

УДК 621.165.5

УТОЧНЕНА ФІЗИЧНА МОДЕЛЬ ТЕЧІЇ ПАРИ В ЧАСТИНІ НИЗЬКОГО ТИСКУ ТУРБІН ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ НА МАЛОВИТРАТНИХ РЕЖИМАХ

Шубенко О. Л.¹, член-кореспондент НАН України, Голощапов В.М.², канд. техн. наук,
Котульська О.В.³, Парамонова Т. М.⁴

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

¹головний науковий співробітник; професор, orcid.org/0000-0001-9014-1357; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

²старший науковий співробітник, ст. наук. співр. orcid.org/0000-0002-2075-5326;

e-mail: goloshchapov36@gmail.com

³провідний інженер, orcid.org/0000-0002-5902-9313; e-mail: kot2017ov@gmail.com

⁴провідний інженер, orcid.org/0000-0002-0067-801X; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2024.11>

Наведено фізичну модель вихрової структури потоку у проточній частині ЦНТ та умови, що на неї впливають при маловитратних режимах роботи ступенів великої віяловості. Виявлено умови виникнення і розвитку привулкового відриву та обертового вихору у міжвінцевому зазорі при зниженні відносній об'ємній витраті пари у ступені. Проаналізовано зв'язок температурного стану ступеня зі структурою потоку в ньому.

A physical model of the gas-dynamic structure of the flow at the flowing part of the LPC and what to inject into it under low-voltage modes of operation of the stage and high sluggishness has been introduced. It was revealed the vorticity and the development of the spigot vent and the overt vortex at the interventral gap with a reduced water volume at the step. The connection between the temperature class of the stage and the structure of the flow in the new one was analyzed.

Бібл. 11, рис. 3.

Ключові слова: парова турбіна, маловитратні режими роботи, витрати пари, ступені великої віяловості.

Вступ

Створення енергоринку та його розвиток в останнє десятиліття мало істотний вплив на режими роботи більшості працюючих електростанцій. У зв'язку із зростаючою роллю відновлюваних джерел енергії на енергоринку паротурбінні електростанції все частіше змушені працювати зі зниженим навантаженням або в області нерозрахункових режимів, виходячи на перехідні режими більше одного разу на добу. Отже, найбільш навантажені елементи турбіни (а це робочі лопатки останніх та передостанніх ступенів) повинні відповідати дедалі більшій експлуатаційній гнучкості, зберігаючи при цьому високий рівень надійності. Забезпечення надійної роботи ступенів ЦНТ особливо важливе для теплофікаційних турбін, які більшість часу експлуатуються у маловитратних режимах.

Дослідженню роботи ступенів великої віялості в широкому діапазоні зміни режимів присвячено велику низку робіт, які можна розділити на роботи, спрямовані на дослідження структури потоку в ступенях великої віялості; на роботи, присвячені температур-

ному стану елементів ступеня та на роботи з визначення інтегральних витрат потужності, необхідної для забезпечення експлуатації ступенів в умовах маловитратних режимів, що надходить у ступінь від стороннього джерела. Аналіз опублікованих джерел [1-2 та ін.] показав, що дослідження структури потоку проводяться на повітряних стендах чи із залученням термодинамічних показників на турбінах, що експлуатуються, а також розрахунковими методами з використанням комерційних програмних комплексів [3-4].

Аналітичні методи розрахунку показників турбіни, котрі нині застосовуються, придатні лише у досить вузькому діапазоні зміни її режимів, тобто для режимів, близьких до номінального (розрахункового). Ці методи як в одновимірній постановці, так і з урахуванням просторової форми течії базуються на результатах досліджень як плоских решіток, так і модульних ступенів малої та середньої віялості ($I_{\text{л}}/D_{\text{ср}} < 0,2$), але вони виявляються досить працездатні доти, доки у проточній частині зберігається "шаристий" характер течії. Коли лінії струму в меридіональному перерізі не-

значно викривлені і їх форма визначається головним чином формою обведення проточної частини цю модель течії умовно можна назвати моделлю складного руху робочого середовища в області турбінних режимів роботи ступенів. На глибоконарахункових режимах, коли характер руху потоку істотно змінюється, лінії струму спочатку викривляються, а потім з'являються зони (області) із зворотними течіями. Ці області для ступенів визначені як область привтулкового відриву, що формується за робочим колесом ступеня, і область вихрової течії міжвенцевому зазорі. У цих випадках існуючі методи тривимірних розрахунків в'язкого перебігу робочого середовища у вигляді комерційних програм ANSY-SCFX, крім завдання геометричних характеристик, вимагають достовірного формування граничних умов для режимів роботи, що розглядаються.

Метою даного дослідження є аналіз характеристик ступенів ЦНТ, що працюють у парових стаціонарних турбінах великої потужності, та формування фізичних моделей течії робочого середовища (пари) у таких ступенях на маловитратних режимах експлуатації з урахуванням розташування їх в проточній частині.

Основний зміст.

Режими роботи турбінних ступенів можна розділити на два види:

- турбінні – від номінального режиму до холостого ходу;
- маловитратні режими – від холостого ходу до режиму з нульовою витратою робочого середовища.

