

О. П. УСАТИЙ, А. П. КЛЬОБ

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМО ТА ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПОШКОДЖЕНИХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ПАРОВИХ ТУРБІН

Складний стан енергосистеми України, викликаний пошкодженням енергогенеруючого обладнання багатьох теплових електростанцій характеризується значним дефіцитом електроенергії власного виробництва. Ступінь пошкодження проточних частин енергетичних парових турбін характеризується різноманітністю щодо місця пошкодження і його масштабу. Серед пошкоджених турбін є і такі, що за умови проведення профілактичних ремонтних робіт можуть бути використані в процесі генерації електроенергії при більш низьких навантаженнях. Для оцінки можливості використання, а також оцінки необхідного рівня зниження навантаження для таких турбін отримала подальше удосконалення математична модель термо та газодинамічних процесів в проточних частинах. На базі удосконаленої математичної моделі та розроблених алгоритмів виконані тестові розрахунки проточної частини циліндру високого тиску парової турбіни К-310-240 з моделюванням різних варіантів пошкоженості, а саме відсутності соплових та/чи робочих решіток в декількох ступенях одночасно. Проведені розрахункові дослідження дозволили оцінити вплив на можливість та ступінь раціональності подальшої роботи циліндру турбіни та визначити рівень його навантаження в залежності від варіанту пошкоженості проточної частини.

Ключові слова: математична модель, парова турбіна, пошкоджені соплові і робочі лопатки, проточна частина, ККД.

O. USATYI, A. KLOB

MATHEMATICAL MODELING AND COMPUTATIONAL RESEARCH OF THERMO- AND GAS-DYNAMIC PROCESSES IN DAMAGED FLOW PARTS OF STEAM TURBINES

The difficult state of the Ukrainian power system, caused by damage to the power generating equipment of many thermal power plants, is characterized by a significant deficit of domestically produced electricity. The degree of damage to the flow parts of power steam turbines is characterized by diversity in terms of the location of the damage and its scale. Among the damaged turbines, there are some that, subject to preventive repair work, can be used in the process of generating electricity at lower loads. To assess the possibility of use, as well as to assess the required level of load reduction for such turbines, the mathematical model of thermo and gas-dynamic processes in the flow parts has been further improved. Based on the improved mathematical model and developed algorithms, test calculations of the flow part of the high-pressure cylinder of the K-310-240 steam turbine were performed with modeling of various damage variants, namely the absence of nozzle and/or working grids in several stages simultaneously. The conducted computational studies allowed us to assess the impact on the possibility and degree of rationality of further operation of the turbine cylinder and determine the level of its load depending on the variant of damage to the flow part.

Key words: mathematical model, steam turbine, damaged nozzle and working blades, flow part, and the efficiency factor.

Вступ

В вітчизняній енергетиці відомий позитивний досвід експлуатації парових турбін без соплової та робочої решіток останнього ступеня. Зокрема в роботі [1] досліджуються умови експлуатації турбіни Т-250/300-23,5 з демонтованим останнім ступенем циліндра низького тиску (ЦНТ). В даному випадку такі операції виконуються з метою зменшення вентиляційної потужності ЦНТ при роботі з пониженим навантаженням в конденсаційному режимі, та при роботі в теплофікаційному режимі. В статті містяться посилання на роботи інших авторів з аналогічними дослідженнями роботи турбіни К-310-23,5 без останнього ступеня. За декілька років експлуатації технологічних порушень та аварійних подій не виявлено.

Також відомі декілька робіт, присвячених створенню та удосконаленню математичної моделі термо та газодинамічних процесів в проточній частині багатоступеневих турбін, що дозволило оцінювати роботоздатність ЦВТ, як без робочих лопаток останнього ступеня [2] – [4], так і без робочих решіток проміжних ступенів [5].

Слід також зазначити, що більшість наукових

праць присвячені вивченню причин руйнації робочих лопаток ступенів турбіни в процесі експлуатації.

Наприклад, в роботі [6] досліджуються причини руйнування лопаток турбіни останнього ступеня, яке сталося на двох блоках потужністю 660 МВт. Ці блоки мають одну турбіну високого тиску та дві тандемні турбіни низького тиску з лопатками останнього ступеня діаметром 44 дюйми. Лопатки, що вийшли з ладу, знаходилися в частині низького тиску. Лопатки, що вийшли з ладу, мали тріщини в зоні кореневих перетинів, які починалися на вихідній кромці з увігнутої сторони профіля лопатки. Лабораторна оцінка розтріскування вказує на те, що механізмом руйнування є багатоциклова втома. Було проведено оцінку руйнування лопаток на останньому етапі. Дослідження включало металографічний аналіз тріснутих лопаток, випробування та аналіз власної частоти, аналіз напружень лопаток, аналіз робочих параметрів установки та історії подій, аналіз механіки руйнування та поширення тріщин. У цій статті наведено огляд дослідження цього руйнування, яке призвело до виявлення крутильних коливань лопаток поблизу 120 Гц та деяких періодів роботи

з низьким навантаженням та низьким вакуумом як основного внеску у спостережуване руйнування. В такому випадку парове навантаження навіть низького рівня може бути небезпечним для конструкції робочої лопатки, що піддається нелінійним і резонансним умовам, які в основному виникають під час перехідних режимів. Такі випадки також можуть призвести до аварійної руйнації робочих лопаток. Результати дослідження можуть бути корисними для прогнозування терміну безпечної експлуатації до моменту виходу з ладу лопаток ступенів турбіни.

В статті [7] представлено чисельне моделювання тривимірного турбулентного потоку та теплопередачі в решітках лопаток турбіни. Для замикання системи усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса використовуються двопараметричні моделі турбулентності сімейства $k-\omega$, низькорейнольдсова версія моделі Вілкокса та SST-модель Ментера. Числові розв'язки отримані на детальних сітках (понад мільйон комірок) з використанням коду скінченного об'єму другого порядку точності. Показано, що прогнозована структура потоку та локальна теплопередача на торцевій стінці дуже чутливі до вибору моделі турбулентності, особливо у випадку товстого приграничного шару на вході в решітку. Загалом, використання моделі Ментера дозволяє добре відтворювати складні вихрові структури потоку в решітках, а також локальні та інтегральні характеристики втрати повного тиску. Локальна теплопередача на торцевій стінці прогнозується адекватно. Результати можуть бути адаптовані для аналізу турбін із пошкодженими ступенями.

