

УДК 621.165

## РАЦІОНАЛЬНІ РЕЖИМНІ ПАРАМЕТРИ ЕНЕРГОБЛОКІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ У СУЧАСНИХ УМОВАХ ЕНЕРГОРИНКУ

А. О. Тарелін,  
член-кор. НАН України  
[tarelin@ipmach.kharkov.ua](mailto:tarelin@ipmach.kharkov.ua)  
ORCID: 0000-0001-7160-5726

Інститут проблем  
машинобудування  
ім. А. М. Підгорного  
НАН України,  
61046, Україна, м. Харків,  
вул. Пожарського, 2/10

У статті проведено аналіз роботи конденсаційних і теплофікаційних турбін у сучасних умовах енергоринку з оцінкою впливу на економічні показники режимних параметрів гострої та вторинної пари. Показано, що при роботі на змінних навантаженнях найбільш ефективними в частині високого тиску турбіни є раціональне зниження початкового тиску  $p_{oc}$  (ковзного тиску), що приводить до підвищення теплової економічності на 1–1,5%. Представлено експериментальні результати дослідження впливу вакууму в конденсаторі на витрату палива. На конкретному прикладі турбоустановки К-320-26,5 доведена необхідність раціонального вибору витрати охолоджувальної води в зимовий час для забезпечення оптимального вакууму. Найбільш детально розглянуто питання вибору раціональної температури промперегріву пари  $t_{mp}$ . Встановлено, що однією з основних причин зниження ефективності турбоагрегатів під час роботи на змінних режимах є нераціональне використання температури промперегріву й теплоти фазового переходу у проточній частині циліндра низького тиску. Наведено фізичне пояснення цих процесів у турбіні при зниженні  $t_{mp}$ , а результатами аналізу роботи турбоустановок різної потужності встановлено, що раціональний вибір температури промперегріву (зниження  $t_{mp}$  на 10–20 °С) підвищує теплову економічність на 1–2%, а коефіцієнт корисної дії на 0,4–1,0%. Рекомендується як раціональні параметри пари при роботі на змінних режимах розглядати тиск гострої пари циліндра високого тиску ( $p_{oc}$ ), тиск у конденсаторі ( $p_k = f(t_{цирк.води})$ ), а також температуру промперегріву  $t_{mp}$ , що в комплексі дозволяє знизити витрати тепла на 2,5–3,5%. З метою підвищення економічної ефективності роботи турбоагрегатів ТЕЦ і ТЕС на знижених навантаженнях пропонується переглянути нормативну документацію щодо чинних поправок за змін температури промперегріву. Зазначено, що за суворого дотримання розглянутих вище рекомендацій економія палива на ТЕС і ТЕЦ України може становити 250–300 тисяч тонн вугілля на рік.

**Ключові слова:** парова турбіна, змінні навантаження, режимні параметри, витрата палива, коефіцієнт корисної дії.

### Вступ

В умовах безперервного підвищення як цін на енергоносії, так і енергоспоживання вимоги до ефективності енергетичного обладнання стають дедалі жорсткішими. У той же час через фізичне зношування обладнання й неоптимальні умови експлуатації питома витрата палива на ТЕС України весь час зростає і досягла вже ~390 г.у.п./кВт·год, тоді як у світі становить ~300 г.у.п./кВт·год). Фізичний знос обладнання є лише однією, але не завжди головною причиною ситуації, що склалася. Найбільш суттєво на економічність турбоустановки впливають режими її роботи.

Відповідно до диспетчерського графіка енергоринку електричне навантаження потужних турбоустановок ТЕС змінюється протягом доби від максимального значення до 50–60% номінальної потужності. Такі коливання електричного навантаження й тиску в конденсаторі, викликані сезонними змінами температури охолоджувальної води протягом року від 1 до 30 °С, призводять до зниження ефективності турбоустановки.

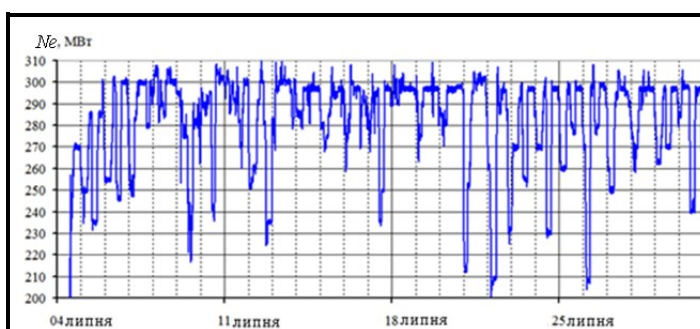
В умовах, що склалися у вітчизняній енергетиці, потужні енергоблоки ТЕС і ТЕЦ в найближчому майбутньому працюватимуть на змінних режимах. З огляду на це дуже важливим є вибір раціональних режимних параметрів, що дозволяють заощадити паливо на таких нерозрахункових режимах турбоустановки.

Проведені співробітниками ППМаш НАН України дослідження на різних енергоблоках [1–4] показали, що під час роботи турбоустановок на часткових навантаженнях правильний вибір режимних параметрів дозволяє помітно підвищити їх економічність. При цьому раціональні режимні параметри в таких випадках можуть помітно відрізнятися від режимних параметрів, що традиційно застосовуються на номінальному режимі.

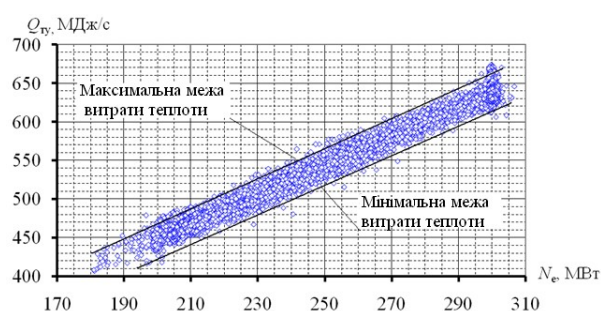
Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.  
© А. О. Тарелін, 2024

Для проведення досліджень у цьому напрямі доцільно використати статистичну інформацію про роботу турбін за період їх експлуатації протягом кількох місяців. Отримання такої інформації спрощується у разі оснащення турбоагрегатів сучасними системами експлуатаційного контролю, які дозволяють забезпечувати синхронний вимір параметрів із будь-яким заданим інтервалом часу. Більш того, використання такого масиву даних за великий період часу дає змогу на основі факторного аналізу здійснювати необхідну вибірку, наприклад, режимних, у тому числі й раціональних, параметрів. По суті, що дуже важливо, у дослідників з'являється можливість, не проводячи дорогих натурних експериментів, отримувати відомості з масиву даних про вплив режимних параметрів на коефіцієнт корисної дії (ККД), витрату палива, потужність та ін. під час роботи турбіни на змінних навантаженнях. У статті для базових досліджень прийнято найбільш економічний в Україні блок № 8 турбоустановки К-325-23,5 Зміївської ТЕС, виробництва АТ «Українські енергетичні машини» і фірми «Siemens». Цей блок працює відповідно до диспетчерського графіка, тобто при максимальних навантаженнях 320–300 МВт у денний час, 200–280 МВт у нічний (рис. 1).