Як характеристику, що визначає режим роботи ступеня, доцільно використовувати відносну об'ємну витрату пари

$$\overline{Gv_2} = Gv_2 / Gv_{2\text{ном}}, \quad (1)$$

де Gv_2 – об'ємна витрата пари для режиму, що аналізується; G – масова витрата робочого середовища через ступень; v – питомий обсяг робочого середовища на виході з робочого колеса; $Gv_{2\text{ном}} = V2_{\text{ном}}$ – об'ємна витрата робочого середовища на номінальному режимі. Для ступенів, що працюють на вологій парі, об'ємна витрата вологої пари дуже мала в порівнянні з об'ємною витратою сухої насиченої пари, яка приймається для подальших розрахунків

$$G = G_0 \cdot x^2, \quad (2)$$

де x – ступень сухості пара на виході з робочого колеса (РК).

Відносна об'ємна витрата пари при холостому ході ступеня великої віялості визначається за отриманою автотрами залежністю

$$\overline{Gv_{2xx}} = \left[1,0 + \varphi \left(1 - \frac{1 - \psi^2}{\varphi^2} \right) \cdot \frac{tg\beta_{2\text{эф}}}{tg\alpha_{1\text{эф}}} - \frac{1}{2} tg^2 \beta_{2\text{эф}} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} \right)_{\text{ном}} \right]^{-1} - 0,07 \cdot \left(\frac{tg\beta_{2\text{эф}}}{tg\alpha_{1\text{эф}}} - 1 + 0,968 \cdot \sqrt{tg\gamma_m} \right) \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} \right)_{\text{ном}}^{0,5}, \quad (3)$$

де φ , ψ – коефіцієнти швидкості для напрямних та робочих лопаток; $\alpha_{1\text{эф}}$, $\beta_{2\text{эф}}$ – кути виходу потоку з напрямного та робочого апаратів; γ_m – кут нахилу периферійного меридіонального обводу напрямного апарату; v_1 , v_2 – питомі об'єми пари перед та за робочим колесом на середньому діаметрі для номінального режиму.

На номінальному режимі роботи при зменшенні масової витрати в ступенях ЦНТ потік розглядається відповідно до "шаристої" моделі течії. Ця модель працездатна до моменту зародження та розвитку привтулкового відриву в радіальному та окружному напрямках та моменту приєднання границі привтулкового відриву до вихідних кромок робочих лопаток у кореневій області (у втулки).

Зниження витрати робочого тіла супроводжується появою окружної складової швидкості c_{2u} на виході з каналів РК, вплив якої на структуру течії за робочим колесом залежить від конструктивного оформлення виходу з робочого колеса (раптове розширення – вихід пари у великий об'єм, встановлений за РК: короткий або довгий осьовий дифузор, осерадіальний дифузор, коаксіальний циліндричний вихід довжиною більшою за розмір робочої лопатки). Наявність твердої обмежуючої поверхні за РК на периферії при обертанні потоку створює радіальний градієнт тиску, величина якого залежить від c_{2u} . У потоці, що обертається, формується радіальна нестійкість з наступним виходом на більший радіус.

При відсутності обмежуючої поверхні за РК потік, виходячи під кутом $\beta_{2\text{эф}}$ до площини кромок робочих лопаток, продовжує рух у напрямку вектору швидкості $\vec{c}_{2u}$ на кожному радіусі РК, формуючи лінійчасту поверхню, що описується для кожного струменя, який виходить з РК на радіусі r_i рівнянням параболоїда обертання. Це означає, що при витіканні потоку з РК у велике простір патрубка за відсутності на периферії твердої кільцевої поверхні привтулковий відрив виникає вже при режимах, пов'язаних з формуванням c_{2u} у привтулковій області, тобто з величиною кута $\beta_{2\text{к}}$ у кореневій ділянці РК. Деяку затримку приєднання привтулкового відриву до вихідних кромок лопаток викликає конічний обвід привтулковій області вхідного патрубка.

Враховуючи властивості водяної пари при низькому тиску, а саме різке збільшення питомого об'єму, останні ступені в турбінах виконуються з максимальною віялістю, яка досягає значення $l/D_{cp} \approx 0,40-0,405$. Тому фізичну модель руху пари в турбіні доцільно уявити, починаючи з останнього ступеня ЦНТ та вихідного патрубку, в якому розвивається (залежно від конструкції останнього ступеня, його геометричних характеристик, оформлення внутрішньої порожнини патрубка) привтулковий відрив. Як показало дослідження газодинамічних характеристик, виникнення привтулкового відриву в залежності від кута β_{2k} у кореня робочих лопаток відбувається при $Gv_{2z=0} = 0,8-0,05$ і може бути представлено залежністю [5]

$$\overline{Gv_{2z=0}} = 1,065 \cdot (1 - 0,369 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2k}), \quad (4)$$

а розвиток відриву на вихідних кромках робочих лопаток як [6]

$$\overline{r_{oA}} = 1,0 - \frac{1 - \overline{r_{vt}}}{\overline{Gv_{2z=0}}} \cdot \overline{Gv_2}, \quad (5)$$

де $\overline{Gv_{2z=0}}$ – відносна об'ємна витрата відповідного режиму, при якому відрив потоку приєднується до вихідних кромок робочих лопаток у кореновому перерізі; $\overline{r_{vt}} = r_{vt}/R_k$ – відношення радіусу втулки у кореновому перерізі робочих лопаток до радіусу периферійного перерізу; $\overline{r_{oA}}$ – радіальне положення граничної точки відриву від вихідної кромки лопаток (осьова координата точки А на кромках $z = 0$).