Дослідження [8] присвячені впливу осьового та радіального зміщень ротора, що може викликати вібрації валу і робочих лопаток під час роботи. Для оцінки вібрації використовувалася спеціальна система моніторингу та датчики близькості, які є важливими для контролю цих вібрацій. Високі вібрації впливають на продуктивність турбіни, збільшуючи ризик виникнення несправностей та скорочують термін її експлуатації, а також створюють ризики для експлуатаційного та обслуговуючого персоналу. Посилені вібрації в опорних опорах підшипників свідчать про основні проблеми з нормальною роботою машини. Як наслідок, можуть бути спричинені такі проблеми, як дисбаланс ротора, перекіс муфт, механічна нещільність, руйнування матеріалу та вигин валу. У цьому дослідженні компанією *Bentley Nevada* встановлено новітню перевірену в польових умовах автоматичну систему збору даних для діагностики обертового обладнання (*ADRE 408*) для дослідження першопричини високої вібрації. Ця передова діагностична система сприяє комплексній оцінці, що дозволяє нам ефективно виявляти та усувати основні проблеми. Отже, поточне дослідження включає

ретельну діагностику основних проблем для зменшення ризиків високих вібрацій у паровій турбіні, а також стратегічне планування технічного обслуговування та коригувальні дії.

Наукові дослідження, які допомагають визначити і прогнозувати виникнення можливих пошкоджень та поломок робочих лопаток парових турбін можуть бути корисними і при подальшому їх використанні для оцінки можливості роботи таких турбін без робочих лопаток, та умов роботи решти ступенів при зміні їх навантажень.

Аналізуючи можливості удосконалених математичних моделей, наведених в роботах [2] – [5] можна зробити висновок, що для подальшого розширення їх можливостей щодо врахування незалежної оцінки відсутності в проточній частині турбіни не тільки робочих лопаток різних ступенів [5], а і соплових лопаток.

В даному дослідженні наведені удосконалена математична модель термо та газодинамічних процесів в проточній частині турбіни, в якій відсутні ряд соплових і робочих решіток та результати відповідних тестових розрахункових досліджень проточної частини циліндру високого тиску парової турбіни K-310-240 з моделюванням різних варіантів пошкодженості, а саме відсутності соплових та/чи робочих решіток в декількох ступенях одночасно.

Мета роботи

Метою роботи є удосконалення математичної моделі термо та газодинамічних процесів в багатоступеневих турбінах [5] та розширення її можливостей до здатності визначати ефективність, потужність та інші характеристики парових турбін за якими можна оцінити можливість та доцільність подальшого їх використання після аварійного руйнування робочих та соплових лопаток частини її ступенів.

Виклад основного матеріалу

Для кращого розуміння суті удосконалення математичної моделі [5], наведемо основні залежності, які пов'язані з розширенням її можливостей і забезпечують формування нев'язки для масової витрати робочого тіла, що проходить через кільцевий простір, в якому була розташована соплова решітка.

Масова витрата пари, що проходить через кільцевий простір, в якому була розташована соплова решітка, розраховується з використанням наступної послідовності визначення відповідних параметрів:

По перше, при розрахунку параметрів пари на виході із кільцевого простору де була розташована

відсутня соплова решітка, визначається швидкість пари відповідно до наступної залежності:

$$C_{1(j)} = C_{2(j-1)} \exp(Z_{1(j)}) \quad (1)$$

і значення теоретичної швидкості виходу пари із кільцевого простору

$$C_{1(j)t} = \frac{C_{1(j)}}{\Phi_{(j)}}, \quad (2)$$

де j – номер ступеня в якому відсутня соплова решітка;

\exp – функція експоненти;

$C_{2(j-1)}$ – значення початкового наближення

швидкості $C_{1(j)}$, яке приймається рівним значенню абсолютній швидкості виходу з робочої решітки попереднього ступеня;

$Z_{1(j)}$ – параметр управління, значення якого генерується алгоритмом сполучених градієнтів Флетчера-Рівза із умови мінімізації суми квадратів нев'язок при розв'язанні системи рівнянь течії робочого тіла через проточну частину турбіни;

$\Phi_{(j)}$ – коефіцієнт швидкості, який враховує зменшення швидкості пари при її проходженні через кільцевий простір де була розташована відсутня соплова решітка. В першому наближенні приймаємо, що $\Phi_{(j)} = 1,0$.

Далі визначаємо значення наступних параметрів:

– кутів потоку в абсолютному і відносному рухах:

$$\alpha_{1(j)} = 180^\circ - \alpha_{2(j-1)}, \quad (3)$$

$$\beta_{1(j)} = 180^\circ - \beta_{2(j-1)}; \quad (4)$$

– швидкості у відносному русі:

$$w_{1(j)} = w_{2(j-1)}; \quad (5)$$

– повної ентальпії та ентропії пари перед кільцевим простором де розташовувалася відсутня соплова решітка:

$$\bar{h}_{0(j)} = \bar{h}_{2(j-1)}, \quad (6)$$

$$S_{0(j)} = S_{2(j-1)}; \quad (7)$$

– статичного тиску пари за кільцевим простором де розташовувалася відсутня соплова решітка:

$$P_{1(j)} = P_{2(j-1)}; \quad (8)$$

– теоретичної і дійсної ентальпії пари за кільцевим простором де розташовувалася відсутня соплова решітка:

$$h_{1(j)t} = \bar{h}_{0(j)} - 0,5C_{1(j)t}C_{1(j)t}, \quad (9)$$

$$h_{1(j)} = \bar{h}_{0(j)} - 0,5C_{1(j)}C_{1(j)}; \quad (10)$$

– ентропії та густини пари за кільцевим простором де розташовувалася відсутня соплова решітка:

$$S_{1(j)} = f_S(p_{1(j)}, h_{1(j)}), \quad (11)$$

$$\rho_{1(j)} = f_\rho(p_{1(j)}, h_{1(j)}). \quad (12)$$

Наступним кроком розраховуємо значення нев'язки масової витрати пари через кільцевий простір де була розташована відсутня соплова решітка:

$$\Delta_{g1(j)} = \frac{G_{1(j)} - \rho_{1(j)}C_{1z(j)}(F_{1(j)} + \Delta F_{1(j)})}{G_{in}}, \quad (13)$$

де $G_{1(j)}$ – розраховане в попередній ітерації значення масової витрати пари через кільцевий простір де була розташована відсутня соплова решітка;

$C_{1z(j)}$ – осьова складова абсолютної швидкості виходу пари з кільцевого простору;

$F_{1(j)}$ – значення торцевої (кільцевої) площі на виході з кільцевого простору, яке визначається за висотою соплових лопаток;

$\Delta F_{1(j)}$ – збільшення вихідної площі в перетині за кільцевим простором за рахунок відсутності обойми та відповідної зміни форми обводів.

G_{in} – задане значення масової витрати пари на вході в турбіну.

Аналогічні розрахунки проводяться і для решіт соплових та робочих решіток, для яких визначаються відповідні нев'язки масової витрати пари [2] – [5].

В результаті для багатоступеневої ПЧ формується система рівнянь виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{g1(j)}(G, C_{1(j)}) = 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j)}) = 0; (j = 1); \\ \Delta_{g1(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j-1)}) = 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j)}) = 0; (j = 2); \\ \dots\dots\dots \\ \Delta_{g1(n)}(G, C_{1(n)}, W_{2(n-1)}) = 0; \\ \Delta_{g2(n)}(G, C_{1(n)}, W_{2(n)}) = 0; (j = n); \\ (j = 1, \dots, n); \\ \Delta_h \left(G, C_{1(n)}, C_{1(n-1)}, \dots, C_{1(1)}, \right. \\ \left. W_{2(n)}, W_{2(n-1)}, \dots, W_{2(1)} \right) = 0, \end{array} \right. \quad (14)$$

де n – кількість ступенів.

