

О. Л. ШУБЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА, Д. О. СЕНЕЦЬКА

ТЕПЛОВИЙ СТАН РОБОЧИХ ЛОПАТОК ЦНТ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЇ ТУРБИНИ Т-250/300-240

Розглянуто важливу проблему дослідження температурного стану циліндру низького тиску потужної теплофікаційної турбіни, яка працює, на відміну від конденсаційних турбін, в умовах значних змін електричного та теплового навантаження. Це пов'язано з тим, що циліндр низького тиску теплофікаційних турбін в опалювальний сезон із-за великих відборів пари на теплофікацію працює у маловитратних режимах. Такі умови експлуатації супроводжуються зародженням вихрових структур у проточній частині, що призводить до значного росту втрат механічної енергії і, як слідство, до росту температур елементів проточної частини. Метою дослідження є визначення теплового стану пари в широкому діапазоні зміни режимів експлуатації теплофікаційної турбіни. Виконано аналіз результатів експериментальних досліджень, отриманих на натурних циліндрах низького тиску потужної парової турбіни Т-250/300-240 різними авторами в умовах широкої зміни параметрів експлуатації (тиск в конденсаторі, витрата пари в проточній частині, температура нижнього опалювального відбору). Це дало змогу визначити розподіл температур по висоті робочої лопатки останнього ступеня, що представляє найбільший інтерес в умовах роботи на маловитратних режимах. Встановлено місце мінімальної температури та запропоновано залежність для її визначення на виході з робочого колеса ступеня з урахуванням того, що основним генератором тепла при нагріві пари є вихор, який обертається в міжвенцевому зазорі. Показано, що граничне значення витрати пари через останній ступень, що відповідає переходу течії з області вологої пари в область перегрітої пари, при заданому рівні температури в нижньому опалювальному відборі, залежить від тиску в конденсаторі і може бути визначено у вигляді функції цих параметрів. При цьому, чим менша температура в нижньому опалювальному відборі та тиск у конденсаторі, тим при менших витратах спостерігається перехід від вологої до перегрітої пари, а зростання процесної вологості на виході з робочого колеса відбувається при витраті пари завбільшки ніж її граничне значення.

Ключові слова: теплофікаційна турбіна, циліндр низького тиску, робоча лопатка останнього ступеня, маловитратний режим, температура пари, структура потоку.

O. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA, D. SENETSKA

THERMAL STATE OF THE LOW-PRESSURE CYLINDER WORKING BLADES OF THE COGENERATION TURBINE T-250/300-240

The important problem of researching the temperature state of the low-pressure cylinder of a powerful cogeneration turbine, which works, unlike condensing turbines, in conditions of significant changes in electrical and thermal load, is considered. This is since the low-pressure cylinder of the cogeneration turbines in the heating season operates at the low-flow rate modes due to the large selection of steam for heating. Such operating conditions are accompanied by the nucleation of vortex structures in the flow path, which leads to a significant increase in mechanical energy losses and, consequently, to an increase in the temperature of the elements of the flow path. The aim of the study is to determine the thermal state of the steam in a wide range of changes in the operation modes of the cogeneration turbine. The analysis of the results of experimental studies obtained on full-scale low-pressure cylinders of a powerful T-250/300-240 steam turbine by various authors in conditions of wide changes in operating parameters (the pressure in the condenser, the steam consumption in the flow path, the temperature of the lower heating selection) was performed. This made it possible to determine the temperature distribution along the height of the working blade of the last stage, which is of the greatest interest in the conditions of operation at the low-flow rate modes. The location of the minimum temperature is established, and a dependence is proposed for its determination at the exit from the working wheel of the stage, considering that the main generator of heat during steam heating is a rotating vortex in the rim clearance. It is shown that the limiting value of steam consumption through the last stage, which corresponds to the transition of the flow from the area of wet steam to the area of superheated steam, at a given temperature level in the lower heating selection, depends on the pressure in the condenser and can be determined as a function of these parameters. At the same time, with a decrease in the temperature in the lower heating selection and the pressure in the condenser, it will lead to the fact that the transition from the wet steam to the superheated steam is observed at lower consumption. The increase of process moisture at the outlet of the working wheel occurs when the steam flow is greater than its limiting value.

Keywords: cogeneration turbine, low-pressure cylinder, working blade of the last stage, low-flow rate mode, steam temperature, flow structure.

Вступ. Режими роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ при великому робочому діапазоні зміни електричного та теплового навантажень мають суттєву відмінність від режимів роботи турбін ТЕС і, насамперед, у частині низького тиску. Електричне навантаження теплофікаційної турбіни ТЕЦ формується за рахунок теплоти пари проточної частини, яка відпрацювала при виробництві механічної енергії, що витрачається на вироблення електричної потужності. На виробництво теплової енергії використовується внутрішня теплота пароутворення, що надходить у двоступеневу бойлерну установку для підігріву сітрової води. Збільшення теплового навантаження здійснюється шляхом зниження витрати пари в конденсатор і збільшення його витрати в бойлерну установку, що розташовується перед циліндром низького тиску [1, 2].