Як випливає з рівняння (5) переміщення точки А по вихідних кромках у радіальному напрямку відбувається за лінійною закономірністю аж до зовнішнього радіусу при нульовій витраті робочого середовища.

Таким чином слід прийняти, що розвиток привтулкового відриву починається за останнім ступенем низького тиску (ступінь з найбільшою віялістю в турбіні) і в міру зменшення витрати пари (навантаження турбіни) послідовно зароджується і розвивається в радіальному та осьовому напрямку в проміжних ступенях при режимах нижче холостого ходу (маловитратних режимах).

Друга вихрова структура в ступені – вихор, що обертається в міжвінцевому зазорі в окружному напрямку, який зароджується при маловитратних режимах і не пов'язаний з привтулковим відривом. Він не проникає глибоко в канали, а в режимі вентилятора підсмоктує пару зворотної течії. При цьому в основному працюють вихідні кромки та косий зріз каналів.

На формування вихору впливає кут входу потоку в робочі лопатки при профільному перерізі периферійної

області лопаток, який розрахованому для роботи на номінальному режимі. Зниження режиму роботи ступеня супроводжується зменшенням швидкості потоку у периферійній зоні та негативним кутом атаки при вході потоку у канали робочого колеса. На увігнутій поверхні профільної частини лопатки у разі зростання негативного кута атаки формується область відриву і, отже, зменшується конфузорність каналів.

Зворотна течія з вхідної частини каналів робочого колеса у міжвінцевий зазор може виникнути коли статичний тиск в ній перевищить повний тиск потоку, що виходить з каналів напрямного апарату (НА). До появи оберткового вихору повний тиск p_1^* за НА є постійною величиною по довжині лопатки.

Розподіл параметрів за радіусом підпорядковується рівнянню радіальної рівноваги

$$\frac{dp_1}{dr} = \rho \cdot \frac{c_{1u}^2}{r} \quad (6)$$

і статичний тиск у потоці перед РК (у межвінцевому зазорі) змінюватиметься за довжиною лопатки на величину

$$\Delta p_1 = \int_{r_k}^R \rho \cdot \frac{c_{1u}^2}{r} \cdot dr, \quad (7)$$

де ρ – щільність пари у міжвінцевому зазорі; c_{1u} – окружна складова абсолютної швидкості за НА.

У міжлопаткових каналах при ударному вході в РК збільшення статичного тиску можна виразити як

$$\Delta p_2 = \varphi \cdot \int_{r_k}^R \rho \cdot \frac{\Delta c_{1u}^2}{r} \cdot dr, \quad (8)$$

де $\Delta c_{1u} = u - u_p$ – збільшення окружної швидкості внаслідок удару; u – окружна швидкість режиму, що розглядається, при ударному вході потоку в канали РК; u_p – розрахункова окружна швидкість при безударному вході на номінальному режимі; φ – коефіцієнт пом'якшення удару ($\varphi < 1,0$).

Також підвищення статичного тиску відбувається за рахунок різкої зміни напрямку руху в каналі при зміні режиму

$$\Delta p_2 = (\Delta w_{1u} \cdot w_{1up}) \cdot \rho, \quad (9)$$

де $\Delta w_{1u} = w_{1u} - w_{1up}$; w_{1u} – відносна швидкість входу потоку для режиму зародження вихору, рівна $w_{1u} = c_{1u} - u$; $w_{1up} = c_{1up} - u$ – відносна швидкість на вході у РК для розрахункового режиму.

Для ступенів парових турбін складова Δp_2 для каналів РК дорівнює

$$\Delta p_2 = (c_{1u} - c_{1uR}) \cdot w_{1up} \cdot \rho \quad (10)$$

та залежить від кута β_{1p} для периферійного перерізу робочих лопаток, їх окружної швидкості у периферійному перерізі та негативного кута атаки, тобто. режим зародження обертового вихору визначається геометрією лопаткового апарату ступеня. За умови постійної повної енергії у міжвінцевому зазорі $p_1^* = \text{const}$ (кінцеві втрати в НА не враховуються) умова зародження вихору може бути представлена (при заданих параметрах робочого середовища в середньому перерізі) як

$$p_{cp} + \int_{r_p}^R \rho \cdot \frac{c_{1u}}{r} \cdot dr + \rho (\Delta w_{1u} \cdot w_{1up}) = p_{cp} + \rho \frac{c_1^2}{2} = p_1^*, \quad (11)$$

яке вирішується для ступеня при його заданій геометрії (закон закрутки кутів НА, величина кута β_{1R} у периферійному перерізі та розподіл щільності ρ у міжвінцевому зазорі ступеня). При розвитку обертового вихору в міжвінцевому зазорі ця умова рівноваги порушується, вихід потоку з каналів НА перекривається зворотним перебігом вихору, що виходить у зазор з великою окружною складовою швидкості c_{1u} (осьова складова швидкості вихору при його виході з каналів РК негативна в периферійній області зазору та позитивна при повороті зворотного потоку на границі з основним потоком, що виходить із каналів НА).

Розподіл статичного тиску в радіальному зазорі необандаженого РК при роботі ступеня на різних режимах, що зменшуються, при постійній витраті (потужність зменшується за рахунок зниженням спрацьованого ступенем теплоперепаду) представлено в [7].