Розв'язання системи (14) відбувається з використанням чисельного методу сполучених градієнтів Флетчера-Рівза.

Таким чином, розглянуте удосконалення та розширення можливостей математичної моделі [5] дозволяє моделювати термо та газодинамічні процеси в проточній частині багатоступеневих турбін, як при відсутності робочих решіток, так і при відсутності соплових решіток окремих ступенів. При цьому відсутні соплові і робочі решітки можуть відноситися, як до одного ступеня, так і до різних,

тобто відсутні соплові решітки можуть бути у одних ступенів, а відсутні робочі решітки у інших.

Розглянута удосконалена математична модель була інтегрована в програмний комплекс *TOP* (*TurboOptProject*), який розробляється та удосконалюється на кафедрі Турбінобудування НТУ «ХП». На рис. 1 наведено скрин діалогового вікна програмного комплексу *TOP* в момент вибору варіанту розрахунку проточної частини ЦВТ турбіни К-310-23,5 (з сопловою решіткою чи без неї для 4-го ступеню ЦВТ).

В табл. 1 наведені інтегральні показники ЦВТ К-310-23,5 для різних варіантів наявності чи відсу-

тності соплових чи/і робочих решіток у різних ступенів ЦВТ. В табл. 1 і далі варіанти проточних частин позначаються наступним чином: знак «-» означає відсутність, число після знаку «-» означає номер ступеню в якому відсутня соплова (буква «С»), або робоча (буква «Р») решітки. В табл. 2 – 5 наведені основні показники ступенів ЦВТ для розрахованих варіантів «пошкодження» проточної частини.

На рис. 2 – 8 наведені h - S діаграми процесу розширення пари в ЦВТ та трикутники швидкостей для деяких варіантів «пошкодження» проточної частини.

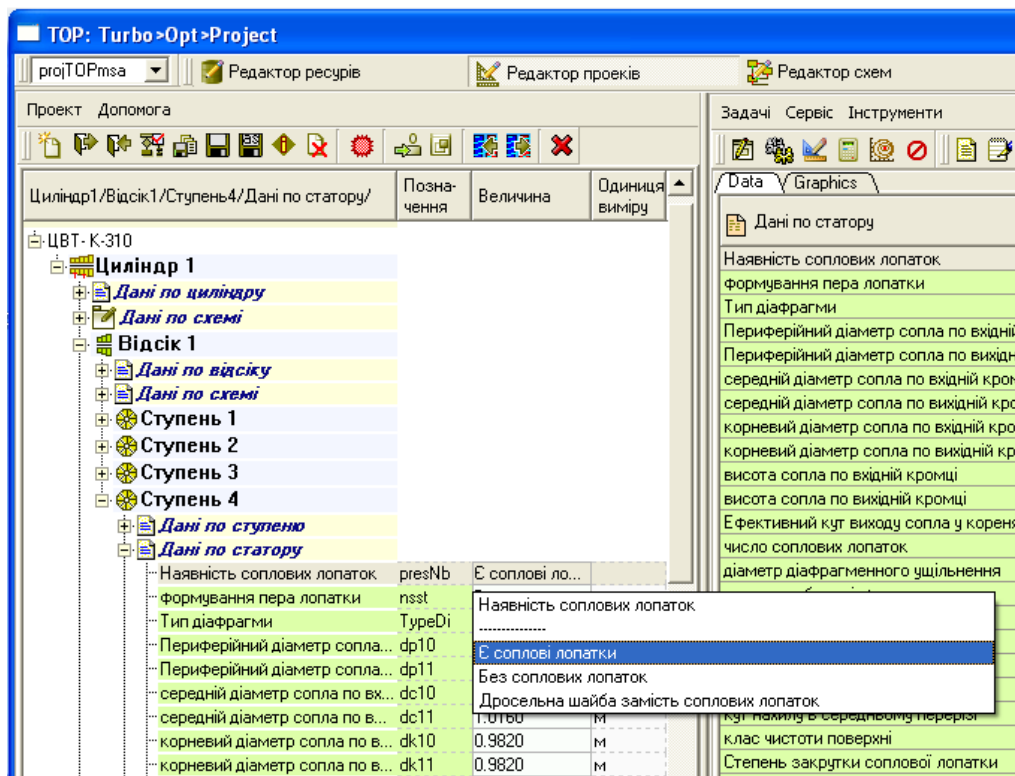


Рис. 1 – Скрин діалогового вікна програмного комплексу *TOP* в момент вибору варіанту розрахунку проточної частини ЦВТ турбіни К-310-23,5 (з сопловою решіткою чи без неї для 4-го ступеня ЦВТ)

Таблиця 1 – Інтегральні показники ЦВТ турбіни К-310-23,5

Варіанти ЦВТ	N_t , кВт	η_{oi} , %	G_{in} , кг/с
Вихідний	100210,11	83,14	294,329
-2С, -4Р	92384,14	54,96	337,07
-3С, -5Р	96124,67	62,73	321,34
-4С, -8Р	83022,21	64,46	305,41
-3Р, -5С	93192,98	58,68	315,67
-4С, -5Р	92766,12	61,52	312,49
-2Р, -5С, -7Р	92831,28	49,61	326,78
-7С, -3Р	93080,29	61,25	310,55
-5С, -5Р	93845,90	74,43	298,24
-2С, -2Р, -8С, -8Р	100775,91	70,92	325,68
-4С, -2С, -2Р, -8С, -8Р	99905,08	63,39	355,62

Таблиця 2 – Внутрішній відносний ККД ступенів (η_{oi} , %)

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	75,655	81,942	82,719	83,258	81,931	93,347	79,880	87,792
-2С, -4Р	72,205	-15,802	75,754	-1,165	61,312	81,133	73,756	83,476
-3С, -5Р	71,514	73,652	-53,973	79,161	-0,894	76,860	73,439	81,705
-4С, -8Р	68,731	75,795	77,448	-44,514	76,243	84,720	74,827	-0,622
-3Р, -5С	70,313	76,685	-1,277	75,060	-60,051	80,557	73,827	81,753
-4С, -5Р	69,772	77,043	75,138	-34,660	-0,954	75,828	73,344	81,741
-2Р, -5С, -7Р	71,872	-1,605	74,642	72,617	-62,742	80,890	-0,642	79,548
-7С, -3Р	69,488	76,792	-1,263	74,235	74,711	83,477	-51,618	80,765
-5С, -5Р	67,667	74,271	76,490	78,210	0,000	74,952	73,525	81,427
-2С, -2Р, -8С, -8Р	67,806	0,000	65,600	73,633	73,412	83,250	73,087	0,000
-4С, -2С, -2Р, -8С, -8Р	51,741	0,000	69,796	-38,408	75,957	80,626	69,668	0,000

