

**Ю. О. БАХМУТСЬКА, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА**

### **ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПАРИ В СТУПЕНЯХ ПАРОВИХ ТУРБІН ПРИ ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ**

В роботі запропоновано підхід до визначення тиску та витрат пари у придискових областях проточної частини. Він включає апроксимаційні рівняння для визначення цих параметрів при русі пари від периферії до центру і у зворотному напрямку, а також через розвантажувальні отвори, діафрагмові і осеві ущільнення. Наведено результати розрахунку витрат пари у придисковій області та через розвантажувальні отвори для різних режимів роботи турбіни при пуску з холодного стану. Отримані значення параметрів пари приймаються для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі і температури на поверхнях дисків та ущільнень ротора з ціллю визначення його теплового та термонапруженого стану і подальшого керування режимами пуску турбіни. Також наведені у роботі апроксимаційні рівняння, що дозволяють розраховувати тиски у міжвинцевих і міжступеневих зазорах, що дає змогу врахувати зміну осевого зусилля на опорний підшипник при пуску турбіни.

**Ключові слова:** турбіна, проточна частина, діафрагмове ущільнення, осеве ущільнення, розвантажувальний отвір, придискова область, витрата, апроксимаційні рівняння.

**Ю. О. БАХМУТСКАЯ, О. В. КОТУЛЬСКАЯ, Т. Н. ПАРАМОНОВА**

### **ПОДХОД ДЛЯ ОЦЕНКИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРА В СТУПЕНЯХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

В работе предложен подход к определению давления и расхода пара в придисковых областях проточной части турбины. Он включает аппроксимационные уравнения для определения этих параметров при движении пара от периферии к центру и в обратном направлении, а также через разгрузочные отверстия, диафрагменные и осевые уплотнения. Приведены результаты расчета расхода пара в придисковой области и через разгрузочные отверстия для различных режимов работы турбины при пуске из холодного состояния. Полученные значения параметров пара принимаются для расчета коэффициентов теплоотдачи и температур на поверхностях дисков и уплотнений ротора с целью дальнейшего управления режимами пуска турбины. Также приведенные в работе аппроксимационные уравнения позволяют рассчитать давления в межвинцевых и межступенчатых зазорах, что дает возможность учесть изменение осевого усилия на опорный подшипник при пуске турбины из холодного состояния.

**Ключевые слова:** турбина, проточная часть, диафрагменное уплотнение, осевое уплотнение, разгрузочное отверстие, придисковая область, расход, аппроксимационные уравнения.

**YU. BAHMUTSKA, O. KOTULSKAYA, T. PARAMONOVA**

### **APPROACH TO THE DETERMINATION OF STEAM DISTRIBUTION IN THE CASCADES OF STEAM TURBINES AT CHANGEABLE OPERATION MODES**

A high and average pressure rotor is one of the main elements of the steam turbine of a high power that limits its operation life. Definition of steam parameters, in particular the pressure, the speed and the flow-rate in flow passage elements is a vital problem for the operation modes of the cascades of high pressure cylinders and low pressure cylinders at the turbine start-up. The approach to the estimation of steam flow distribution in the near-disk regions of the flow passage was suggested and it is based on the use of approximation equations for the computation of flow-rates and pressures when the steam moves from the periphery to the center and in the reverse direction and when the steam moves through discharge ports, diaphragm glands and axial seals. The computation investigation data for the steam flow-rate distribution in the intercascade space before and after the cascade are given for the following modes of operation at the cold start-up of turbine: idle running, the load of 90 kW and nominal conditions. The obtained values of steam parameters are taken for the computation of heat emission coefficients and the temperatures on disk surfaces and rotor seals in order to determine thermal and thermostressed rotor conditions with the subsequent control of the start-up mode of turbine. The approximation equations given in the paper enable the computation of the pressure in interblade and intercascade gaps and it gives an opportunity to take into consideration a change in the axial force exerted on the journal bearing at the turbine start-up.

**Key words:** turbine, flow passage, diaphragm gland, axial seal, discharge port, near-disk region, flow rate and the approximation equation.

#### **Вступ<sup>1</sup>**

Зазвичай теплові розрахунки турбіни проводять для номінального режиму, режиму максимальної потужності або гарантійного режиму. Однак, останнім часом більш актуальним є визначення параметрів пари – тиск, швидкість руху, витрати в

елементах проточної частини – для режимів роботи ступенів при пусках турбіни, які можуть бути виділені з графіків пусків, що застосовуються після поштовху ротора. При цьому тепловий та термонапружений стан роторів турбін, від якого залежить надійність роботи турбіни та її ресурс, залежить від достовірності визначення граничних умов теплообміну на поверхнях ступенів. Вони, у свою чергу, пов'язані з розподілом витрат пари в міжступеневих зазорах, розвантажувальних отворах та діафрагмових ущільненнях.