Для керування витратою пари в бойлерну установку регулюючий ступінь циліндру низького тиску (перший по ходу пари) виконується з поворотною діафрагмою, що має поворотне кільце з каналами напрямного апарату діафрагми регулюючого ступеня. Поворотне кільце, залежно від його положення, дозволяє регулювати пропуск пари в проточну частину циліндру низького тиску (ЦНТ) від повної величини (100 %) при роботі турбіни на конденсаційному режимі до «чисто» вентиляційного пропуску пари, близького приблизно до 0,5–1,5 % при повністю закритій поворотній діафрагмі та роботі турбіни на теплофікаційному режимі за тепловим графіком [3].

При роботі турбіни за електричним графіком витрати пари в бойлерну установку та ЦНТ і далі в конденсатор регулюються залежно від співвідношення електричного та теплового навантаження положенням

поворотного кільця діафрагми, тобто ступенем відкриття її соплових каналів $\bar{\delta} = \delta / H_0$ в залежності від положення штоку сервоприводу. Повний хід штоку, який відповідає 100 % відкриттю каналів регулюючої діафрагми для турбін типу Т-250/300-240, складає $H_0 = 220$ мм.

При зміні тиску P_k в конденсаторі і тиску пари перед регулюючим ступенем, приблизно дорівнюючому при маловитратних режимах тиску в нижньому опалювальному відборі $P_{нв}$, у щілині між стійками поворотного кільця і кромками напрямних лопаток спостерігається критичний режим витоку пари. Для регулюючих ступенів ЦНТ турбін Т-250/300-240 критичний режим витоку пари зберігається до величини $\bar{\delta} \leq 0,50$ (для турбін з різним ступенем деформації поворотних кілець неущільнювальних діафрагм він може відрізнятись до ± 8 %).

Зміна витрати пари, що протікає через проточну частину при різному ступені відкриття поворотної діафрагми, викликає значні зміни в структурі потоку, які залежать від величини відносної об'ємної витрати $\overline{Gv_2} = Gv_2 / (Gv_2)_{ном}$ на виході з робочого колеса (РК). При маловитратних режимах витрата пари через ступінь нижче об'ємної витрати холостого ходу ступені $\overline{Gv_{2xx}} = Gv_{2xx} / (Gv_2)_{ном}$, де G – масова витрата пари через ступінь; v_2 – об'єм пари на виході з робочого колеса; індекси xx – режим холостого ходу, $ном$ – номінальний режим [4].

Маловитратні режими (режимах нижче холостого ходу) насамперед настають в останніх ступенях ЦНТ, що мають велику віяловість – відношення довжини робочої лопатки l_l до середнього діаметра ступеня $l_l/D_{ср}$. При цьому при постійній частоті обертання ротора $\omega = const$ формуються [5–9]:

- привтулковий відрив потоку за робочим колесом, що проникає в область вихідних кромок робочих лопаток останнього ступеня;

- вихор, що обертається в міжвінцевому зазорі ступені, який блокує потік у його периферійній (верхній) частині та відтісняє його в привтулку (кореневу) частину міжвінцевого зазору.

Зародження цих структур пов'язано з відносною об'ємною витратою пари для кожного зі ступенів ЦНТ. Вони у своїй основі є вихровими з високим ступенем турбулентності, що підвищується при взаємодії їх з елементами проточної частини. Це призводить до значного зростання втрат механічної енергії потоку, що перетворюються на теплові, та супроводжуються зростанням температур потоку, розігрівом елементів проточної частини, насамперед, лопаткових апаратів та вихідних патрубків, що знижує експлуатаційну надійність роботи турбоустановки [10–12].

Мета дослідження. На основі аналізу результатів вимірювань температурного стану пари в натурних об'єктах при різних режимах роботи конденсатора визначити характеристики стану пари в широкому діапазоні зміни режимів.

Метод дослідження. Збір інформації про температурний стан елементів проточної частини ЦНТ, їх узагальнення та формулювання критерію переходу з перегрітого стану у вологу пару, що ґрунтується на аналізі фізичних процесів, які протікають у ступенях парових турбін при змінних режимах експлуатації.

Основні результати. Аналіз процесів, що відбуваються в ступенях великої віяловості, в тому числі і зміни температури пари в ступенях ЦНТ теплофікаційних турбін, що експлуатуються на ТЕЦ, показав, що основним генератором тепла у проточній частині є вихор, який обертається в межвінцевому зазорі ступеня, при маловитратних режимах роботи ЦНТ. Цей факт підтверджується розподілом температури пари по довжині робочої лопатки, яка вимірюється безпосередньо на вхідних і вихідних кромках, так і з використанням термогребінок, встановлених поблизу елементів ступеня (перед напрямним апаратом, у міжвінцевому зазорі та за робочим колесом).