Таблиця 3 – Потужність ступенів (N_e , кВт)

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	12099,71	12576,30	12993,87	13744,98	12221,67	13077,58	11406,53	12089,48
-2С, -4Р	20117,13	-882,26	19388,01	-415,99	13877,61	13895,25	12379,49	14024,89
-3С, -5Р	16099,08	18474,87	-1633,98	18421,46	-203,54	15445,26	13776,46	15745,06
-4С, -8Р	12995,03	14807,07	17277,63	-1298,25	12611,78	14011,63	12710,93	-93,63
-3Р, -5С	14917,07	17691,25	-391,25	19828,32	-2109,00	14681,86	13391,86	15182,86
-4С, -5Р	14291,33	16922,88	20728,79	-1470,13	-202,96	14791,59	13025,30	14679,30
-2Р, -5С, -7Р	17245,97	-456,89	18466,96	22298,75	-2280,15	19990,84	-183,27	17749,07
-7С, -3Р	13920,77	16275,27	-316,95	16285,45	15160,36	18757,90	-1527,88	14525,37
-5С, -5Р	11811,01	13134,05	14611,23	17575,20	0,00	12768,20	11405,30	12540,92
-2С, -2Р, -8С, -8Р	17034,22	0,00	13696,46	15697,95	15179,78	18817,69	20349,82	0,00
-4С, -2С, -2Р, -8С, -8Р	16244,79	0,00	20602,34	-1914,12	17650,00	21930,42	25391,66	0,00

Таблиця 4 – Найвищий перепад ентальпій ступенів (H_0 , кДж/кг)

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	54,338	55,286	56,160	58,731	52,775	50,511	50,208	51,584
-2С, -4Р	82,657	16,426	79,295	109,298	67,127	57,858	56,574	60,569
-3С, -5Р	70,055	81,734	9,697	76,816	72,607	63,604	59,782	65,740
-4С, -8Р	61,908	67,463	75,877	9,789	57,015	57,355	57,383	54,158
-8С, -5Р	67,206	76,387	99,520	83,685	8,080	59,995	59,137	64,489
-4С, -5Р	65,548	73,597	90,390	13,575	71,694	63,459	58,180	63,036
-2Р, -5С, -7Р	73,429	90,505	75,711	95,530	11,091	78,729	88,433	72,551
-7С, -3Р	64,509	71,623	83,267	70,645	66,898	75,857	9,659	63,200
-5С, -5Р	58,525	62,890	67,018	78,125	4,870	58,080	53,756	56,853
-2С, -2Р, -8С, -8Р	77,137	4,746	64,071	68,641	65,742	73,036	86,489	6,811
-4С, -2С, -2Р, -8С, -8Р	88,286	4,518	83,049	14,638	71,045	81,169	105,391	10,173

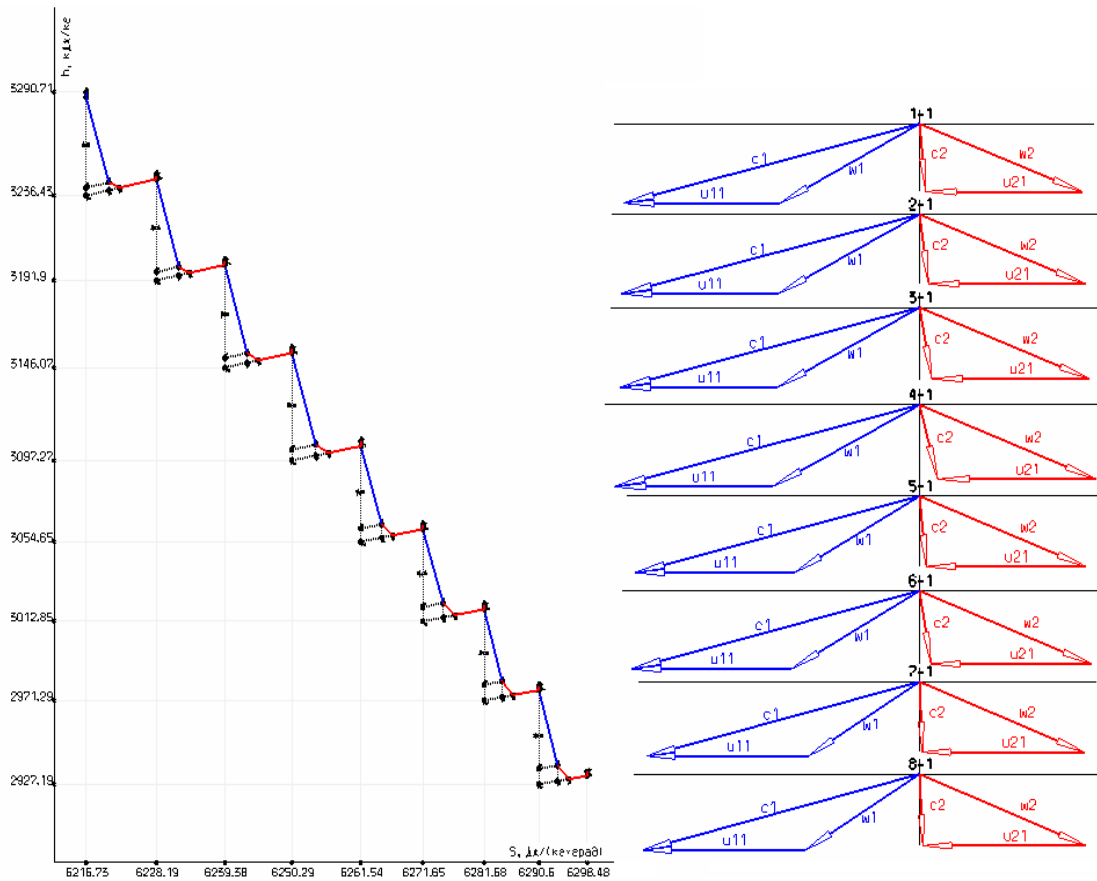


Рис. 2 – h - S діаграма та трикутники швидкостей вихідного варіанту ЦВТ турбіни К-310-23,5