На рис. 2 як приклад наведено відомості про зміну витрати теплоти залежно від навантаження турбіни потужністю 325 МВт, оснащеної системою експлуатаційного контролю OM650L «Teleperm Me». Як видно з рисунка, на вироблення однієї й тієї ж потужності в реальних умовах експлуатації може витрачатися різна кількість теплоти. Наприклад, для отримання однієї й тієї ж потужності 300 МВт може бути витрачено від 610 до 670 МДж/с, залежно від поєднання режимних параметрів і реальних умов експлуатації. Вказане означає, що кожна турбоустановка, у тому числі й названі вище, залежно від технічного стану, має максимальну ефективність тільки при цілком певних оптимальних режимних параметрах, до яких насамперед належать параметри свіжої та вторинної пари, а також температура і витрата охолоджувальної води в конденсаторі.



**Рис. 1.** Зміна електричного навантаження турбоустановки К-325-240



**Рис. 2.** Зміна витрати тепла на турбоустановку К-325-23,5 при зміні навантаження за умов Зміївської ТЕС (січень – квітень)

### Регулювання початкових параметри пари перед турбіною

Розглянемо, як ці параметри можуть впливати на економічні показники роботи турбоустановки. Передусім звернемося до регулювання початкових параметрів пари на вході в турбіну. Насамперед слід зазначити, що існує можливість регулювання параметрів гострої пари на нерозрахункових режимах. Про ефективність роботи турбін на режимі ковзного тиску в технічній літературі [5, 6] представлено достатню кількість матеріалу й конкретних рекомендацій. Численний досвід експлуатації потужних турбоустановок на таких режимах показав, що раціональне зниження початкового тиску при зменшенні електричного навантаження енергоблоку приводить до підвищення теплової економічності на 1,5% і більше. З огляду на те, що ця технологія досить відома і вже застосовується у практиці експлуатації енергоблоків, акцентуємо лише на перспективності цього підходу, не зупиняючись на цьому докладно.

Доцільність раціонального зниження температури гострої пари  $t_{оп}$  на часткових навантаженнях для енергоблоків без промперегріву докладно розглянуто на прикладі турбіни Т-37/50-8,8 у роботі [4]. Показано, що для такого типу турбін зменшення початкової температури на 5–10 °С на режимі 70% від номінального приводить до збільшення теплоти фазового переходу в зоні останнього ступеня, за рахунок чого підвищується потужність на 1,2%.

Що ж до турбін із промперегрівом, то така процедура може мати в окремих випадках позитивний ефект. Раціональне зниження температури гострої пари  $t_{oc}$  на часткових режимах може призводити до зниження втрат тиску у стопорному клапані, що, у свою чергу, підвищує тиск у проточній частині. Таке підвищення тиску перед циліндром високого тиску (ЦВД) та у відборах, якщо воно має місце з зазначеної вище причини, може компенсувати в певних межах початкове зниження ентальпії пари у зв'язку зі зменшенням температури гострої пари, що забезпечить економію палива. З огляду на це було проведено аналіз відповідних масивів даних експлуатаційного контролю на блоці потужністю 325 МВт. Результат проведених досліджень наведено на рис. 3.

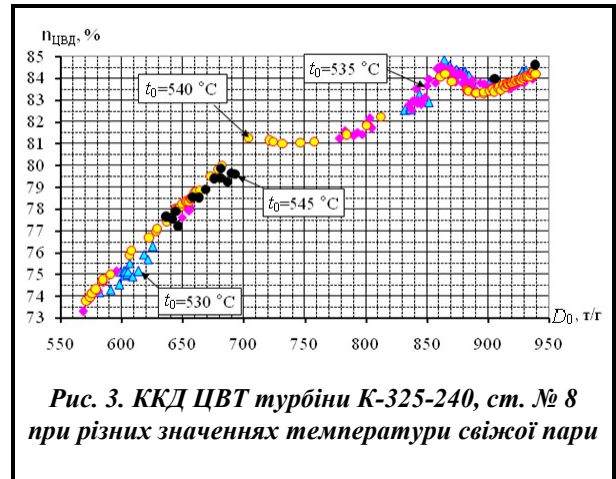


Рис. 3. ККД ЦВТ турбіни К-325-240, ст. № 8 при різних значеннях температури свіжої пари

Максимальний ККД ЦВТ досягається при витратах 865 і 920 т/год. Падіння ККД за початкової температури 540 °С в інтервалі між цими значеннями витрат пари становить 1,1–1,5%. З рис. 3 видно, що зниження  $t_{oc}$  приводить до деякого (на 0,2–0,5%) збільшення ККД. При цьому встановлено, що зменшення  $t_{oc}$  на 10 °С приведе до підвищення тиску на вході в циліндром низького тиску (ЦНТ) на 1,8%, що, ймовірно, дозволило при збереженні потужності 300 МВт у результаті підвищити ККД і заощадити паливо на 1,0%. Однак слід вказати, що такий результат, на нашу думку, можна розглядати як окремий випадок, пов'язаний з конструктивними особливостями даної турбіни і не може бути поки рекомендований до використання  $t_{oc}$  як вагомого регульованого параметра при змінному навантаженні.

Водночас, оскільки такий факт мав місце, то при експлуатаційному аналізі роботи інших енергоблоків на змінних режимах необхідно здійснювати відповідний контроль параметрів ЦВТ.