При маловитратних режимах роботи ступенів великої віяловості зі зниженням об'ємної витрати пари на виході з робочого колеса відбувається розвиток привтулкового відриву, що виникає вже при роботі ступеня в турбінному режимі. При цьому основний потік пари переміщується до периферійної області робочого колеса.

При певній об'ємній витраті пари в результаті перебудови потоку з каналів робочого колеса відбувається викид пари в міжвінцевий зазор, маса якого має велику окружну складову швидкості, що досягає 0,9–0,95 значення окружної швидкості периферійних перерізів робочих лопаток. Цей викид формує вихор, що обертається у міжвінцевому зазорі ступеня, нижня межа якого переміщується до втулки при зменшенні витрати пари через ступінь.

При цьому в основному потоці температура пари підвищується за рахунок процесів турбулентності, що відбуваються у створеному вихорі.

Описана взаємодія основного потоку та вихрової течії підтверджується результатами експериментального дослідження руху парового потоку в ступенях повномасштабного однопоточного ЦНТ, виконаного під керівництвом Є. В. Ур'єва [13].

На рис. 1 наведено схему останнього ступеня турбіни Т-250/300-240, що має середній діаметр $D_{ср} = 2390$ мм, довжину робочої лопатки $l_l = 940$ мм (віяловість ступеня $l_l/D_{ср} = 0,393$) і схему розташування характерних для структури потоку точок вимірювання температури у маловитратному режимі. Виміряні значення тиску пари в конденсаторі P_k , витрати пари в останньому 31-му ступені та температури конденсації пари, що відповідає цим режимам, наведено в табл. 1.

При цьому тиск у камері паророзподілу нижнього опалювального відбору $P_{нв}$ знаходиться в діапазоні $P_{нв} = 58,8–147$ кПа, а ступінь розкриття каналів поворотної діафрагми $\bar{\delta} = 0,027–0,318$.

Результати розподілу температури пари на виході

з робочого колеса при восьми різних режимах роботи ЦНТ, отримані авторами на основі обробки даних [13], наведено на рис. 2.

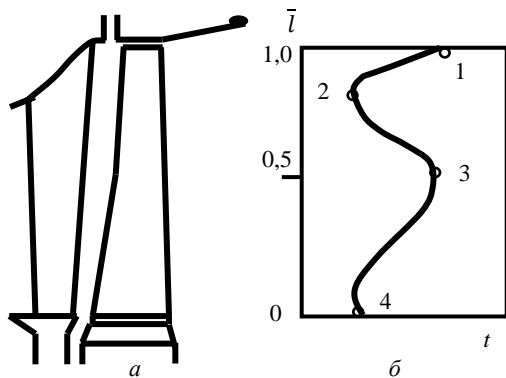


Рис. 1. Схема останнього ступеня турбіни Т-250/300-240: а – схема ступеня; б – умовний розподіл температури пари на кромках лопаток з позначенням характерних для аналізу температури точок при маловитратних режимах

Графіки розподілу температури пари на виході з робочого колеса мають три різні форми:

- температура пари постійна по довжині робочої лопатки на виході з робочого колеса і приблизно дорівнює температурі конденсації пари пара $t_2 \approx t_s$ (режим 1). Ця форма відповідає течії вологій (насиченій) пари;
- перехідний режим основного потоку з мінімальною температурою у точці 2. Наприклад, на режимі 2 потік у точці 2 перегрітий приблизно на 6°C , на режимі 8 – на 27°C ;
- температура пари має форму з двома рівними максимальними значеннями (точки 1 і 3), мінімальною величиною у точці 2 і значенням у точці 4 для зворотної течії привтулочного відриву, в якому температура визначається умовами перемішування

потоків у вихідному патрубку і підсмоктуванням більш холодної пари з конденсатора.

Таблиця 1 – Виміряні значення тиску пари, витрати пари, температури конденсації пари

Номер режиму	P_k , кПа	G_{31} , кг/с	t_s , $^\circ\text{C}$
1	9,8	23,9	45,2
2	12,7	24,7	50,3
3	14,7	24,7	53,5
4	19,6	24,7	59,3
5	24,5	24,7	62,0
6	29,4	20,8	68,3
7	29,4	40,8	68,3
8	29,4	54,2	68,3

Характер зміни температури пари по довжині робочої лопатки свідчить про те, що пізніше всіх у режим з виходом із ступеня перегрітої пари входить пара основного потоку, яка знаходиться в області точки 2, тобто після досягнення в цій точці температури насичення t_s ($t_2^{\text{min}} = t_s(P_k)$) весь ступінь працює на перегрітій парі. З цього випливає, що цю температуру доцільно прийняти як характеристику температурного стану ступеня.

На рис. 3 наведено зміни мінімальної температури t_2^{min} на виході з робочого колеса для чотирьох витрат при зміні тиску в конденсаторі P_k , отримані авторами за результатами досліджень [13] при температурі пари в нижньому опалювальному відборі $t_{\text{нo}} \approx 105\text{--}130^\circ\text{C}$.