З рис. 1 видно як статичний тиск розподіляється вздовж каналу РК та по кроку між НА. Дослідження проведено на ступені з відношенням $l/D_{cp} = 0,205$ та циліндричними обводами проточної частини. НА виконано з кутами виходу потоку $\alpha_{1ef} = 16^\circ 23' = \text{const}$, ступінь реактивності на середньому діаметрі 0,3. На режимі 3 ($\bar{N} = N/N_{ном} = 0,10$) у вхідній частині каналу спостерігається постійний за довжиною статичний тиск, тобто. витікання потоку з каналу РК ще відсутнє, а тиск вздовж кроку каналу на виході з НА відповідає формі при номінальному режимі.

Для режиму 4 ($\bar{N} = -0,365$) у центральній частині каналу спостерігається збільшення тиску потоку з РК, спрямованого радіально. 4-й від входу дренаж фіксує тиск загальмованого потоку, а розподіл тиску відповідає руху потоку як у напрямку міжвінцевого зазору, так і виходу з РК. Цей процес посилюється при зниженні режиму аж до нульової витрати. Режим 6 ($G=0$, $\bar{N} = 1,70$) показав максимальний тиск загальмованого потоку в центрі каналу та інтенсифікацію його витікання у міжвінцевий зазор і за РК. При цьому швидкість руху потоку в радіальному зазорі в напрямку міжвінцевого зазору на 10,5 % вище швидкості руху за РК. Робоче колесо на безвитратному режимі споживає потужність на 70 % більше, ніж виробляє на номінальному режимі.

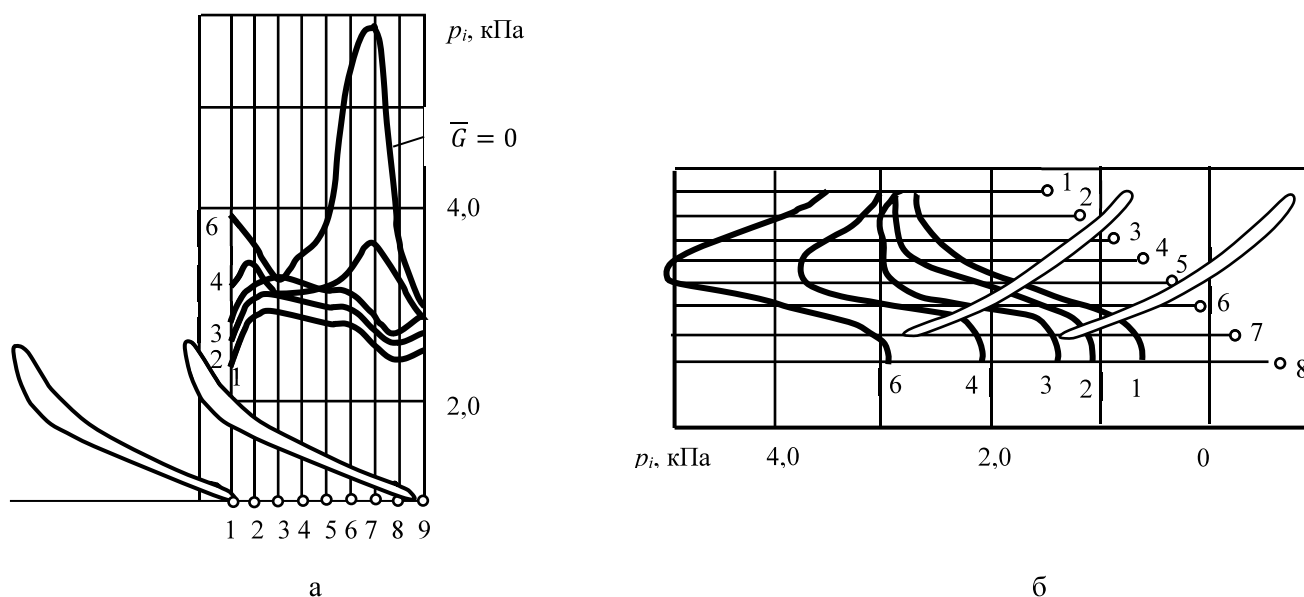


Рис. 1. Розподіл статичного тиску на зрізі соплового апарату (а) та в радіальному зазорі над робочим колесом (б) [7]

Розвиток режимних характеристик обертowego вихору після його зародження і надходження робочого середовища в міжвінцевий зазор в його периферійній області проаналізовано на основі дослідження, виконаного Л. М. Бистрицьким [8]. Досліджено ступінь з циліндричними меридіональними обводами, напрямний апарат якого виконано при відношенні $t/b = \text{const} = 0,70$ та за законом закрутки кутів виходу $\alpha_{\text{вф}} = \text{const} = 21^\circ$, відношенням $D_{\text{кр}}/l = 2,57$ ($l/D_{\text{кр}} = 0,389$). РК має змінний по довжині профіль перерізів, що створює змінний по радіусу міжвінцевий зазор, в якому при зменшенні $\overline{Gv}_2$ розвивається обертовой вихор.

На рис. 2 наведено результати траверсування потоку в міжвінцевому зазорі при розвитку обертowego вихору. Границею вихору в міжвінцевому зазорі прийнято значення $G = 1,0$ для основного потоку, що надходить у ступінь на вході НА.