### Регулювання вакууму в конденсаторі витратою циркуляційної води

Не менш важливим для підвищення ефективності роботи турбоагрегату є оптимальний вибір вакууму в конденсаторі, величина якого при заданому навантаженні багато в чому залежить від температури й витрати циркуляційної води. Оскільки температура циркуляційної води є зовнішнім, некерованим чинником, то одним із основних параметрів впливу на раціональний вакуум є витрата циркуляційної води. У літературі досить широко представлена інформація щодо визначення оптимальних витрат циркуляційної води, наприклад у [7]. Тому в цій роботі окреслені питання докладно не розглядаються, а представлені лише фрагменти експериментальних результатів досліджень впливу вакууму в

конденсаторі на теплову економічність енергоблоку під час його експлуатації у зимовий час. У таких випадках регульованим параметром досягнення оптимального вакууму в конденсаторі з точки зору мінімізації витрат палива є витрата циркуляційної води.

Нижче наводяться результати експериментальних досліджень, проведених на турбоустановці потужністю 325 МВт. На рис. 4 представлені масиви даних залежностей витрати теплоти  $Q_{тв}$  від температури охолоджувальної води й тиску в конденсаторі при номінальних витратах циркуляційної води.

Як видно з рис. 4, температура охолоджуючої води при зміні навантаження з 300 до 200 МВт для даної турбіни повинна бути не нижче ~6 °С, незважаючи на те, що оптимальні тиски в конденсаторі відрізняються суттєво. При зниженні температури нижче

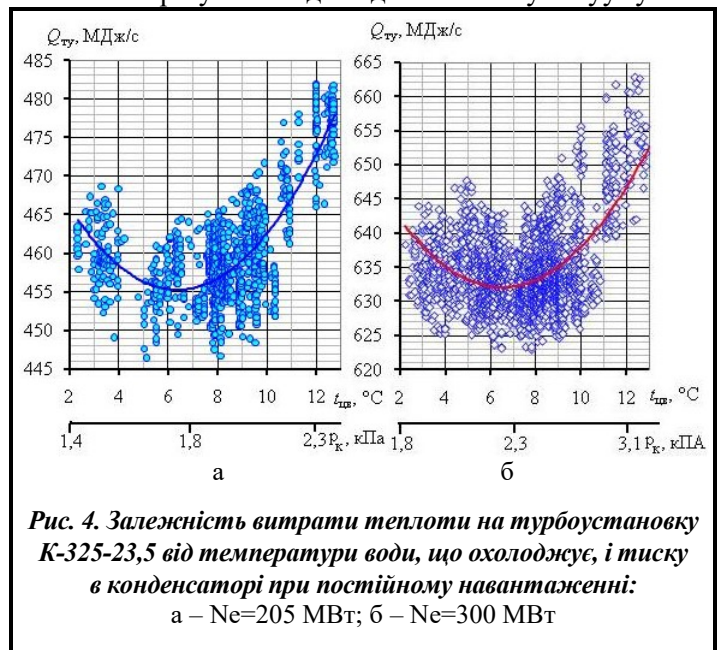


Рис. 4. Залежність витрати теплоти на турбоустановку К-325-23,5 від температури води, що охолоджує, і тиску в конденсаторі при постійному навантаженні: а –  $N_e=205$  МВт; б –  $N_e=300$  МВт



цього значення необхідно зменшувати витрату охолоджуючої води на конденсатор, щоб не допускати зниження тиску нижче 2,2 кПа при навантаженні 300 МВт і нижче 1,6 кПа при навантаженні 200 МВт.

Аналіз отриманих результатів показує, що прагнення досягати глибокого вакууму нижче оптимального призводить до перевитрати палива і зниження ефективності турбоагрегату.

Робота турбіни при неоптимальних значеннях температури охолоджувальної води й тиску в конденсаторі, як правило, у зимовий період, призводить до збільшення втрат із вихідною швидкістю і зниження ККД останнього ступеня через зростання об'ємної витрати до значення, що перевищує оптимальне. При цьому знижується температура конденсату, що призводить до збільшення витрат тепла на його підігрів у системі регенерації, а підвищена витрата циркуляційної води на конденсатор потребує невідправданих додаткових витрат на роботу насосів, тобто збільшуються енерговитрати за власні потреби.

Дослідження, проведені на турбіні К-325-240 протягом трьох осінньо-зимових місяців, показали, що більшу частину часу турбіна працювала на навантаженнях  $N_e=200$  і 300 МВт з  $p_k$  3,1–1,4 кПа, причому значну частину цього часу вона працювала при температурі охолоджувальної води нижче 6 °С і з тиском у конденсаторі нижче оптимального (рис. 4). У результаті ККД турбоустановки зменшився на 0,3–0,36%. Крім того, за три місяці недовироблення електроенергії становило 0,3–0,5 млн кВт·год.

Таким чином, для запобігання перепалу палива в холодну пору року необхідно не допускати надмірного зниження тиску в конденсаторі. Для цього потрібно зменшувати витрати охолоджувальної води до досягнення оптимальних значень вакууму і уникнути застарілого підходу – чим нижчий тиск у конденсаторі, тим вища ефективність роботи турбіни.

### Вибір раціональної температури промперегріву

Поліпшення економічних показників парових турбін, що працюють на нерозрахункових навантаженнях, можна досягти шляхом регулювання одного режимного параметра, проте, як показав аналіз роботи діючих енергоблоків, максимальна їх ефективність, як правило, досягається при одночасному управлінні декількома режимними параметрами.

На підтвердження сказаного на рис. 5 наведено залежності питомої витрати теплоти на турбоустановках К-325-23,5 від температури охолоджувальної води на режимах як номінальних, так і таких, що відрізняються від номінальних, тобто раціональних.

Ці залежності були отримані із масиву даних, зареєстрованих автоматизованою системою експлуатаційного контролю за період 6 місяців. На основі факторного аналізу здійснено вибірку номінальних режимних параметрів і відповідних їм витрат питомого палива, а також параметрів, що дають мінімальну витрату питомого палива. Зокрема, у прикладах, що розглядаються, за рахунок оптимального поєднання режимних параметрів можна зменшити витрату питомого палива в зимовий час на зазначеному блоці на 0,5 %, а в літній при погіршеному вакуумі – 2,0 %. Додамо, що в цих вибірках показання раціональних значень температури промперегріву в літню пору були менші на 20 °С від номінального, а зимову – на 10 °С. Зупинимося докладніше на дослідженнях параметра  $t_{\text{пн}}$  з метою визначення його вагомості у досягненні паливної економії турбоагрегату.