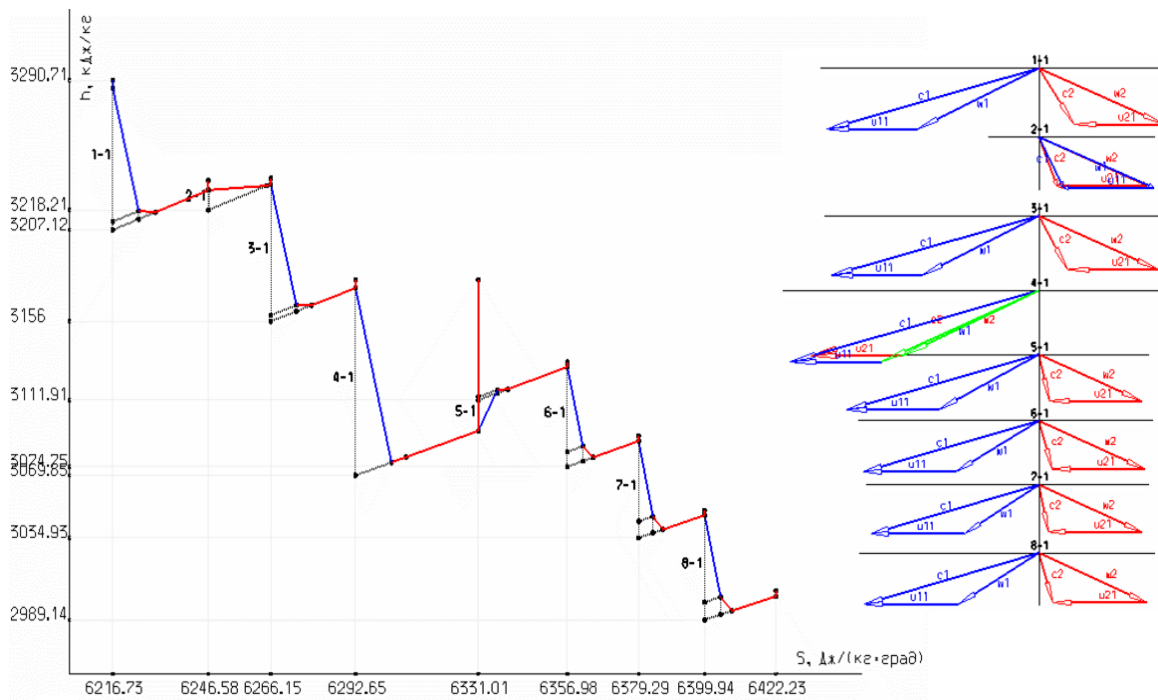


Рис. 3 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту «-2С, -4Р» ЦВТ турбіни К-310-23,5 без соплових лопаток 2-го ступеня і без робочих лопаток 4-го ступеня

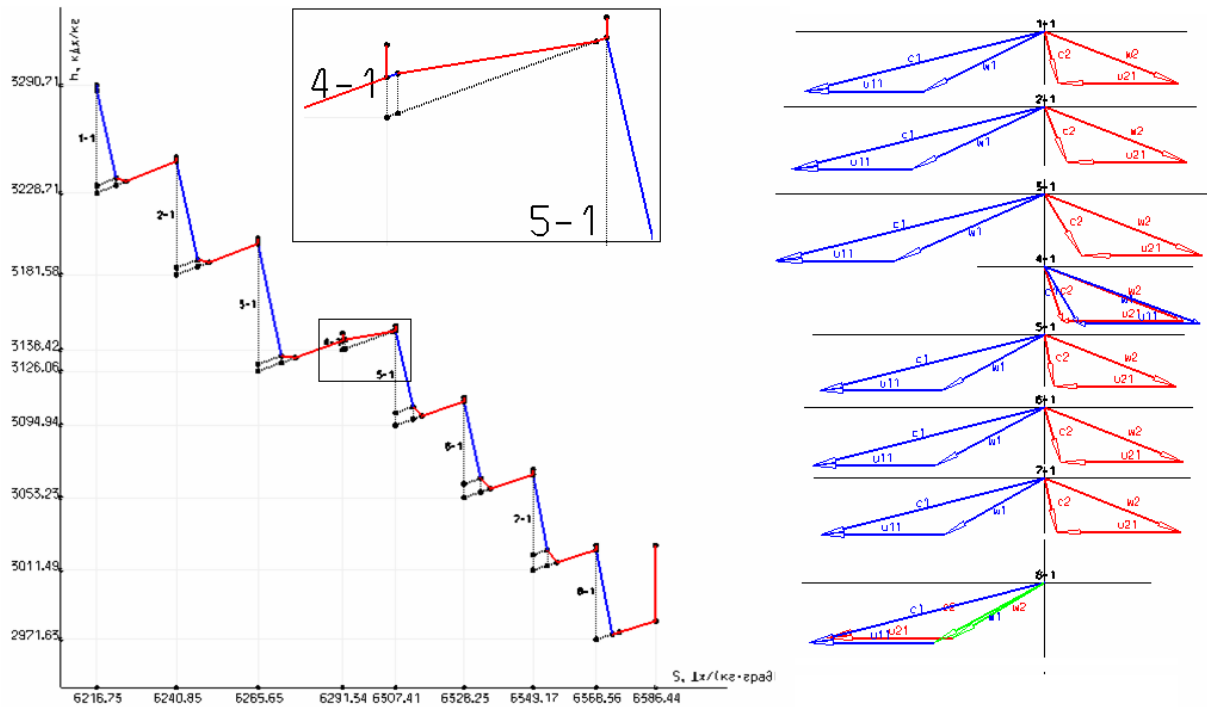


Рис. 4 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту «-4C, -8P» ЦВТ турбіни К-310-23,5 без соплових лопаток 4-го ступеня і без робочих лопаток 8-го ступеня

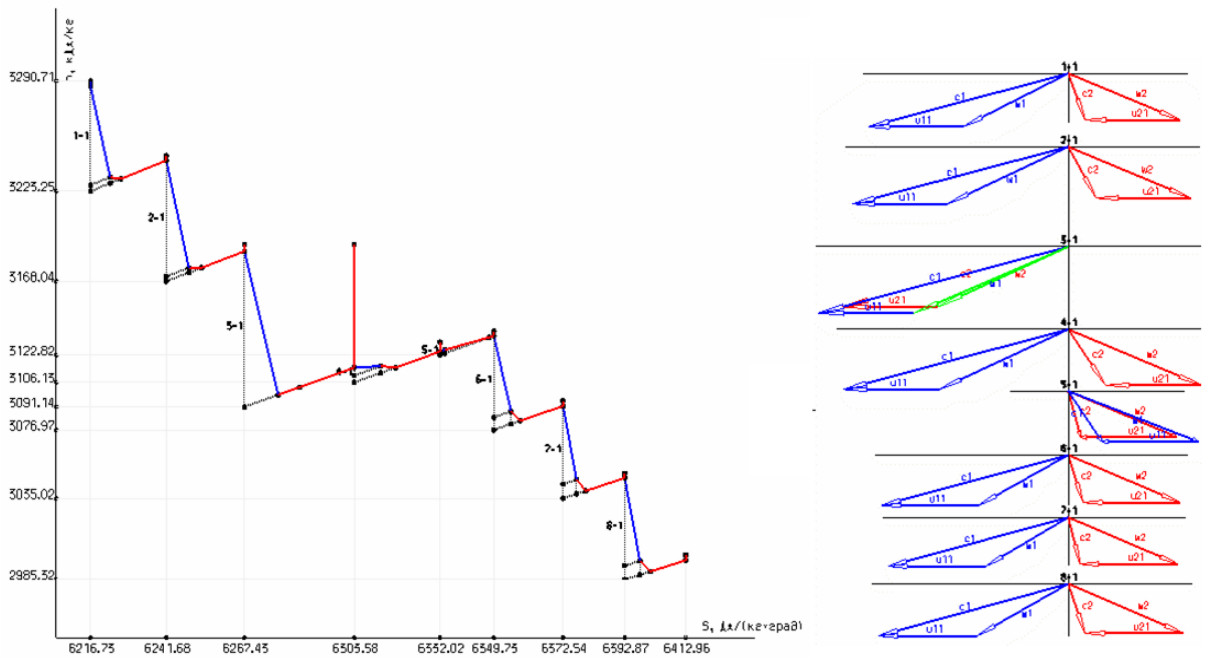


Рис. 5 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту «-3P, -5C» ЦВТ турбіни К-310-23,5 без робочих лопаток 3-го ступеня і соплових лопаток 5-го ступеня