Режим роботи ступеня характеризується відносною об'ємною витратою $\overline{Gv}_2$. Аналіз зміни складових швидкості при $\overline{Gv}_2 = 0,504$ показав, що зміна $\overline{c}_{1u} = c_{1u}/u_R$ (де u_R – окружна швидкість периферійного перерізу РК) ще відповідає моделі "шарової" течії, тобто c_{1u} збільшується від периферійної області течії до кореневої, а у периферійній зоні ($\bar{l} = 0,9-1,0$) c_{1u} близько до постійного значення і дорівнює $c_{1u}^{\text{пер}} = (0,32-0,33) \cdot u_R$. В привтулковій області ($\bar{l} = 0-0,06$) $c_{1u}^{\text{кор}} \approx 0,5 u_R$ та зменшується у кореневому перерізі до $c_{1u} \approx 0,41$, що відповідає величині втрат енергії у цій області.

Характерною при розвитку вихору (після формування зворотної течії, спрямованого від периферії зазору до втулки) є поява лінійної ділянки складової c_{1u} , що

зменшується під час переходу течії на менший радіус. Після проходження c_{1u} граничної лінії $G = 1,0$ між основним потоком і маси робочого середовища, яка надійшла з каналів РК в обертовой вихор, складова c_{1u} змінюється за радіусом, що відповідає її розподілу при "шарової" моделі течії (на відміну від режимів 2 і 3). Найбільш чітко це спостерігається при мінімальній дослідженій витраті ($\overline{Gv}_2 = 0,04$, режим 4). Основний потік при цьому займає привтулочную область на протязі $\bar{l} = 0-0,14$, а величина c_{1u} основного потоку близька до постійної. Осьова складова швидкості в області від $\bar{l} = 0,75$ до $0,4$ дорівнює нулю і слабо збільшується до $\bar{l} = 0,14$, що пов'язано, в основному, зі зміною радіусу міжвінцевого зазору. Радіальна компонента швидкості відповідає поведінці зворотної течії у вихорі, набуваючи негативної величини при його повороті під впливом вихідних кромок НА. Потік у вихорі має зворотну течію при великій величині c_{1u} на периферії: при $\overline{Gv}_2 = 0,254$ (режим 3) вона дорівнює $c_{1u} = 0,85 u_R$, при $\overline{Gv}_2 = 0,04$ (режим 4) – $c_{1u} = (0,71-0,73) u_R$ і близька до постійного значення на ділянці $\bar{l} = 0,8-1,0$.

Таким чином слід відмітити, що при маловитратних режимах розвиток вихору, що обертається у міжвінцевому зазорі перекриває надходження основного потоку пари через канали НА, відтісняючи його у привтулкову зону міжвінцевого зазору, а розвиток привтулкового відриву перекриває йому вихід у кореневій області робочих лопаток, направляючи основний потік у радіальному напрямку.

Складність використання рівняння (11) потребує проведення оцінки визначення режиму зароджен-

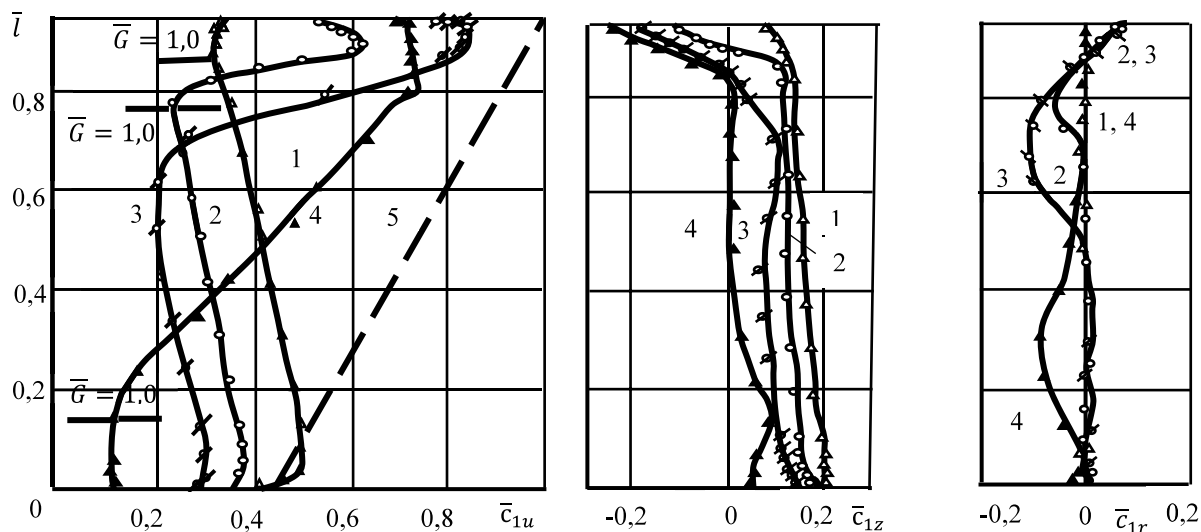


Рис. 2. Розподіл складових швидкості c_1 та u у міжвінцевому зазорі по довжині робочої лопатки для маловитратних режимів: 1 – $\overline{Gv}_2 = 0,504$; 2 – $\overline{Gv}_2 = 0,367$; 3 – $\overline{Gv}_2 = 0,254$; 4 – $\overline{Gv}_2 = 0,004$; 5 – $\bar{u}$