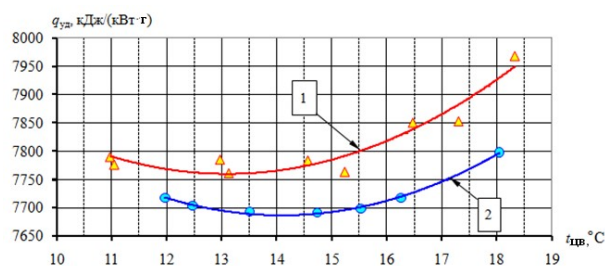


Рис. 5. Залежність питомої витрати тепла на турбоустановку К-325-23,5 від температури охолоджувальної води при  $N_e \sim 300$  МВт:

- 1 – при номінальних значеннях режимних параметрів і температурі промперегріву  $t_{\text{пн}}$  ( $540 \pm 2$  °С);
- 2 – при раціональних значеннях ряду режимних параметрів, у тому числі температури промперегріву  $t_{\text{пн}} \sim (525\text{--}535$  °С)

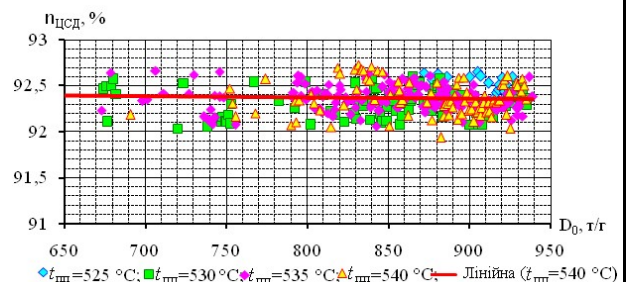


Рис. 6. ККД ЦСТ турбіни К-325-240, ст. № 8 у діапазоні витрат 670–940 т/год при різних значеннях температури промперегріву

Оскільки базовою для дослідження було прийнято турбоустановку К-325-23,5, то на її прикладі проаналізовано вплив  $t_{\text{пр}}$  на її основні експлуатаційні характеристики. При аналізі використані результати вимірювання системою «Teleperm Me».

Турбоустановка є складною термодинамічною системою з великою кількістю як позитивних, так і негативних зворотних зв'язків. Тому зміну температури промперегріву не можна розглядати лише з точки зору зміни вологості пари наприкінці процесу розширення й зменшення термічного ККД циклу. Зміна температури промперегріву супроводжується перерозподілом температур, тисків і теплоперепадів по всій турбіні і, крім того, помітно впливає на роботу системи регенеративного підігріву поживної води.

Розглянемо, як впливає зміна температури вторинної пари на основні параметри циліндра середнього тиску (ЦСТ), ЦНТ й експлуатаційні показники турбоустановки в цілому.

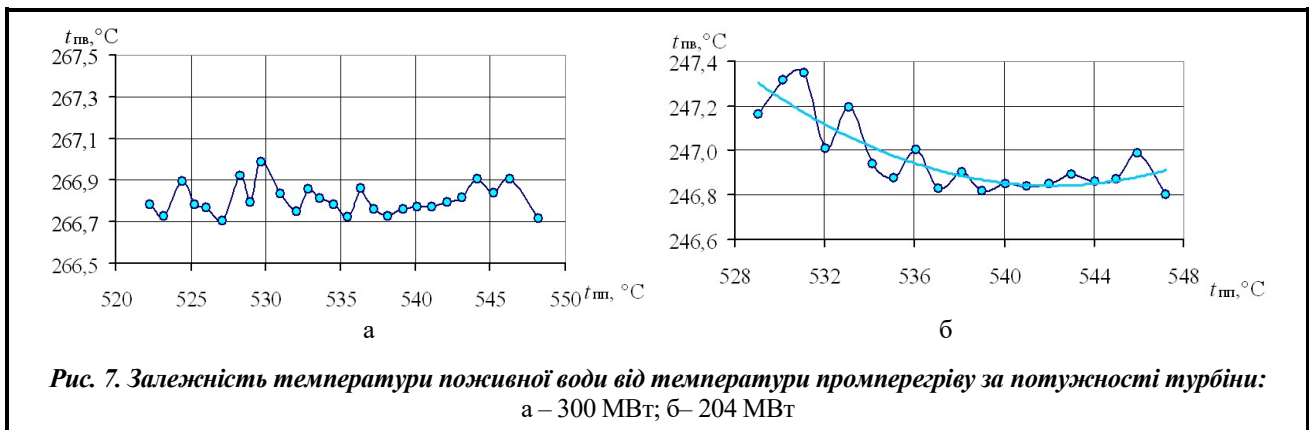
При зниженні  $t_{\text{пр}}$  зменшуються ентальпія й ентропія перед ЦСТ. У нашому випадку встановлено, що при навантаженні 300 МВт зниження  $t_{\text{пр}}$  з 539 до 533 °С призводить до зменшення теплоперепаду, що розташовується на ЦСТ, на 7,6 кДж/кг. При цьому, незважаючи на зниження потужності з цієї причини на ЦСТ, потужність турбоустановки залишається постійною (300 МВт) за рахунок збільшення потужності ЦНТ внаслідок більш ефективного використання теплоти фазового переходу в цьому відсіку.

Що ж до ККД ЦСТ, то він слабо залежить від  $t_{\text{пр}}$  рис. 6. Таким чином, вплив  $t_{\text{пр}}$  знаходить прояв лише у зміні теплоперепаду і відповідно потужності ЦСТ.

При зниженні  $t_{\text{пр}}$  з 539 до 533 °С тиск на виході ЦНТ знижується на 75 Па, вологість пари збільшується на 0,4%, а наявний теплоперепад із зазначених вище причин збільшується на 14 кДж/кг, що цілком достатньо, щоб компенсувати зниження потужності ЦСТ і забезпечити незмінну потужність турбіни 300 МВт. У зв'язку з цим важливо знати постфакторні зміни базових характеристик усього енергоблоку, які домінують залежать, як було показано вище, від зміни робочих параметрів ЦНД.