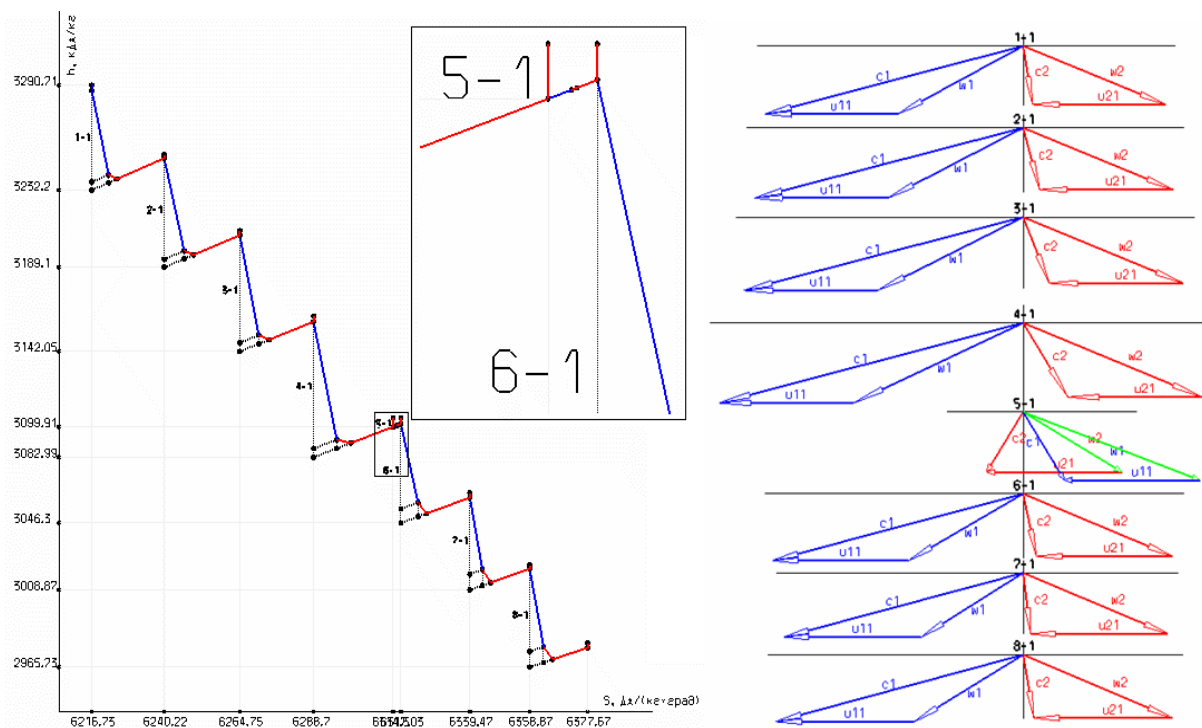


Рис. 6 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту «-5С, -5Р» ЦВТ турбіни К-310-23,5 без соплових і робочих лопаток 5-го ступеня

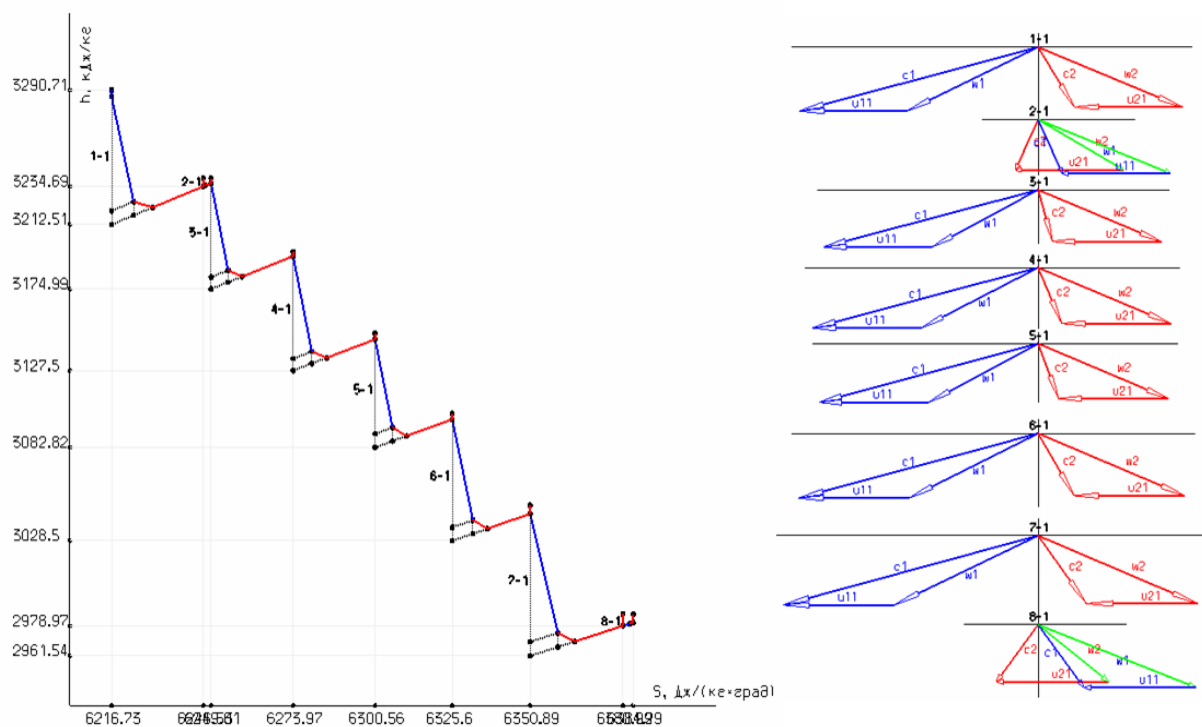


Рис. 7 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту «-2С, -2Р, -8С, -8Р» ЦВТ турбіни К-310-23,5 без 2-го і 8-го ступенів