ня обертового вихору результатами газодинамічного дослідження ряду ступенів. Для групи ступенів, що мають закрутку кута $\alpha_{1\text{эф}} = \text{const}$ і змінний кут β_{1R} авторами була отримана залежність

$$\overline{Gv_{2R}^{\text{вихор}}} = \frac{1 + \sin \beta_{1R}}{2} \cdot \overline{Gv_{2\text{xx}}} \quad (12)$$

для режиму появи вихору і

$$\overline{r_{\text{нт}}} = \overline{r_{\text{вт}}} + (1 - \overline{r_{\text{вт}}}) \cdot \frac{\overline{Gv_{2\text{вихор}}}}{\overline{Gv_{2R}}} \quad (13)$$

де $\overline{r_{\text{нт}}}$ нижня границя вихору, що відповідає положенню лінії $\overline{G} = 1,0$.

Наявність обертового вихору та його перемішування з основним потоком усередині каналів РК супроводжується значною турбулізацією потоку, посиленою мікроевихорами, що формуються при обтіканні вихідних кромek лопаток НА потоком зі значною окружною швидкістю c_{1u} зворотної течії. Така турбулізація потоку обертового вихору призводить до великих незворотних втрат механічної енергії рухомого потоку, які перетворюються на тепло, нагріваючи масу робочої середовища вихору та основного потоку усереднені каналів робочої лопатки.

Це підтверджується численними дослідженнями теплового стану проточної частини парових турбін в умовах експлуатації [9-11]. Найбільш представницькими автори визнали результати, що отримані [11] шляхом вимірювання температури пари на обертових робочих лопатках турбіни Т-250/300-240 та Т-100/120-130. На рис. 3 наведено розподіл температури на вихідних кромках робочих лопаток останнього ступеня турбіни Т-250/300-240, яка має робочу лопатку довжиною $l = 940$ мм при середньому діаметрі $D_{\text{ср}} = 2390$ мм. Дослідження проведено на натурному стенді при ро-

бочих параметрах ЦНТ: тиск у нижньому відборі 59-147 кПа, тиск у конденсаторі 9,8-29,4 кПа, що перекидає робочий діапазон 3,5-12 кПа. Витрата пари змінювалась від 20,8 кг/с до 54,2 кг/с.

Як впливає з аналізу результатів, наведених на рисунку, розподіл температури пари на виході з РК при низькому тиску у конденсаторі (графік 1) відповідає моделі складної течії робочого середовища. Підвищення тиску в конденсаторі при постійній витраті призводить до перерозподілу температури по довжині вихідних кромek (графік 2), яке відповідне розвитку обертового вихору та збільшенню втрат енергії. Форма профілю температури при переході від вологого стану до перегрітого має вигляд характерний для руху основного потоку у середині каналів між робочими лопатками при двох незалежних переміжних потоках з різною температурою (графік 3). На графіках $t_2(\bar{l})$ можна виділити характерні точки: 1 – точка максимального значення t^{max} потоку; точка 2 – мінімальне значення t^{min} , яка близька до температури основного потоку у привтулковій області; точка 3 – температура, що дорівнює або декілька відрізняється від температури у точці 1; точка 4 – температура зворотної течії привтулкового відриву з урахуванням підсосу більш холодної пари з конденсатора (графік 4).

Така зміна температури швидко нівелюється перемішуванням потоку, який проходить над привтулковим відривом. Границею зміни профілю епюри $t_2(\bar{l})$ може бути прийнято витрату пари через ЦНТ у конденсатор p_k , яка на прикладі досліджень теплофікаційної турбіни Т-250/300-240 за аналізом, що виконано авторами, має вигляд:

– для діапазону зміни p_k від 2,5 кПа до 6,0 кПа

$$G_{\text{ЦНТ}}^{\text{рп}} = 2,769 \cdot t_{\text{нв}} - 133,0; \quad (14)$$

– для діапазону p_k від 6 кПа до 18 кПа

$$G_{\text{ЦНТ}}^{\text{рп}} = 2,769 \cdot t_{\text{нв}} + 7,155 \cdot p_k - 175,9, \quad (15)$$

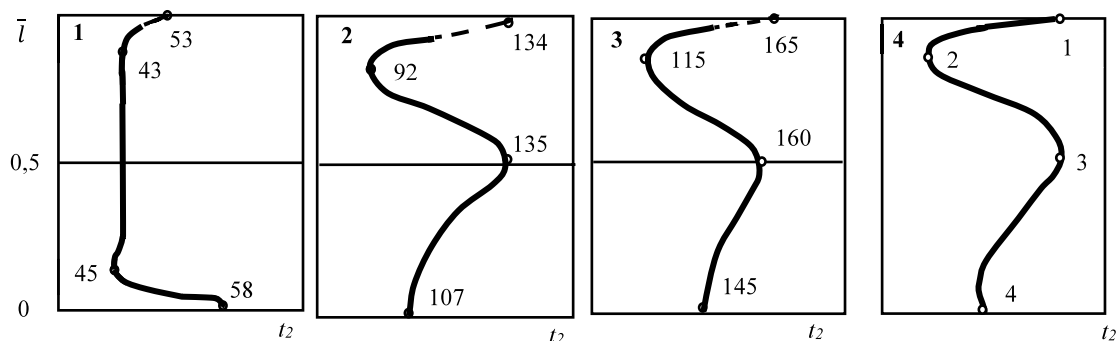


Рис. 3. Зміна температури пари на виході з робочого колеса останнього ступеня ЦНД на різних режимах роботи, °C: 1 – $G_{31} = 23,9$ кг/с; 2 – $G_{31} = 24,7$ кг/с; 3 – $G_{31} = 40,8$ кг/с