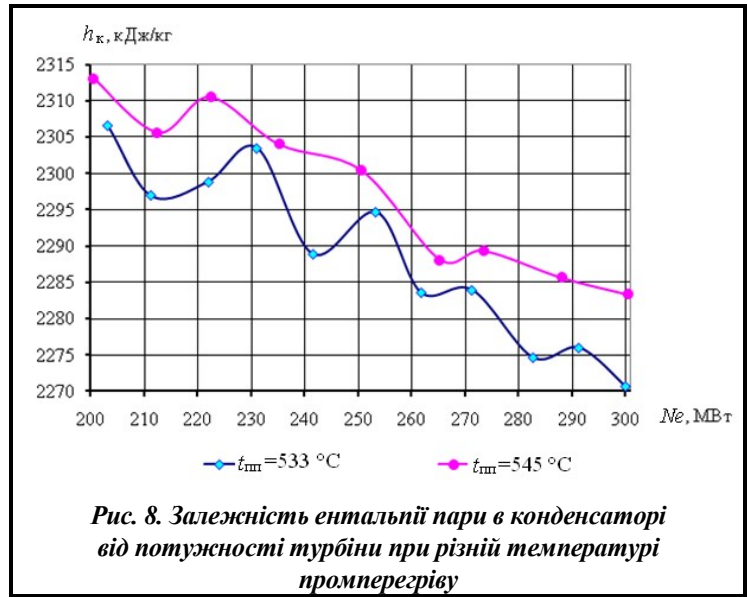
Нижче наводяться результати досліджень, проведених на основі факторного аналізу впливу  $t_{\text{пр}}$  на основні експлуатаційні показники турбоагрегату К-325-23,5 МВт.

На рис. 7 показано залежність температури поживної води від температури промперегріву. При потужності турбіни  $N_e=300\text{МВт}$  температура поживної води змінюється не більше  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ , а при потужності 204 МВт зниження температури промперегріву з 547 до 530 °С приводить до підвищення температури поживної води на 0,5 °С. На підставі цього можна зробити висновок, що зниження температури промперегріву не викликає погіршення роботи підігрівачів поживної води.

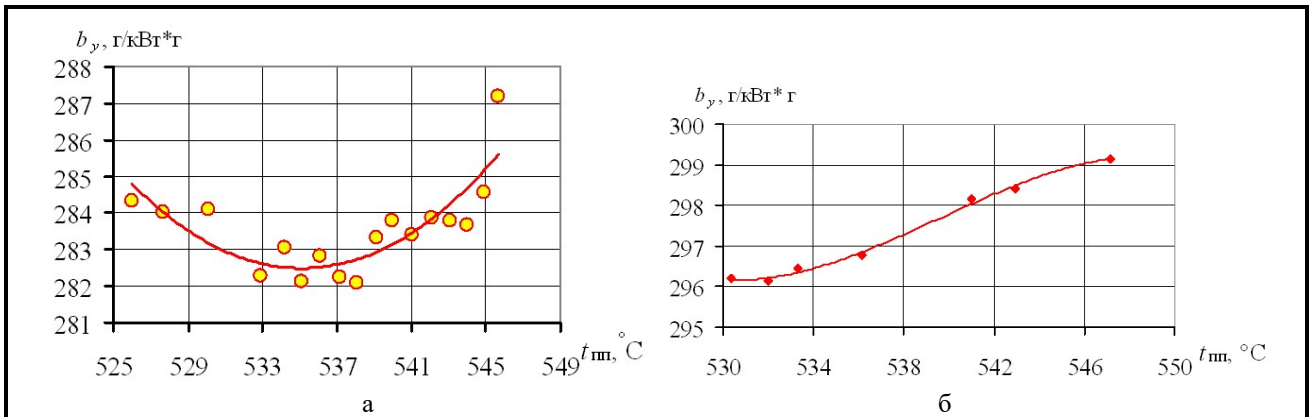


При зниженні температури пром-перегріву зменшується температура пари на вході в ЦНТ, що призводить до зміщення процесу розширення пари у бік зменшення ентропії. Як наслідок, збільшується кількість теплоти конденсації використаної в проточній частині ЦНТ і зменшується ентальпія пари в конденсаторі. На рис. 8 наведено залежність ентальпії в конденсаторі від потужності турбіни при різних температурах промперегріву.

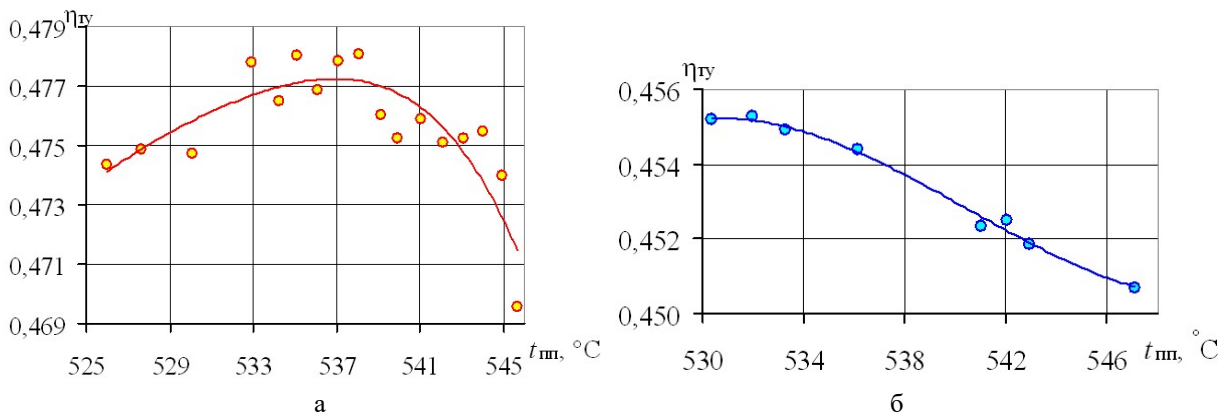
З рис. 8 видно, що при зниженні температури промперегріву з 545 до 533 °С ентальпія пари в конденсаторі зменшується на 10–14 кДж/кг, що підвищує ефективність використання підведеного тепла до турбоустановки.



На рис. 9 представлена залежність питомої витрати умовного палива від  $t_{tm}$  для турбоблоку К-325-23,5.



**Рис. 9. Залежність питомої витрати палива енергоблоку К-325-240 від температури промперегріву за постійної потужності:**  
а –  $N_e=300$  МВт; б –  $N_e=204$  МВт



**Рис. 10. Залежність абсолютного ККД турбоустановки від температури промперегріву при постійній потужності:**  
а –  $N_e=300$  МВт; б –  $N_e=204$  МВт

Як видно з рис. 9, зниження  $t_{\text{пр}}$  приводить до зменшення питомої витрати умовного палива  $\sim 3$  г/кВт·год. При навантаженні 300 МВт зниження температури промперегріву до раціонального значення приводить до підвищення теплової економічності турбіни на 1,5%, а при навантаженні 205 МВт – на 1,0%.