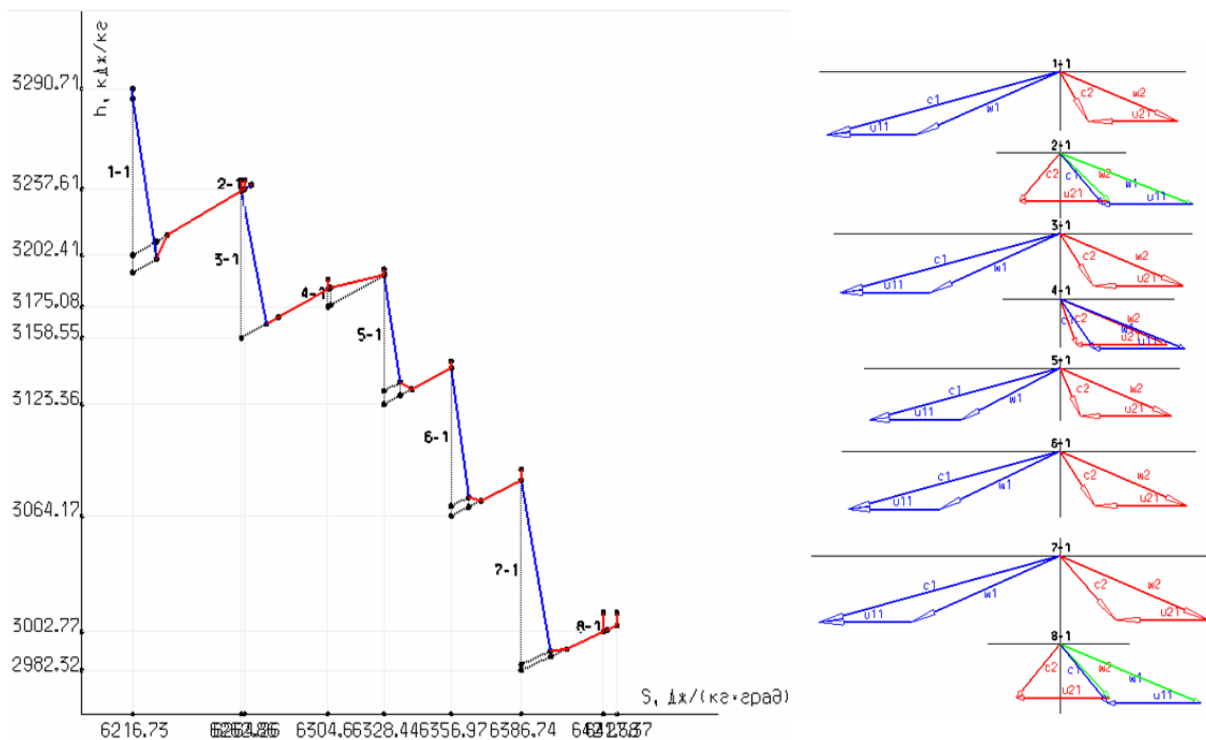


Рис. 8 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту «-4С, -2С, -2Р, -8С, -8Р» ЦВТ турбіни К-310-23,5 без соплових лопаток 4-го ступеню та без 2-го і 8-го ступенів

Таблиця 5 – Степені реактивності ступенів ρ

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	0,0768	0,0802	0,0910	0,0961	0,1296	0,0681	0,1649	0,1600
-2С, -4Р	0,0439	1,0000	0,0366	0,0000	0,0342	0,0781	0,1450	0,1362
-3С, -5Р	0,0379	0,0049	1,0000	0,0523	0,0000	0,1097	0,1393	0,1207
-4С, -8Р	0,0666	0,0546	0,0434	1,0000	0,1201	0,0749	0,1463	0,0000
-3Р, -5С	0,0110	-0,0171	0,0000	-0,0227	1,0000	0,0331	0,0483	0,0160
-4С, -5Р	0,0568	0,0428	0,0170	1,0000	0,0000	0,1100	0,1440	0,1284
-2Р, -5С, -7Р	0,0317	0,0000	0,0397	0,0174	1,0000	0,0348	0,0000	0,1085
-7С, -3Р	0,0593	0,0447	0,0000	0,0675	0,0908	0,0332	1,0000	0,1270
-5С, -5Р	0,0776	0,0682	0,0670	0,0526	0,0000	0,1288	0,1578	0,1471
-2С, -2Р, -8С, -8Р	0,0891	0,0000	0,1205	0,0927	0,1120	0,0487	0,0813	0,0000
-4С, -2С, -2Р, -8С, -8Р	-0,1055	0,0000	-0,0636	1,0000	0,0901	0,0251	0,0150	0,0000

Обговорення результатів

Аналіз отриманих результатів показує, що проведене удосконалення математичної моделі термо та газодинамічних процесів в проточній частині багатоступеневій паровій турбіні дозволяє оцінювати вплив на основні інтегральні показники якості проточних частин з найрізноманітнішими варіантами «пошкоджень».

Із таблиці 1 видно наявність суттєвого впливу на потужність, ККД і величину масової витрати пари через проточну частину варіанту «пошкодження». Очевидним є той факт, що вихідний варіант ПЧ (без «пошкоджень») має найкращі показ-

ники ($N_{\text{п}} = 100210,11$ кВт, 83,14%), при майже мінімальному значенні масової витрати пари ($G_{\text{in}} = 294,329$ кг/с). В той же час усі інші варіанти проточної частини (з «пошкодженнями») мають суттєве зниження ККД (від 49,61% до 74,69%) і потужності (від 83022,21 кВт до 100775,91 кВт). При цьому, слід відмітити суттєвий вплив «пошкоджень» на пропускну здатність проточної частини, що забезпечує можливість отримання варіантів ПЧ, в яких зростання чи падіння потужності не співпадає зі зростанням чи падінням ККД. Так, наприклад, варіант проточної частини «-2Р, -5С, -7Р» має ККД 49,61% і потужність 92831,28 кВт, а варіант «-4С, -8Р» має більш високе значення

ККД 64,46 % і при цьому має меншу потужність, а саме 83022,21 кВт. Порівнюючи масові витрати пари для вказаних варіантів «пошкоджень» бачимо, що у першого варіанту $G_{in} = 326,78$ кг/с, а у другого $G_{in} = 305,41$ кг/с. В загалі усі «пошкодження» проточної частини призвели до збільшення пропускної здатності проточної частини та відповідно масової витрати пари (див. табл. 1).

Аналізуючи значення значущих характеристик ступенів (табл. 2 – 5) бачимо, що для варіантів «пошкодження», в окремих ступенях яких відсутні тільки робочі лопатки виникають не великі від'ємні значення ККД і потужності таких ступенів. Абсолютні значення таких потужностей близькі до рівня ротаційних втрат цих ступенів. Більш суттєві від'ємні значення ККД і потужностей «пошкоджених» ступенів виникають в випадку відсутності соплових решіток. Такі випадки характеризуються натіканням пари на робочі решітки з великими кутами атаки, часто в напрямку протилежному напрямку обертання ротора турбіни. Це призводить до більш суттєвого зменшення ККД аж до його від'ємних значень і відповідних втрат потужності ступеня та турбіни в цілому. Поглинання потужності такими ступенями призводить до підвищення ентальпії пари на виході із таких ступенів, наприклад, варіант «-4С, -8Р» (рис. 4).