Для отриманих залежностей спостерігається лінійна зміна t_2^{min} зі збільшенням тиску в конденсаторі, починаючи від граничного значення t_{2s} на лінії насиченої пари t_s , положення якої визначається табличними співвідношеннями $t_s \sim P_k$ при $P_k < 30$ кПа.

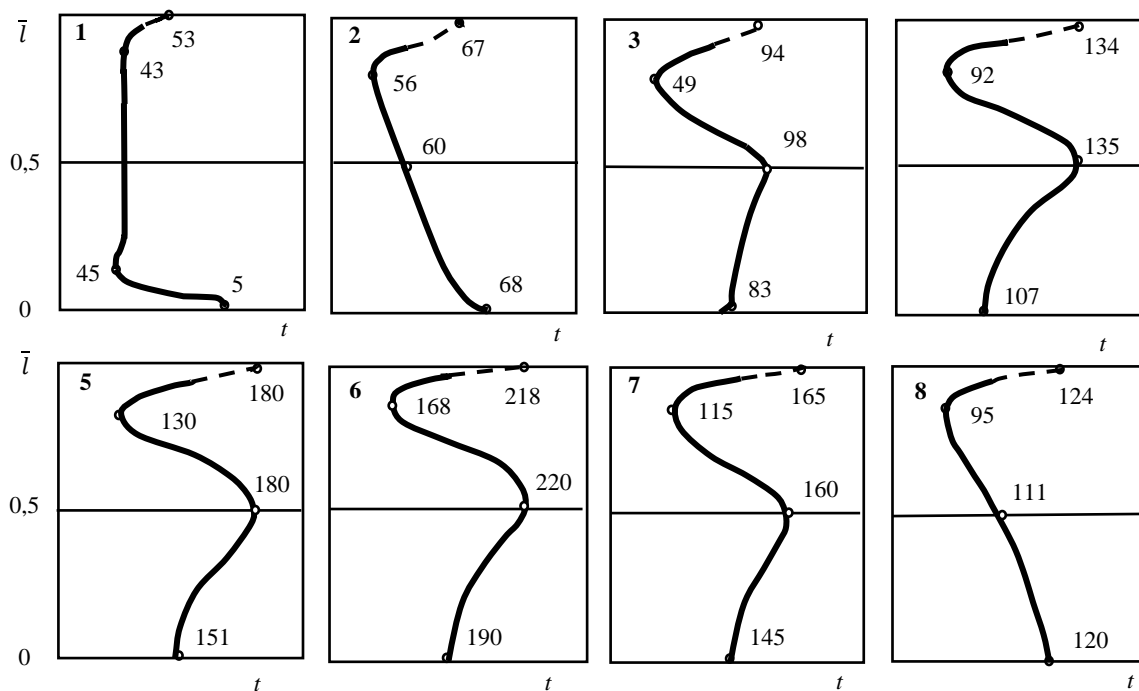


Рис. 2. Зміна температури пари на виході з робочого колеса останнього (31-го) ступеня ЦНТ, $^\circ\text{C}$

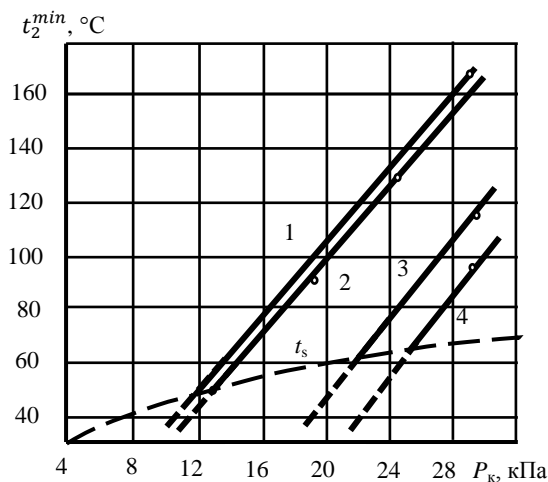


Рис. 3. Залежність мінімальної температури пари на виході з РК від тиску в конденсаторі:
 1 – $G_{31} = 20,2$ кг/с; 2 – $G_{31} = 24,7$ кг/с; 3 – $G_{31} = 40,8$ кг/с;
 4 – $G_{31} = 54,2$ кг/с

Характер зміни мінімальної температури дозволяє відзначити вплив початкової для потоку ЦНТ температури $t_{нв}$ в камері паророзподілу на рівень температури пари в останньому ступені, який для ступенів великої віяловості є критичним при тривалій роботі ЦНТ в області маловитратних режимів. Таким чином, мінімальна температура пари в точці 2 є функцією трьох параметрів:

- витрата пари через ступінь G , кг/с;
- температура пари $t_{нв}$ на вході в триступеневу проточну частину ЦНТ, °С;
- тиск пари на виході з робочого колеса рівний для маловитратних режимів роботи ЦНТ тиску в конденсаторі P_k , кПа, тобто

$$t_2^{\min} = f(G_{31}, t_{нв}, P_k). \quad (1)$$

Залежність (1) може бути отримана виходячи з аналізу зміни t_2^{\min} при зміні одного з параметрів і постійних інших двох.