На рис. 10 наведено залежність ККД турбоустановки від температури промперегріву за постійної потужності.

Із рис. 10, а видно, що при потужності  $N_e=300$  МВт зниження температури промперегріву з 545 до 535 °С приводить до збільшення ККД турбоустановки на  $\sim 0,6\%$ . При подальшому зниженні температури промперегріву ККД турбоустановки починає зменшуватися. При потужності  $N_e=204$  МВт зниження температури промперегріву з 546 до 530 °С також приводить до збільшення ККД турбоустановки  $\sim 0,4\%$ .

Проведений аналіз показав, що під час роботи турбіни К-325-240 на нерозрахункових режимах прийнята в експлуатації температура промперегріву 545 °С є неоптимальною з точки зору економічності. Для підвищення ефективності роботи турбоустановки на нерозрахункових режимах необхідно забезпечити оптимальне розподілення теплових потоків, що підводяться до турбіни за рахунок зниження температури промперегріву до оптимального значення  $\sim 530\text{--}537^\circ\text{C}$ .

Для перевірки отриманого в результаті статистичного аналізу висновку про можливість підвищення ефективності турбоустановки за рахунок зниження температури вторинної пари при часткових навантаженнях було виконано прямі випробування на турбіні К-325-23,5. Дослідження проводилися співробітниками ІПМаш НАН України (м. Харків), Інституту вугільних енерготехнологій НАН України (м. Київ) та Зміївської ТЕС [3].

Під час випробувань потужність на клеммах генератора підтримувалася у межах 205,2–205,5 МВт. При фіксованих значеннях температури вторинної пари (545, 540, 535, 530 °С) протягом 50 хвилин на кожному режимі вимірювалися основні параметри котла, турбіни і потужність на клеммах генератора (відносна точність вимірювання потужності на клеммах генератора  $\pm 0,01$  МВт). Температуру вторинної пари знижували за рахунок паро-парового теплообмінника. Контрольовані параметри реєструвалися з інтервалом 5 хв.

Випробування підтвердили можливість підвищення ефективності турбоустановки на нерозрахункових режимах завдяки зниженню температури вторинної пари до оптимального рівня. Це призводить до збільшення витрати тепла на регенерацію на 0,3% і зниження втрат тепла в конденсаторі на 0,8%. У результаті ККД турбоустановки збільшується на 0,3–0,4%, а питома витрата умовного палива знизилася на 3–4 г.у.п./кВт·год. Зниження температури вторинної пари приводить до зниження температури газів і до більш ефективного використання тепла. При цьому ККД котла збільшується на  $\sim 1\%$ .

Щоб перевірити й підтвердити отриманий ефект, на теплофікаційних турбінах були проведені дослідження на турбоустановці Т-250/300-240 у теплу й холодну пору року у широкому діапазоні електричних навантажень.

На першому етапі цих досліджень було виявлено (рис. 11), що при плавному зниженні температури промперегріву з 545 до 509 °С протягом тридцяти хвилин фіксувалося тимчасове підвищення потужності турбоустановки на  $\sim 1\%$ .

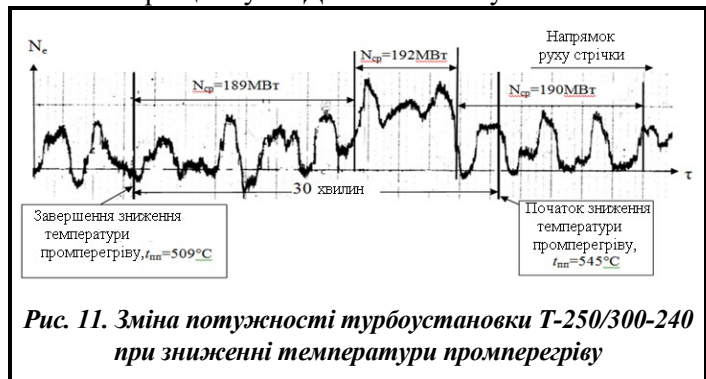


Рис. 11. Зміна потужності турбоустановки Т-250/300-240 при зниженні температури промперегріву

На другому етапі досліджено вплив температури промперегріву на зміну потужності проводився з урахуванням зміни тиску в конденсаторі. Результати представлені на рис. 12.

При зниженні температури промперегріву з  $\sim 545$  до 534–538 °С ефективність турбоустановки досягає максимуму, а при подальшому зниженні температури вторинної пари – зменшується [4].

У результаті цих випробувань встановлено, що максимальне підвищення ефективності даної турбоустановки досягається при зниженні температури промперегріву до 535 °С при її роботі в теплофікаційному режимі і становить понад 1,5%.



Проведені такі випробування на інших енергоблоках дали також аналогічні результати. Так, випробування на установці К-210-130 ЛМЗ «Курахівська ТЕС» показали, що при зниженні навантаження до 145 МВт при зменшенні температури промперегріву до 530–525 °С залежно від пори року економія питомої витрати паливу становить 1–2%, а ККД збільшується на 0,6–1,0%.

Такі саме результати економії палива (1–1,5%) отримані і під час проведення подібних експериментів на турбоустановці К-300-240 блок № 7 Зміївської ТЕС.