Аналізуючи дані з табл. 4 бачимо, що «пошкодження» призводять до суттєвого перерозподілу наявної різниці ентальпій між ступенями турбіни і відповідно значень тиску та температури між ступенями. Даний факт потребує уважного розгляду параметрів пари в місцях відборів для регенеративного підігріву живильної води та проведення контрольних розрахунків теплової схеми. Крім цього потрібні додаткові дослідження щодо міцності та вібраційної надійності основних деталей проточних частин «пошкоджених» турбін.

Більш детальний опис впливу відсутності робочих лопаток у «пошкоджених» ступенях можна знайти в роботі [5].

Висновки

1 Удосконалена математична модель термо та газодинамічних процесів в багатоступеневих турбінах та розширені її можливості до здатності визначати ефективність, потужність та інші характеристики парових турбін за якими можна оцінити можливість і доцільність подальшого їх використання після аварійного «пошкодження» соплових та/або робочих лопаток частини її ступенів.

2 Проведені розрахункові дослідження щодо оцінки впливу на ефективність, потужність, пропускну здатність проточної частини без соплових та/або робочих лопаток, як для різних ступенів, так і для одного конкретного ступеня.

3 Підтверджена надійна робота програмного забезпечення, в якому реалізована удосконалена математична модель термо та газодинамічних процесів в «пошкоджених» проточних частинах парових турбін.

4 Провести додаткові оптимізаційні дослідження щодо визначення оптимальних геометричних параметрів не пошкоджених соплових і робочих решіток.

Список літератури

1. Слабченко О. Н. Оценка эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23,5 Харьковской ТЭЦ-5 / О. Н. Слабченко, М. В. Зайцев, А. Ю. Козлоков, А. Д. Золотухин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2009. – № 3(13–14). – С. 41–48. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line).
2. Усатий О. П. Математична модель термо та газодинамічних процесів в турбіні без частини соплових та/або робочих решіток / О. П. Усатий, А. П. Кльоб // Міжнародна мультидисциплінарна наукова інтернет-конференція «Світ наукових досліджень. Випуск 18». м. Тернопіль (Україна) – м. Переворськ (Польща), 20–21 квітня 2023 р. – URL: <http://www.economy-confer.com.ua/full-article/4467/> (дата звернення 05.04.2024). – ISSN 2786-6823 (print).
3. Усатий О. П. Пошук можливих конструктивних рішень для продовження експлуатації ЦВТ потужної турбіни АЕС після пошкодження лопаток ротора / О. П. Усатий, О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2023. – № 1–2(13–14). – С. 5–10. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.01>.
4. Chernousenko O. Changes in the thermal and stress-strain state of the HPC rotor of a powerful NPP turbine after the blades damage / O. Chernousenko, V. Peshko, O. Usatyi // Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia. – 2023. – Т. 26, № 3. – PP. 15–27. – ISSN 2709-2984. – DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2023.03.015>.
5. Усатий О. П. Подальше удосконалення математичної моделі термо та газодинамічних процесів в турбіні без робочих лопаток частини ступенів / О. П. Усатий, А. П. Кльоб // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2024. – № 1(17). – С. 11–20. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2024.01.02>.
6. Mazur Z. Steam turbine blade failure analysis / Z. Mazur, R. Garcia-Illescas, J. Aguirre-Romano, N. Perez-Rodriguez // Engineering Failure Analysis. – 2008. – Vol. 15, Is. 1–2. – PP. 129–141. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2006.11.018>.
7. Shulzhenko M. H. Vibrational stresses of damaged steam turbine blades after renovation repair / M. H. Shulzhenko, A. S. Olkhovskiy // Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia. – 2021. – Vol. 24, No. 1. – PP. 42–52. – DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2021.01.042>.
8. Ali Z. Investigation of High Vibration Phenomena in Steam Turbine: An Experimental Exploration into Root Causes and Material Analysis / Z. Ali, Z. Abbas, S. Abbas // Advanced Materials & Sustainable Manufacturing. – 2024. – No. 1(2), 10007. – DOI: <https://doi.org/10.35534/amsm.2024.10007>.

References (transliterated)

1. Slabchenko O. N., Zaycev M. V., Kozlovok A. U., Zolotuhin A. D. (2009), "Ocenka jeffektivnosti raboty CND turbiny T-250/300-23,5 Har'kovskoj TJeC-5 [Estimation of LPC Efficiency

- cy of the T-250/300-23.5 Turbine of the Kharkov HPP-5]”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 41–48, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
2. Usatyi O., Klob A. (2023), “Matematychna model termo ta gazodynamichnyh procesiv v turbini bez chastyny soplovyh ta/abo robochyh reshitok [Mathematical model of thermo and gas dynamic processes in a turbine without part of the nozzle and/or working grids]”, *International Multidisciplinary Scientific Internet Conference “World of scientific research. Issue 18. Ternopil (Ukraine) – Perevorsk (Poland), April 20–21, 2023*, ISSN 2786-6823 (print), Access mode: <http://www.economy-confer.com.ua/full-article/4467/> (accessed 05 April 2024).
 3. Usatyi O., Chernousenko O., Peshko V. (2023), “Searching for Possible Design Solutions to Extend the Service Life of the HPC of a Powerful NPP Turbine after Damage to the Rotor Blades”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1–2(13–14), pp. 5–10, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.01>.
 4. Chernousenko O., Peshko V., Usatyi O. (2023), “Changes in the thermal and stress-strain state of the HPC rotor of a powerful NPP turbine after the blades damage”, *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*, vol. 26, no. 3, pp. 15–27, ISSN 2709-2984, <https://doi.org/10.15407/pmach2023.03.015>.
 5. Usatyi O., Klob A. (2024), “Further Improvement of the Mathematical Model of Thermo and Gas-Dynamic Processes in a Turbine without Working Blades of Some Stages”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1(17), pp. 11–20, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2024.01.02>.
 6. Mazur Z., Garcia-Illescas R., Aguirre-Romano J., Perez-Rodriguez N. (2008), “Steam turbine blade failure analysis”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 15, is. 1–2, pp. 129–141, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2006.11.018>.
 7. Shulzhenko M. H., Olkhovskiy A. S. (2021), “Vibrational stresses of damaged steam turbine blades after renovation repair”, *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*, vol. 24, no. 1, pp. 42–52, <https://doi.org/10.15407/pmach2021.01.042>.
 8. Ali Z., Abbas Z., Abbas S. (2021), “Investigation of High Vibration Phenomena in Steam Turbine: An Experimental Exploration into Root Causes and Material Analysis”, *Advanced Materials & Sustainable Manufacturing*, no. 1(2), 10007, <https://doi.org/10.35534/amsm.2024.10007>.

Надійшла (received) 28.05.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Usaty 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>.

Кльоб Антон Петрович (Klob Anton) – аспірант кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; e-mail: alpaus@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5256-3034>.