<sup>1</sup> Робота виконана в рамках проекту № Об. 4.1-17 «Підвищення ефективності проточних частин циліндрів високого та середнього тиску парових турбін великої потужності на основі оптимізації відсіків ступенів у широкому діапазоні їх роботи» цільової програми наукових досліджень НАН України «Науково-технічні основи енергетичної співпраці між Україною і Європейським Союзом» «Об'єднання-3».

### Мета роботи

Метою даної роботи є розробка методичного підходу до визначення витрат пари в елементах ступенів у широкому діапазоні режимів роботи при пусках турбіни для циліндрів високого та середнього тиску.

### Методика визначення витрат пари в елементах ступеня

Схема руху пари в межвінцевому і межступеневому зазорах, розвантажувальних отворах і діафрагмових ущільненнях наведена на рис. 1.

Напрямок потоків в зазорах ступенів визначається геометричними співвідношеннями елементів диска, розмірами зазорів між тілом діафрагми і поверхнями дисків, радіусом розташування розвантажувальних отворів, ступеня закрутки лопаток діафрагми, конструкцією діафрагмових ущільнень.

Для кожної ділянки приймається залежність для визначення витрат та перепаду тисків.

У діафрагмах ступенів тиску розташовані діафрагмові ущільнення ступінчастого типу з різною кількістю гребнів  $Z$  при постійному діаметрі ротора. Витрата пари крізь діафрагмові ущільнення ступенів визначається згідно залежності [1]

$$G_y = \mu F_y \sqrt{\frac{1}{Z+1,4} \frac{P_1}{V_1}}, \quad (1)$$

якщо у щілині між останнім гребнем і поверхнею встановлюється звукова швидкість, поява якої визначається умовою

$$\frac{P_2}{P_1} \leq \frac{0,85}{\sqrt{Z+1,4}}. \quad (2)$$

Якщо швидкість потоку у щілині дозвукова

$$G_y = \mu F_y \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{Z P_1 V_1}}, \quad (3)$$

Витрата пари крізь розвантажувальні отвори  $G_{отв}$  розраховується при врахуванні можливого «замикання» отвору у залежності від швидкості обертання ротора

$$G_{отв} = p(G_{теор} - G_{зам}). \quad (4)$$

Значення витрат  $G_{отв}$ ,  $G_{теор}$ ,  $G_{зам}$  визначається із співвідношень, наведених у [2, 3]. Вони залежать від осередненої кутової швидкості потоку  $\omega$ , відносного значення зазору  $S_1$  (рис. 2), радіусів  $R_{отв}$  та  $R_d$  (рис. 1).

При  $\bar{S}_1 \leq \bar{S}_{перех}$  [2] коефіцієнт пропорційності  $p$  можна описати лінійною функцією