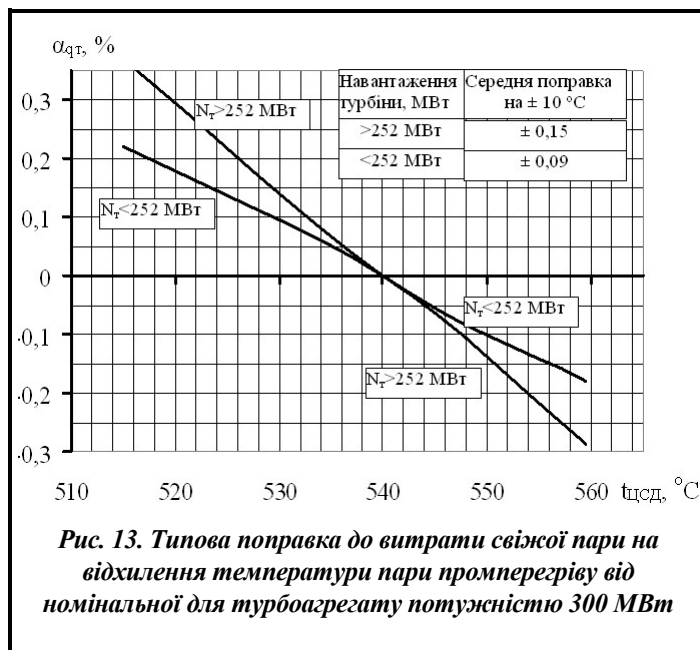
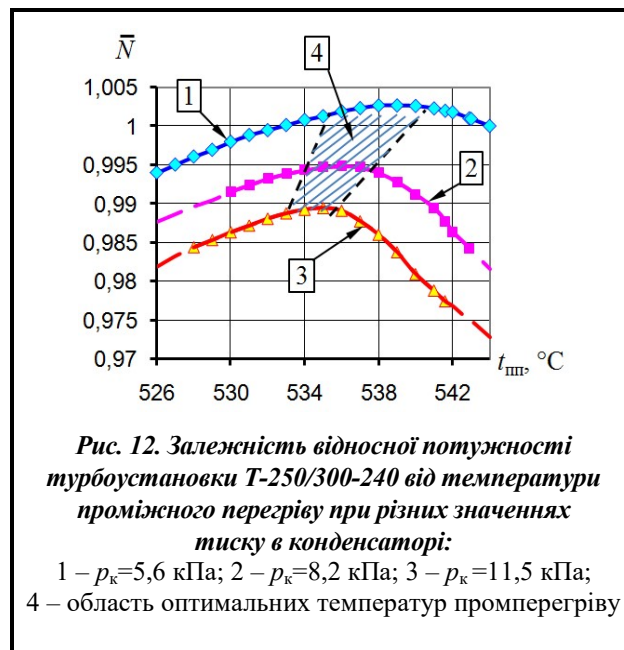
Таким чином, можна резюмувати, що зниження температури промперегріву до раціонального значення (залежно від навантаження і тиску в конденсаторі) на 10–25 °С приводить до підвищення теплової економічності турбоагрегату, що працює на змінних навантаженнях, на 1–2,0% зі збільшенням ККД на 0,5 і більше відсотків.

Спостережуваний в таких процесах чинник ефективності пояснюється підвищенням дійсної вологості в ЦНТ і більш раціональним використанням теплоти фазового переходу. При зниженні температури промперегріву відбувається зміщення початкової зони фазового переходу назустріч потоку, що розширює активний об'єм конденсованої пари, збільшуючи тим самим його вологість. Якщо до викладеного вище ще додати, що зміщення початку конденсації пари в зону великих тисків, як відомо [8], приводить у нерівноважних процесах до збільшення швидкості ядроутворення на один-два порядки, то в сукупності все це сприяє різкому збільшенню вологості й зниженню рівня переохолодження пари й підвищення ККД ЦНТ. При цьому при незначній зміні температури вторинної пари інтенсивна конденсація приводить до істотного зниження ентальпії за останнім ступенем ЦНТ, у той час як ентальпія перед ЦСТ і ЦНТ зменшується незначно, що дозволяє забезпечити постійність потужності й підвищити ККД турбоустановки.

На жаль, слід зазначити, що надані вище рекомендації щодо вибору оптимальної температури промперегріву, апробовані на реальних турбоустановках, відрізняються від існуючих у даний час поправок типових енергетичних характеристик, які передбачають збільшення витрати пари, а значить, і палива, маючи на увазі, що така процедура компенсує втрату потужності через зменшення температури промперегріву (рис. 13), тобто режим зменшення температури промперегріву при змінних навантаженнях сприймається як негативний ефект і його рекомендують не допускати, зберігаючи при цьому максимальні параметри температури промперегріву.

Розглянемо причини, що стримують у даний час більш ефективного використання раціональної температури промперегріву  $t_{\text{пр}}$ , як регулюючий режимний параметр.

При експлуатації конденсаційних турбін рекомендації щодо підтримки температури проміжного перегріву на максимально допустимому рівні виправдовують, перш за все, необхідністю недо-





пущення збільшення вологості пари, що відпрацювала, через небезпеку ерозійного руйнування робочих лопаток останніх ступенів турбіни і зниження ККД установки. Однак є ціла низка робіт [9, 10, 11], в яких показано, що інтенсивність ерозійного зносу останніх ступенів турбін визначається переважно концентрацією великодисперсної вологи в паровому потоці, що залежить від режиму роботи турбіни і меншою мірою від сумарної вологості пари.

Спеціально проведені дослідження на турбіні потужністю 325 МВт показали, що зниження температури промперегріву, хоч і призводить до збільшення діаграмної вологості, але не завжди тягне за собою збільшення великодисперсної вологи (рис. 14). Для цих досліджень використовувався спеціально розроблений ІПМаш діагностичний зонд, що дозволяє визначати інтенсивність зміни великодисперсної вологи в потоці [11].

Результати проведеного експерименту показали, що незначне зниження температури промперегріву, хоч і призводить до збільшення діаграмної вологості пари за рахунок розширення активного об'єму дрібнодисперсної процесної вологи, але при цьому не збільшує,

а навіть зменшує частку великодисперсної вологи, що знижує ерозійне зношування робочих лопаток.

Що стосується ККД установки, то спеціально проведені натурні випробування на різних блоках ТЕЦ і ТЕС показали, що раціональне зниження температури промперегріву приводить не до зниження, а до підвищення ефективності турбоагрегату.