Для досліджених режимів роботи одного потоку ЦНД рівняння (1) можна подати у вигляді

$$t_2^{\min} = t_{нв} + \Delta t^{\min}, \quad (2)$$

де Δt^{\min} залежить від параметрів G_{31} та P_k .

На рис. 4 наведено вплив масової витрати пари на рівень її нагріву Δt^{\min} , який визначається вентиляційними втратами, створюваними обертовим вихором в останньому і передостанньому ступенях ЦНТ у кожному з потоків, побудований на основі обробки даних [13] (лінії 1–6) та отриманих при вимірюваннях на Харківській ТЕЦ-5 (лінії 7–8).

При $P_k = 29,4$ кПа і $G_{31} = var$ (20,8; 40,8 і 54,2 кг/с) залежність 1 лінійна і може бути апроксимована формулою

$$\Delta t^{\min} = a - 2,60 \cdot G_{31}, \quad (3)$$

де Δt^{\min} визначається в °С, масова витрата пари через останній ступінь в кг/с.

Можна припустити, що такий самий характер залежності буде і за інших P_k . Тоді константа a рівняння (3) залежить від рівня тиску пари в конденсаторі P_k (рис. 5).

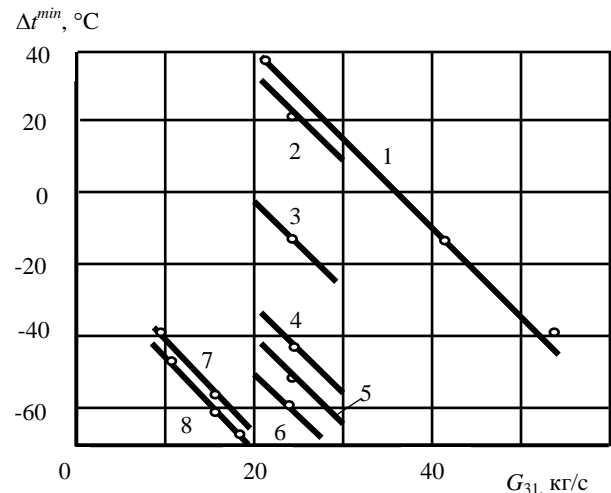


Рис. 4. Вплив витрати пари через останній ступінь на нагрівання пари основного потоку:
 1 – $P_k = 29,4$ кПа; 2 – $P_k = 24,9$ кПа; 3 – $P_k = 19,6$ кПа;
 4 – $P_k = 14,7$ кПа; 5 – $P_k = 12,7$ кПа; 6 – $P_k = 9,8$ кПа;
 7 – $P_k = 4,9$ кПа; 8 – $P_k = 3,7$ кПа

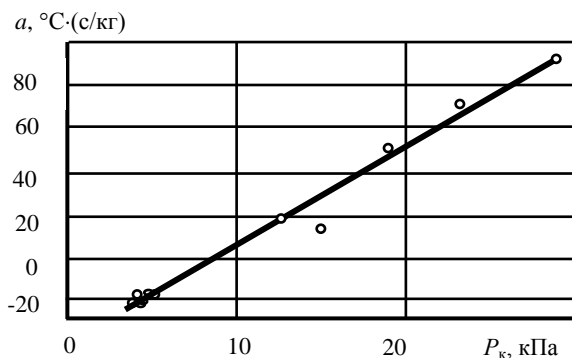


Рис. 5. Залежність постійної a в рівнянні (3) від тиску пари в конденсаторі

Як випливає з рис. 5, на цю лінійну залежність, отриману при обробці результатів [13], добре укладаються і результати вимірів для останнього ступеня ЦНТ турбіни Т-250/300-240 на Харківській ТЕЦ-5 при роботі в області низьких значень тиску в конденсаторі ($P_k = 3,7-5,0$ кПа, $G_{31} = 9,3-18,8$ кг/с, $t_{нв} = 125, 145, 160$ °С). Експериментальні значення постійної $a(P_k)$ для рівняння (3) з мінімальним розкидом описуються рівнянням

$$a = 4,38 \cdot P_k - 37,0. \quad (4)$$

Підстановка (3) і (4) у (2) дозволила отримати залежність для визначення мінімальної температури пари t_2^{\min} в дослідженому робочому діапазоні зміни його параметрів для останнього ступеня ЦНТ у вигляді

$$t_2^{\min} = t_{нв} + 4,38 \cdot P_k - 2,60 \cdot G_{31} - 37,0, \quad (5)$$

де $t_{нв}$ приймається в °С; P_k – у кПа; G_{31} – у кг/с.

В умовах експлуатації витрата пари у конденсатор визначається для 2-х потоків ЦНТ у тонах на годину. У цьому випадку для практичного застосування рівняння (5) може бути перетворено на вигляд

$$\Delta t^{min} = t_{но} + 4,38 \cdot P_k - 0,361 \cdot G_{цнд} - 37,0, \quad (6)$$

для якого витрата пари в ЦНТ (при малих витратах пари підігрівач низького тиску ПНТ-1 не працює) може бути заданий з розрахунку теплового балансу проточної частини турбіни в робочому діапазоні зміни електричного навантаження (від 150 до 300 МВт).