$$p = (3,08 - 4,39 \cdot 10^{-4} \omega) \bar{S}_1, \quad (5)$$

в області  $\bar{S}_1 \geq \bar{S}_{перех}$

$$p = (1 - 0,442 \bar{d}_{отв}^2) (1 - 8,0 \cdot 10^{-10} \omega^3). \quad (6)$$

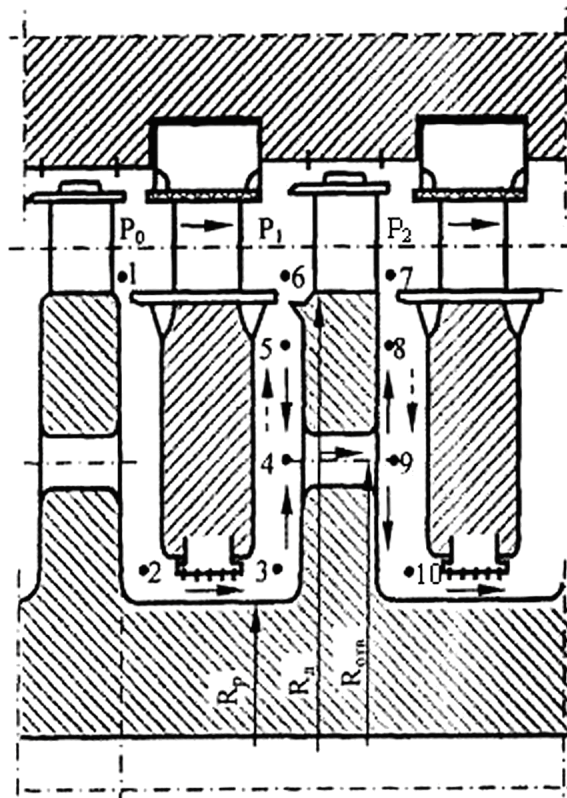


Рис. 1 – Схема протічок пари у турбінному ступені діафрагмового типу:  
1-2 – переддисківий зазор; 2-3 – діафрагмове ущільнення; 3-4 – передня камера диска від виходу з діафрагмового ущільнення до розвантажувального отвору; 4-5 – передня камера диска від розвантажувального отвору до осяового ущільнення; 5-6 – осяове ущільнення переддисківого зазору; 4-9 – розвантажувальний отвір; 9-10 – задня камера диска від розвантажувального отвору до діафрагмового ущільнення; 9-8 – задня камера диска від розвантажувального отвору до осяового ущільнення; 6-7 – канал робочої лопатки в кореневому перетині; 7-8 – осяове ущільнення за диском

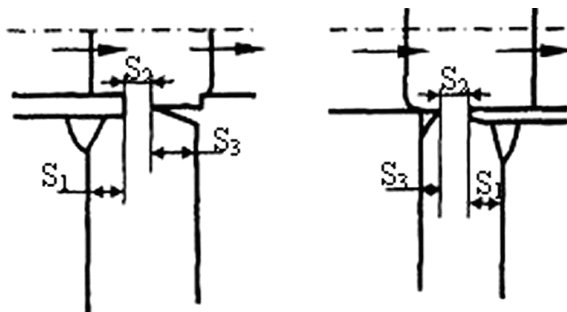


Рис. 2 – Геометрія зазорів осяового ущільнення в придисківій області

Витрата «замикання»  $G_{зам}$  визначається із співвідношення  $G_{зам} = K(\omega \bar{R}_{отв}^{1,2} \bar{d}_{отв}^2)$ , де комплекс  $K$  знаходиться з графіка [3, рис. 2].

На ділянках 4–5 та 8–9 течія пари, в залежності від співвідношень тиску у різних областях при-дискових зазорів, можлива як від периферії до центру, так і від центру до периферії. При роботі турбіни на валоповороті та холостому ходу перепад тисків при течії пари від отвору до осового ущільнення, коли  $S/R_d \geq 0,03$  [4], визначається по залежності

$$\Delta P = \frac{\rho \omega^2}{2} (R_d^2 - R_{\text{отв}}^2), \quad (7)$$

де  $\omega$  – осереднена кутова швидкість обертання ядра потоку. Знаючи кутову швидкість обертання диска, вона може бути обчислена з співвідношення  $\bar{\omega} = \omega / \omega_d$ .

При сформованому ядрі обертової течії в порожнині і течії від центру до периферії

$$\bar{\omega} = 0,50 e^{-2,77 \cdot 10 \bar{Q}}, \quad (8)$$

де  $\bar{Q}$  – відносна об'ємна витрата пари у придисковій області.

$$\bar{Q} = Q (\pi R_d^2 U_d), \quad (9)$$

де  $Q$  – об'ємна витрата пара через осовий зазор між диском і діафрагмою;  $U_d$  – окружна швидкість диска на радіусі  $R_d$ .

При течії від периферії до центру і відсутності закрутки потоку на вході у зазор

$$\bar{\omega} = 0,50 + 0,052 \sqrt{\bar{Q}}. \quad (10)$$

Якщо на зовнішньому радіусі розглядаємих ділянок 4–5 і 8–9 є закрутка потоку, то, після введення позначення  $\bar{\omega}_{c_u} = C_u / U_d$ ,

$$\bar{\omega} = \bar{\omega}_{c_u} \pm \bar{\omega}. \quad (11)$$

Знак «+» приймається при збігу напрямів векторів  $C_u$  и  $U_d$ , а знак «-» – при протилежному напрямі.

### Розрахункові дослідження розподілу витрат пари у ступенях турбіни

Наведена методика апробована при розрахунку витрати пари у проточній частині ЦВТ турбіни К-325-23,5.

Розрахунки для кожного ступеня циліндру турбіни проводилися з урахуванням рівняння збереження маси у вигляді балансу витрат  $\sum G_i = 0$  та

рівнянь енергії  $\sum_{i=0}^{i=9} \Delta P_i$  для всіх ділянок, включаю-

чи канал робочої лопатки. Значення тисків  $P_0$ ,  $P_1$  та  $P_2$  у точках 1, 6, 7, а також швидкостей потоку задавалися з теплового розрахунку розглядаємого режиму роботи турбіни.

