця 5 – Для 1 постановки

Варіант	$\Delta G_{in(1-2)}$, кг/с	$\Delta G_{in(2-3)}$, кг/с	$\Delta G_{in(3-4)}$, кг/с
1	10,965	26,097	27,207
2	-12,04	80,581	-2,485
3	53,472	-8,044	26,505
4	27,835	50,031	-4,165
5	-0,989	63,005	-32,79
6	-0,989	45,83	57,528
7	40,137	30,741	-34,03
8	40,137	13,46	56,474
9	32,153	17,93	-17,48
10	32,153	1,742	70,783
11	7,821	75,277	-49,71
12	7,821	56,974	42,86
13	19,46	37,943	11,788
14	18,41	36,01	13,44

Таблиця 6 – Для 2 постановки

Варіант	$\Delta G_{in(1-2)}$, кг/с	$\Delta G_{in(2-3)}$, кг/с	$\Delta G_{in(3-4)}$, кг/с
1	21,297	33,626	9,301
2	21,301	31,771	12,63
3	20,602	36,049	7,689
4	20,608	34,837	10,319
5	21,315	32,815	11,25
6	21,319	32,81	10,633
7	20,624	35,429	9,422
8	20,63	35,423	8,804
9	20,994	34,819	8,986
10	20,999	34,814	8,264
11	21,004	33,427	11,485
12	21,008	33,423	11,09
13	21,04	34,02	9,954
14	21,04	34,02	9,301

1 Перша постановка повідсікового розрахунку ПЧ турбіни з визначенням масових витрат пари через кожний відсік при заданих параметрах пари на вході і виході із відсіків та заданій геометрії ПЧ не може використовуватися в якості інструменту для оцінки ефективності ПЧ при розв'язанні задач одночасного оптимального проектування теплової схеми і конструкції ПЧ турбіни.

2 Друга постановка повідсікового розрахунку ПЧ турбіни з заданими параметрами пари на вході і виході із кожного відсіку та можливістю автоматичного коригування геометрії ПЧ в процесі розрахунку для забезпечення проходження через ПЧ відсіків заданих масових витрат, які автоматично розраховуються для кожного наступного відсіку, як різниця масової витрати за останнім ступенем попереднього відсіку і величини відбору пари для підігріву живильної води між ними рекомендується для використання в задачах одночасної оптимі-

зації параметрів теплової схеми і конструкції ПЧ турбіни.

З Планується подальше дослідження практичного використання другої постановки повідсікового розрахунку ПЧ в задачах одночасної оптимізації параметрів теплової схеми і геометрії ПЧ.

Список літератури

1. Кіотський протокол до Рамкової конвенції Організації Об'єднаних Націй про зміну клімату / Верховна Рада України. – Чинний з 04.02.2004. – Назва з екрану. – URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_801#Text (дата звернення 22.11.2023).
2. Шерфедінов Р. Б. Інформаційна та математичні моделі проточної частини в задачах оптимального проєктування турбоблоку / Р. Б. Шерфедінов, О. П. Усатий, О. П. Авдєєва // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2022. – № 1–2(9–10). – 32–39 с. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2022.01.04>.
3. Шерфедінов, Р. Б. Особливості заміни існуючої проточної частини на оптимальну при модернізації ЦВТ парової турбіни / Р. Б. Шерфедінов, О. П. Усатий, О. П. Авдєєва, М. О. Далудін, І. Є. Єнін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2021. – № 4(8). – С. 5–12. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.04.01>.
4. Усатий О. П. Аналіз впливу ефективності окремих відсіків потужної парової турбіни на результати оптимізації теплової схеми турбоблоку / О. П. Усатий, Ю. В. Животченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХП», 2018. – № 11(1287). – С. 19–25. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.03.
5. Шерфедінов Р. Б. Впровадження оптимальних варіантів проточних частин ЦВТ та ЦСТ в теплову схему турбоагрегату К-540-23,5 / Р. Б. Шерфедінов, В. Л. Швецов, О. П. Усатий // Матеріали XXIII міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта». – 2023. – С. 204–206. – DOI: <https://doi.org/10.20535/2409-7160.2023.XXIII.281712>.
6. Box, G. E. P. Some New Three Level Designs for the Study of Quantitative Variables / G. E. P. Box, D. W. Behnken // *Technometrics*, 1960. – Vol. 2, No. 4. – P. 455–475. – DOI: <https://doi.org/10.2307/1266454>.
7. Усатий А. П. Всережимная многопараметрическая многокритериальная оптимизация проточной части турбин в интегрированном информационном пространстве : дис. ... д-р

техн. наук : 05.05.16 / Усатий Александр Павлович. – Харьков, 2012. – 418 с.

References (transliterated)

1. Verkhovna Rada Ukrainy [Verkhovna Rada of Ukraine] (2004), *Kyots'kyj protokol do Ramkovoyi konvenciyi Organizaciyi Ob'yednany'x Nacij pro zminu klimatu* [Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change], Access mode: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_801#Text (accessed 12 November 2023).
2. Sherfedinov R., Usatyi O., Avdieieva O. (2022), “Information and Mathematical Models of the Flow Part in the Problems of Optimal Design of a Turboblock”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1–2(9–10), pp. 32–39, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2022.01.04>.
3. Sherfedinov R., Usatyi O., Avdieva O., Daludin M., Yenin I. (2021), “Specific Features of the Replacement of the Available Flow Path by the Optimal Flow Path when Upgrading the Steam Turbine High-Pressure Cylinder”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 4(8), pp. 5–12, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.04.01>.
4. Usaty A. (2018), “Analyzing the Influence of the Efficiency of Individual Compartments of High-Power Steam Turbine on the Optimization Data of a Heat Flow Diagram of the Turbine Plant”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 11(1287), pp. 19–25, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2018.11.03>.
5. Sherfedinov R., Shvetsov V., Usatyi O. (2023), “Vprovadzheniya opty'mal'ny'x variantiv protochny'x chasty'n CzVT ta CzST v teplovu sxemu turboagregatu K-540-23,5 [Implementing optimal HPC and MPC flow part options into the thermal scheme of the K-540-23.5 turbine unit]”, *XXIII International scientific and technical conference “The Progressive Technics, Technology and Engineering Education”*, pp. 204–206, <https://doi.org/10.20535/2409-7160.2023.XXIII.281712>.
6. Box, G. E. P., Behnken D. W. (1960), “Some New Three Level Designs for the Study of Quantitative Variables”, *Technometrics*, vol. 2, no. 4, pp. 455–475, <https://doi.org/10.2307/1266454>.
7. Usaty, A. P. (2012), *Vserezhimnaya mnogoparametricheskaya mnogokriterialnaya optimizatsiya protochnoy chasti turbin v integrirovannom informatsionnom prostranstve* [Multi-mode multi-parameters multi-criterion optimization of the turbine flow path in the integrated information space], D. Sc. thesis, NTU “KhPI”, Kharkov, Ukraine.

Надійшла (received) 18.11.2023

Відомості про авторів /About the Authors

Шерфедінов Різа Бахтіярович (Sherfedinov Riza) – начальник конструкторського відділу теплових розрахунків та розрахунків на міцність АТ «Українські енергетичні машини», м. Харків, Україна; e-mail: rizasherfedinov@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5947-7802>.

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