Аналіз зміни температури пари на виході з робочого ступеня дозволяє визначити границю переходу роботи останнього ступеня при зниженні витрати пари в ЦНТ з області вологої пари в область перегрітої пари по всій проточній частині ЦНТ, вважаючи, що перехід пари в точці 2 відповідає останній точці в лопатковому апараті проточної частини ЦНТ, у якій пара стає перегрітою. Для цього слід прийняти умову $t_2^{min} = t_s(P_k)$, коли температура конденсації визначається для насиченої пари по тиску в конденсаторі P_k .

У цьому випадку рівняння (6) набуде вигляду

$$t_s(P_k) = t_{но} + 4,38 \cdot P_k - 0,361 \cdot G_{цнд} - 37,0,$$

або

$$t_s(P_k) - 4,38 \cdot P_k = t_{но} - 0,361 \cdot G_{цнд} - 37,0. \quad (7)$$

Для лівої частини рівняння залежність функції $t_s(P_k) - 4,38 \cdot P_k = f(P_k)$ від тиску насиченої пари можна визначити чисельно, використовуючи дані таблиць насиченої пари [14] (рис. 6, а). У діапазоні зміни P_k від 2,5 до 6 кПа його вплив незначний і середнє значення функції $f(P_k) = 11,0$. У діапазоні зміни P_k від 6 до 18 кПа функція $f(P_k)$ зменшується лінійно і може бути представлена як $f(P_k) = 26,5 - 2,583 \cdot P_k$, для області зміни P_k від 18 до 32 кПа – $f(P_k) = 43,71 - 3,539 \cdot P_k$.

Підстановка значень цих функцій за діапазонами зміни P_k дозволяє записати рівняння визначення граничної витрати пари після простих перетворень як:

- для $2,5 \text{ кПа} < P_k \leq 6 \text{ кПа}$

$$G_{цнт}^{гр} = 2,769 \cdot t_{нв} - 133,0; \quad (8)$$

- для $6 \text{ кПа} < P_k \leq 18 \text{ кПа}$

$$G_{цнт}^{гр} = 2,769 \cdot t_{нв} + 7,155 \cdot P_k - 175,9; \quad (9)$$

- для $18 \text{ кПа} < P_k \leq 32 \text{ кПа}$

$$G_{цнт}^{гр} = 2,769 \cdot t_{нв} + 9,801 \cdot P_k - 223,5. \quad (10)$$

Номограма, побудована за допомогою цих рівнянь для зазначених областей зміни P_k , наведена на рис. 6, б і дозволяє при заданих параметрах швидко визначити граничне значення витрати пари в ЦНТ, враховуючи, що при $t_{нв} = const$ значення $G_{цнд} > G_{цнт}^{гр}$ відповідають роботі останнього ступеня на вологій парі, а значення $G_{цнд} < G_{цнт}^{гр}$ – на перегрітій.

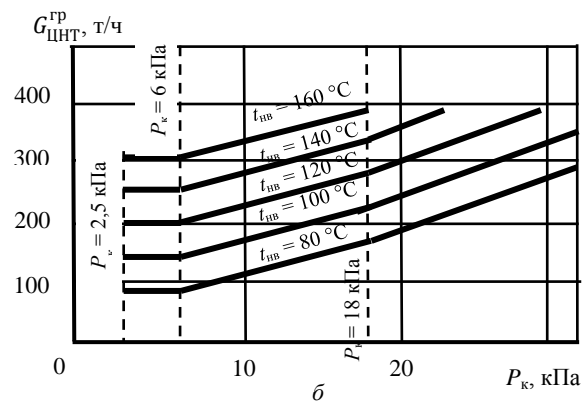
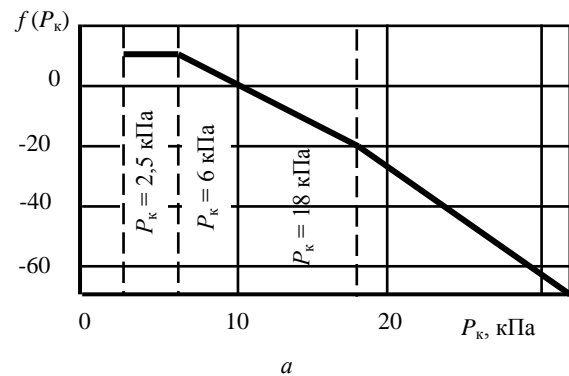


Рис. 6. Зміна функції $f(P_k)$:
а – залежно від тиску в конденсаторі; б – номограма визначення граничної витрати пари, що розділяє області її перегрітої та вологої станів

З неї також видно, що чим менше $t_{нв}$ і P_k , тим при менших витратах відбувається перехід стану пари від вологого до перегрітого.