де $G_{\text{ЦНТ}}^{\text{гр}}$ – витрата пари на виході з робочого колеса, яка надійшла у два потоки ЦНТ турбіни та характеризує перехід стану пари від вологої до перегрітої, т/г; $t_{\text{нв}}$ – температура пари в нижньому теплофікаційному відборі, °C; $p_{\text{к}}$ – тиск у конденсаторі, кПа.

Аналіз температурного стану пари в проточній частині турбін різного типу показав, що найбільша різниця між $t_{\text{нв}}$ та t_{max} у точках 1 і 3 спостерігається при перехідному значенні витрати пари $G_{\text{ЦНТ}}^{\text{гр}}$ в ЦНД, яка обчислюється по рівнянням (14), (15). Зростання цієї різниці виникає за рахунок вентиляційних втрат при $G_{\text{ЦНД}} < G_{\text{ЦНД}}^{\text{гр}}$.

В продовж виконаного дослідження планується пошук механізму та конструктивна реалізація послаблення впливу на температурний стан обертового вихору і оцінка додаткових витрат енергії на роботу ступенів великої віялості.

Висновки

1. Виконано аналіз газодинамічної структури потоку та його температурного стану при маловитратних режимах роботи ступенів великої віялості та розроблено уточнену фізичну модель течії пари у ЦНТ турбіни великої потужності на маловитратних режимах.

2. Визначено умови виникнення та розвитку привтулкового відриву та обертового вихору у міжвінцевому зазорі.

3. Проаналізовано зв'язок температурного стану ступеня зі структурою потоку. Газодинамічний зв'язок привтулкового відриву та обертового вихору відсутній.

4. Основним генератором теплових втрат є обертовий вихор. Максимальний рівень температури пари знаходиться у периферійному перерізі міжлопаткових каналів робочого колеса, а потік з однаковою температурою пари виходить як в міжвінцевий зазор, так і за робоче колесо у периферійній області.

5. Фізична та розрахункова моделі роботи формуються спільно з вихідним патрубком та враховує односторонній вихід пари у конденсатор. При побудові моделі треба приймати до уваги вплив передостаннього ступеня (її привтулковий відрив) на напрямний апарат останнього ступеня.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Tajč L., Bednář L., Hoznedl M. Flow conditions in the last stage during idling operation and low output of 1000 MW. Proceedings of 18-th International Conference Engineering Mechanics. Svratka, Czech Republic, May 14–17, 2012. Paper No 31. P. 1353–1361.

2. Megerle B., Stephen T., McBean I. et al. Numerical and Experimental Investigation of the Aerodynamic Excitation of a Model Low-Pressure Steam Turbine Stage Operating Under Low Volume Flow. Jour. of Engineering for Gas Turbines and Power. 2013. Vol. 135. P. 012602-1–012602-7. doi: 10.1115/1.4007334.

3. 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.

4. Arakelyan E. K. et al. 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: the 10th International Symposium on Frontiers in Ambient and Mobile Systems (FAMS 2020) April 6–9, 2020, Warsaw, Poland. 2020. No 170. P. 935–940.

5. Shubenko, O., Alyokhina, S., Goloshchapov, V., Kotulska, O., & Senetska, D. Separation near the bushing of the flow in the outlet nozzle of the steam turbine at the low-flow rate modes. International Science Journal of Engineering & Agriculture, 2023. Vol 2, is. 2. P. 53–63. <https://doi.org/10.46299/j.isjea.20230202.05>

6. Шубенко А.Л., Козлоков А. Ю., Голощанов В. Н. и др. Отрывные течения в ступенях цилиндра низкого давления паровых турбин при малорасходных режимах. Харьков: Планета-Прінт, 2020. 322 с.

7. Емін О. М., Лисенко Г. М. Дослідження характеристик реактивного турбінного ступеня в області компресорних режимів. Теплоенергетика. 1972. № 3. С. 61-64.

8. Быстрицкий Л. Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением $D_{\text{ср}}/l$ в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода: дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1975. – 203 с

9. Mambro A., Galloni E., Congiu F. Assessment of the heat transfer coefficient for the prediction of ventilation power in steam turbine last stages operating at low load. Thermal Science and Engineering Progress. 2020 Vol. 18, 100542. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100542/>

10. Шубенко А.Л., Голощанов В.Н., Бабенко О.А. Температурное состояние последних ступеней цилиндров низкого давления теплофикационных турбин на малорасходных режимах. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 12 (1288). С. 11-16
doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.02

11. Uryev E. V. et al. Investigation of the thermal state of low-pressure part of T-250/300-240 turbine. Heat Power Engineering. 1985. No. 3. P. 61–63.