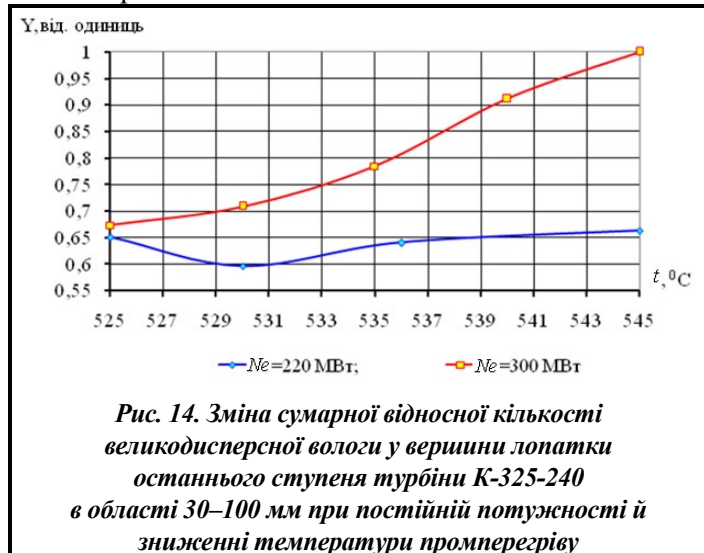
Задля справедливості слід зазначити, що ще в 80-х роках з'явилися роботи, наприклад [5], в яких показано, що в певних випадках може виявитися, що максимальний рівень температури промперегріву підвищує теплову економічність вологопарових турбін при номінальному режимі, але знижує її на часткових навантаженнях. Однак усі ці рекомендації не знайшли широкого застосування, ймовірно, через вказану вище (уявлення, що склалися, про однозначний негативний вплив вологості на ККД) і більшою мірою через відсутність фізичного пояснення цього ефекту і недостатньо переконливих і коректних натурних випробувань на енергоблоках різної потужності. Тому, на жаль, нормативна документація щодо режимів експлуатації турбоагрегату і досі рекомендує підтримувати температуру промперегріву на максимально допустимому максимальному рівні на всіх режимах експлуатації.

Таким чином, проведені співробітниками ІПМаш НАН України численні натурні дослідження на різних енергоблоках України показали доцільність при занижених навантаженнях використання температури промперегріву як ефективний режимний параметр. Сподіваємося, що задокументовані у вигляді актів режимних випробувань на ТЕС і ТЕЦ факти реального зниження витрат палива, а також аргументоване теоретичне обґрунтування таких теплофізичних процесів може стати вагомою основою для перегляду відповідної нормативної документації як безпосередньо виробником турбін, так і на рівні відповідного відомства.

## Висновки

На підставі проведених експериментальних досліджень й аналізу літератури встановлено, що як раціональні параметри регулювання режимів при роботі турбін на змінних навантаженнях рекомендується розглядати: тиск гострої пари ЦВТ ( $p_{oc}$ ), тиск у конденсаторі ( $p_k = f(t_{цирк.води})$ ), а також температуру промперегріву  $t_{пп}$ .

Раціональний вибір усіх цих параметрів у комплексі призводить до зниження витрати тепла на 2,5–3,5%.



*Рис. 14. Зміна сумарної відносної кількості великодисперсної вологи у вершині лопатки останнього ступеня турбіни K-325-240 в області 30–100 мм при постійній потужності й зниженні температури промперегріву*

Встановлено, що однією з основних причин зниження ефективності турбоагрегатів при роботі на змінних режимах є нераціональне використання температури промперегріву й теплоти фазового переходу у проточній частині ЦНТ.

Показано, що в результаті аналізу роботи турбоустановок різної потужності раціональний вибір температури промперегріву (зниження  $t_{\text{пр}}$  на 10–20 °С) підвищує теплову економічність на 1–2%, а ККД – на 0,4–0,7%.

Для запобігання перепаду палива в зимовий час необхідно зменшувати витрату охолоджувальної води для досягнення раціонального значення вакууму.

Із метою підвищення економічної ефективності роботи турбоблоків ТЕЦ і ТЕС на знижених навантаженнях рекомендується переглянути нормативну документацію щодо діючих поправок за змін температури промперегріву.

За суворого дотримання розглянутих вище рекомендацій щодо режимних параметрів турбоблоків, які працюють на змінних навантаженнях, економія палива на ТЕС і ТЕЦ України може становити 250–300 тисяч тонн вугілля на рік.

Автор висловлює особливу подяку доктору техн. наук В. П. Склярову за значний науковий та практичний внесок у дослідження впливу режимних факторів на ефективність роботи турбоустановок ТЕС і ТЕЦ на змінних навантаженнях.

### Література

1. Тарелин А. А., Скляров В. П. Разработка мероприятий по повышению эффективности части низкого давления турбины К-300-240 при работе в условиях энергорынка. *Наука и инновации*. 2007. Т. 3. № 3. С. 30–35.
2. Тарелин А. А., Скляров В. П., Вороновский Г. К., Шведова Т. И., Медведевский А. В., Козлоков А. Ю. Влияние температуры промперегрева на мощность турбоагрегата Т-250/300-240. *Проблемы машиностроения*. 2007. Т. 10. № 2. С. 5–8.
3. Тарелин А. А., Скляров В. П., Майстренко А. Ю., Косячков А. В. Повышение экономичности паровых турбоустановок при работе на нерасчетных режимах. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2009. № 2/7 (38). С. 4–8.
4. Tarelin A. O. Influence of the reheat temperature on the efficiency of the wet-steam turbines of thermal power plants that operate under variable conditions. *Thermal Engineering*. 2017. Vol. 64. Iss. 4. P. 295–300. <https://doi.org/10.1134/S0040601517030077>.
5. Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок. Ленинград: Энергоатомиздат, 1986. 247 с.
6. Zhao T., Wan J., Liu J. Sliding pressure optimization method for steam turbine with main steam flow rate as independent variable. *International Journal of Simulation: Systems, Science & Technology*. 2016. Vol. 17 (29). P. 11.1–11.8. <https://doi.org/10.5013/IJSSST.a.17.29.11>.
7. Anozie A. N. The search for optimum condenser cooling water flow rate in a thermal power plant. *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31 (17–18). P. 4083–4090. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.08.014>.
8. Кириллов И. И., Яблоник Р. М. Основы теории влажнопаровых турбин. Ленинград: Машиностроение, 1968. 264 с.
9. Даскал Ю. И. Осаждение мелкодисперсной влаги в турбинных решетках. *Известия высших учебных заведений «Энергетика»*. 1983. № 12. С. 81–83.
10. Shubenko O. L., Tarelin A. O. Simulation of the erosion-corrosion destruction process of steam turbine low pressure cylinder blades. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2023. Vol. 26. No. 1. P. 29–38. <https://doi.org/10.15407/pmach2023.01.029>.
11. Тарелин А. А., Скляров В. П. Паровые турбины: электрофизические явления и неравновесные процессы. Санкт-Петербург: Энерготех, 2012. 292 с.

Надійшла до редакції 21.11.2023