Визначення граничної витрати пари $G_{цнт}^{гр}$ в ЦНТ дозволяє розглянути зміну ступені вологості y_2 на виході з останнього ступеня ЦНТ, використовуючи такі міркування.

Максимальний ступінь вологості y_2^{max} на виході з робочого колеса останнього ступеня приймається як достовірні величина, отримана в результаті теплового розрахунку проточної частини турбіни для максимальної потужності (для турбіни Т-250/300-240 вона становить $y_2^{max} = 7,75 \%$ при електричній потужності $N_e^k = 300$ МВт, витраті пари в конденсатор $G_{цнд}^{max} = 640$ т/г і тиску в конденсаторі $P_k = 5,6$ кПа).

При $G_{цнт}^{гр}$ вологість пари приймається рівною нулю. У діапазоні зміни $G_{цнд}^{гр} < G_{цнд} < G_{цнд}^{max}$, як показали теплові розрахунки проточної частини ЦНТ, ступінь вологості пропорційна витраті пари, що може бути представлено у вигляді

$$y_2 = y_2^{max} \cdot \frac{G_{цнд} - G_{цнт}^{гр}}{G_{цнд}^{max} - G_{цнт}^{гр}}, \quad (11)$$

де $G_{цнт}^{гр}$ визначається за залежностями (8)–(10) або за номограмою (рис. 6, б).

Висновки. Проведено аналіз зміни температури пари в ЦНТ теплофікаційної турбіни великої потужності, який дозволив як характеристику

температурного рівня ступеня в області маловитратних режимів прийняти температуру пари, що відповідає положенню основного потоку при складній структурі руху пари в ступені великої віяловості. Ця температура на виході парового потоку із ступеня і є мінімальною як при роботі ступеня в області перегрітої пари, так і при переході ступеня на роботу вологою парою зі збільшенням її витрати в ЦНТ.

Запропоновано залежність для визначення мінімальної температури пари на виході з робочого колеса ступеня з урахуванням того, що основним генератором температури при нагріванні пари в ступені є вихор, що обертається в її міжвінцевому зазорі.

За умови рівності мінімальної температури пари в ступені температурі конденсації пари при заданому тиску в конденсаторі показано, що граничне значення витрати пари через останній ступінь, що відповідає переходу роботи з області вологої пари в область перегрітої, при різному рівні температури пари в нижньому опалювальному відборі, залежить від тиску в конденсаторі і може бути представлено в трьох областях його зміни: $P_k \leq 6$ кПа, 6 кПа $< P_k \leq 18$ кПа та 18 кПа $< P_k \leq 36$ кПа. При цьому в області $P_k \leq 6$ кПа рівень тиску на граничне значення витрати пари через останній ступінь ЦНТ не впливає.

Зміна процесної вологості потоку на виході з робочого колеса залежить від витрати пари в ЦНТ і, $G_{\text{ЦНТ}}^{\text{гр}}$, що визначає граничний перехід з області вологої пари в область перегрітої по всій довжині робочої лопатки при заданих температурі пара у нижньому опалювальному відборі $t_{\text{нв}}$ та тиску у конденсаторі P_k . Отримано, що чим менше $t_{\text{нв}}$ та P_k , тим при менших витратах пара відбувається цей перехід.

Список літератури

1. *Нормативные энергетические характеристики блока Т-250 МВт Харьковской ТЭЦ-5*. Харьков: Харьковская ТЭЦ-5, 2000. 110 с.
2. Трухний О. Д., Ломакін Б. В. *Теплофікації парові турбіни та турбоустановки*. МЕІ, 2020. 540 с.
3. *Инструкция по эксплуатации теплофикационной установки Харьковской ТЭЦ-5*. Харьков: Харьковская ТЭЦ-5, 2006. 31 с.
4. Shubenko A., Goloshchapov V., Senetska D., Senetskyi O. Determination of the Idle Mode of the Stage of Axial Turbine during Operation at Partial Loads. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2021. No. 65 (1). P. 103–109. doi: 10.3311/PPme.17359
5. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020. Vol. 66, no. 1. P. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
6. Rusanov A. V., Shvetsov V. L., Alyokhina S. V., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Ishchenko M. H., Slaston L. O., Sherfedinov R. B. The efficiency increase of the steam turbine low pressure cylinder last stage by the blades spatial profiling. *Journal of Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 23, no. 1. P. 6–14. doi: 10.15407/pmach2020.01.006
7. Cao L., Wang W., Luo H., Hu P., Li Z., Zhang Y., Ma T. Analysis on Flow Separation Characteristics of Last Stage. *Thermal science*. 2019. Vol. 23, issue 5B. P. 3239–3250. doi: 10.2298/TSCI180904025C
8. Hu P., Lin T., Yang R., Zhu X., Du Z. Numerical investigation on flow instabilities in low-pressure steam turbine last stage under different low-load conditions. *Journal of Power and Energy*. 2021. Vol. 235, issue 6. P. 1544–1562. doi: 10.1177%2F0957650921997199
9. Wang Z., Shi H., Cao L., Si H. Analysis on strength performance of the last stage blade in steam turbine under low mass flow conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022. Vol. 236 (13). P. 7095–7106. doi: 10.1177/09544062211072487
10. Arakelyan E. K., Pikina G. A., Andryushin A. V., Mezin S. V., Andryushin K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020. Vol. 170. P. 935–940. doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
11. Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022. No. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
12. Шубенко А. Л., Голошчапов В. Н., Бабенко О. А. Температурное состояние последних ступеней цилиндров низкого давления теплофикационных турбин на малорасходных режимах. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПИ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПИ». 2018. № 12 (1288). С. 11–16. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.02
13. Урьев Е. В., Локалом С. А., Маслеников Л. Н., Фуксман Л. Д., Вислова В. М. Исследование теплового состояния части низкого давления турбины Т-250/300-240. *Теплоэнергетика*. 1985. № 3. С. 61–63.
14. Рівкін С. Л., Олександров О. А. *Термодинамічні властивості води та водяної пари*. Енергоатомвиздат, 1984. 80 с.