REFINED PHYSICAL MODEL OF STEAM FLOW IN THE LOW-PRESSURE PART OF A HIGH-POWER TURBINE IN LOW-FLOW RATE MODES

Shubenko O. L.¹, Goloschapov V.M.², Kotulska O.V.³,
Paramonova T.M.⁴

Anatolii Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering
Problems of NAS of Ukraine, Kharkiv, Ukraine

¹Corresponding member of the National Academy of
Sciences of Ukraine, professor, orcid.org/0000-0001-9014-1357;

e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

²PhD (Engin.), orcid.org/0000-0002-2075-5326; e-mail:
goloshchapov36@gmail.com

³Leading Engineer, orcid.org/0000-0002-5902-9313;
e-mail: kot2017ov@gmail.com

⁴Leading Engineer orcid.org/0000-0002-0067-801X;
e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2024.11>

Analytical methods for calculating the performance of the turbine are operational as long as the “layered” character of the steam flow is preserved in the flow part. However, as shown by experimental studies, the character of the flow changes significantly in low-flow rate modes. In these cases, existing methods of three-dimensional calculations require reliable formation of boundary conditions. The purpose of this study is to analyze the characteristics of low-pressure cylinder (LPC) stages operating in high-power stationary steam turbines, and to form physical models of the flow of the working medium (steam) in such stages at low-flow rate modes, taking into account their location in the flow part. It is advisable to imagine the physical model of the movement of steam in the turbine, starting from the last stage of the LPC and the outlet nozzle, in which separation of flow from the hub the develops. Its formation occurs when the relative volumetric flow rate decreases, starting with $\overline{Gv}_2 = 0.8$, depending on the angle $\beta_{2\kappa}$ at the root of the working blades. A decrease in the operating mode of the LPC turbine stages is also accompanied by a decrease the flow speed in the peripheral zone and a negative angle of attack at the flow entry into the channels of the impeller. On the concave surface of the profile part of the blade, a

separation area is formed, which rotates in the rim clearance in the circumferential direction. Reverse flow from the inlet part of the channels of the impeller into the rim clearance occur when the static pressure in it exceeds the full pressure of the flow coming out of the channels of the guide apparatus. Turbulization of the flow of the rotating vortex leads to large irreversible losses of the mechanical energy of the moving flow, which are converted into heat, heating the mass of the working medium of the vortex and the main flow averaged through the channels of the working blade. Thus, the analysis of the gas-dynamic structure of the flow and its thermal state made it possible to clarify the physical model of the steam flow in the LPC at low-flow rate modes.

1. Tajč L., Bednář L., Hoznedl M. Flow conditions in the last stage during idling operation and low output of 1000 MW. Proceedings of 18-th International Conference Engineering Mechanics. Svratka, Czech Republic, May 14–17, 2012. Paper No 31. P. 1353–1361.

2. Megerle B., Stephen T., McBean I. et al. Numerical and Experimental Investigation of the Aerodynamic Excitation of a Model Low-Pressure Steam Turbine Stage Operating Under Low Volume Flow. Jour. of Engineering for Gas Turbines and Power. 2013. Vol. 135. P. 012602-1–012602-7. doi: 10.1115/1.4007334.

3. 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.

4. Arakelyan E. K. et al. 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: the 10th International Symposium on Frontiers in Ambient and Mobile Systems (FAMS 2020) April 6–9, 2020, Warsaw, Poland. 2020. No 170. P. 935–940.

5. Shubenko, O., Alyokhina, S., Goloshchapov, V., Kotulska, O., & Senetska, D. Separation near the bushing of the flow in the outlet nozzle of the steam turbine at the low-flow rate modes. International Science Journal of Engineering & Agriculture, 2023. Vol 2, is. 2. P. 53–63. <https://doi.org/10.46299/j.isjea.20230202.05>

6. Shubenko, A.L., Kozlov A.Yu., Goloshchapov, V.N. et al. Separated flows in low-pressure cylinder stages of steam turbines under low-flow regimes. Kharkov: Planeta-Print, 2020. 322 s.

7. Emin O.M., Lysenko G.M. Research of the characteristics of jet turbine stage in the field of compressor modes. Teploenergetika. 1972. № 3. P. 61–64.

8. *Bystritsky L.N.* Investigation of turbine stages with a small ratio D_{cp}/l in the range of operating modes from nominal to idle: dis. ... kand. tekhn. nauk. – Kharkov, 1975. – 203 s.

9. *Mambro A., Galloni E., Congiu F.* Assessment of the heat transfer coefficient for the prediction of ventilation power in steam turbine last stages operating at low load. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020 Vol. 18, 100542. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100542/>

10. *Shubenko A.L., Goloshchapov V.N., Babenko O.A.* Temperaturnoe sostoyanie poslednih stupeney tselindrov nizkogo davleniya teplofikatsionnykh turbin na maloraskhodnykh rezhimakh. *Vestnik Natsionalnogo tekhnichnogo universiteta "KhPI"*. Seriya: Energetichni nf teplofizichni protsessy i ustatkuvannya. 2018. № 12(1288). P. 11-16. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.02

11. *Uryev E.V.* et al. Investigation of the thermal state of low-pressure part of T-250/300-240 turbine. *Heat Power Engineering*. 1985. No. 3. P. 61–63.

Отримано 15.11.2023

Received 15.11.2023

Прийнято до друку 15.02.2024

Accepted for publication 15.02.2024