References (transliterated)

1. *Normativnye energeticheskie kharakteristiki bloka T-250 MVt Khar'kovskoy TETS-5* [Normative power characteristics of the unit T-250 MW of Kharkiv CHPP-5]. Kharkov, Khar'kovskaya TETS-5, 2000. 110 p.
2. Trukhnii O. D., Lomakin B. V. *Teplofikatsini parovi turbiny ta turboustanovky* [Combined heat and power steam turbines and turbine plants]. MEI Publ., 2020. 540 p.
3. *Instruktsiya po ekspluatatsii teplofikatsionnoy ustanovki Khar'kovskoy TETS-5* [Instruction for operation of the heating plant of Kharkiv CHPP-5]. Kharkov, Khar'kovskaya TETS-5, 2006. 31 p.
4. Shubenko A., Goloshchapov V., Senetska D., Senetskyi O. Determination of the Idle Mode of the Stage of Axial Turbine during Operation at Partial Loads. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2021, no. 65 (1), pp. 103–109. doi: 10.3311/PPme.17359
5. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020, vol. 66, no. 1, pp. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
6. Rusanov A. V., Shvetsov V. L., Alyokhina S. V., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Ishchenko M. H., Slaston L. O., Sherfedinov R. B. The efficiency increase of the steam turbine low pressure cylinder last stage by the blades spatial profiling. *Journal of Mechanical Engineering*. 2020, vol. 23, no. 1, pp. 6–14. doi: 10.15407/pmach2020.01.006
7. Cao L., Wang W., Luo H., Hu P., Li Z., Zhang Y., Ma T. Analysis on Flow Separation Characteristics of Last Stage. *Thermal science*. 2019, vol. 23, issue 5B, pp. 3239–3250. doi: 10.2298/TSCI180904025C
8. Hu P., Lin T., Yang R., Zhu X., Du Z. Numerical investigation on flow instabilities in low-pressure steam turbine last stage under different low-load conditions. *Journal of Power and Energy*. 2021, vol. 235, issue 6, pp. 1544–1562. doi: 10.1177%2F0957650921997199
9. Wang Z., Shi H., Cao L., Si H. Analysis on strength performance of the last stage blade in steam turbine under low mass flow conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022, Vol. 236 (13), pp. 7095–7106. doi: 10.1177/09544062211072487
10. Arakelyan E. K., Pikina G. A., Andryushin A. V., Mezin S. V., Andryushin K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020, vol. 170, pp. 935–940.

- doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
11. Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022, no. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
12. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Babenko O. A. Temperaturnoe sostoyanie poslednikh stupeney tsilindrov nizkogo davleniya teplofikatsionnykh turbin na maloraskhodnykh rezhimakh [Temperature state of the last cascades of low pressure cylinders of heat turbines in low flow rate modes]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy u ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 12 (1288), pp. 11–16. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.02
13. Ur'ev E. V., Lokalom S. A., Maslennikov L. N., Fuksman L. D., Vislova V. M. Issledovanie teplovogo sostoyaniya chasti nizkogo davleniya turbiny T-250/300-240 [Investigation of the thermal state of the low pressure part of the T-250/300-240 turbine]. *Teploenergetika*. 1985, no. 3, pp. 61–63.
14. Rivkin S. L., Oleksandrov O. A. *Termodynamichni vlastyvoli vody ta vodianoi pary* [Thermodynamic properties of water and water vapour]. Enerhoatomvydat Publ., 1984. 80 p.

Надійшла (received) 27.07.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Голощачов Володимир Миколайович (Goloshchapov Volodymyr) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2075-5326>; e-mail: goloshchapov36@gmail.com

Котульська Ольга Валеріївна (Kotulska Olga) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: kot2017ov@gmail.com

Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tetyana) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

Сенецька Дар'я Олегівна (Senetska Daria) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2527-4529>; e-mail: dasha.seneckaya@gmail.com