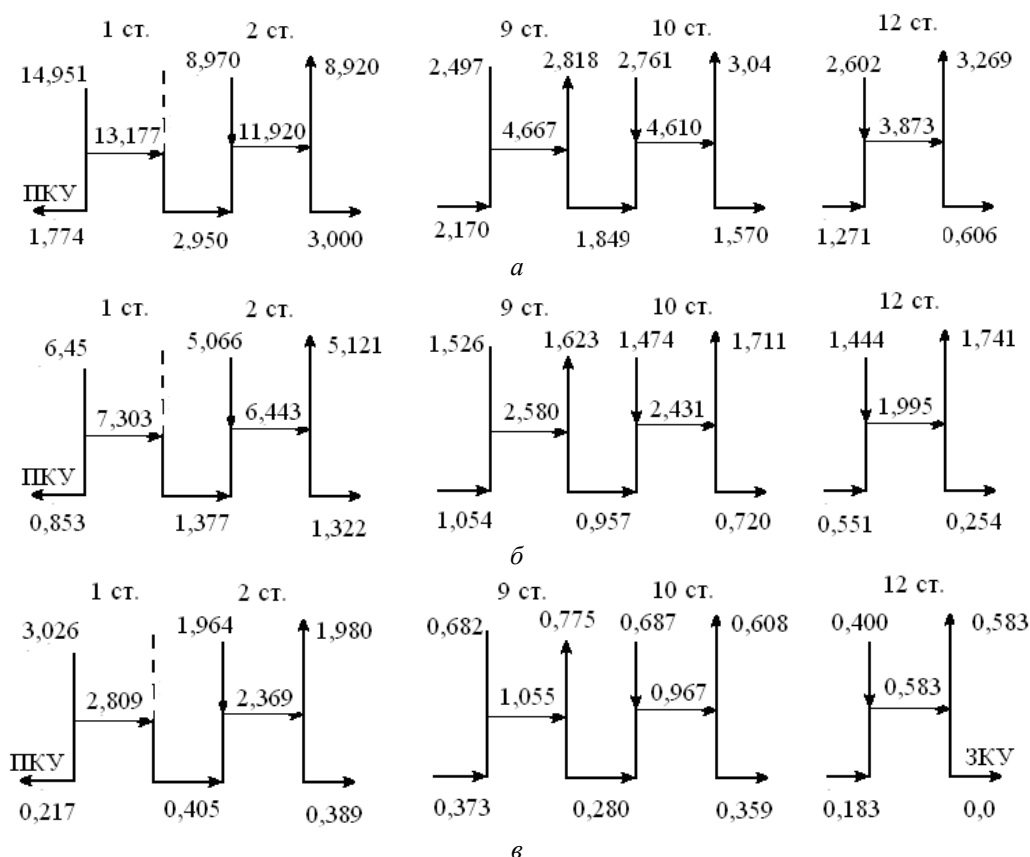


Рис. 3 – Схема потоків пари в ступенях ЦВТ на різних режимах роботи при пуску з холодного стану (витрати наведено у кілограмах за секунду): а – режим холостого ходу; б – режим при навантаженні 90 МВт; в – режим номінальний

При визначенні витрати пари через розвантажувальні отвори, як і витрати через ущільнення, прийнято, що тиски на вході і на виході з них, у першому наближенні, дорівнюють тискам в кореневих перетинах лопаткових апаратів. Коефіцієнти витрати пари через розвантажувальні отвори прийнято згідно [3] з урахуванням розташування їх на полотні дисків та витоку пари на поверхню діафрагми наступного ступеня.

На рис. 3 наведено результати розрахункового визначення витрат пари в елементах ступенів ЦВТ, а саме: регулюючого ступеня, 2–9 ступенів та 10–12 ступенів турбіни К-325-23,5 для різних режимів роботи при пуску з холодного стану.

З рис. 3 видно, що на всіх режимах при пуску турбіни у міжвінцевому зазорі течія пари направлена як від периферії, так і від ущільнення до розвантажувальних отворів. При цьому, як показує розрахунок, течія від периферії до центру має закрутку  $C_{1u}$  (окружна складова швидкості, що виходить з лопаткового апарату діафрагми), а течія з діафрагмового ущільнення – осьова.

Аналіз витрат пари в елементах ступенів тиску показав, що витрата через діафрагмове ущільнення менше витрати через розвантажувальні отвори для 2–12 ступенів тиску ЦВТ на всіх режимах пуску.

У міжвінцевому зазорі регулюючого ступеня (1 ступінь) потік пари розділяється на два – перший проходить через розвантажувальні отвори, другий спрямований у переднє кінцеве ущільнення. Паровий потік з розвантажувальних отворів диска 12-го ступеня також ділиться на два – потік, спрямований в заднє кінцеве ущільнення і потік, спрямований у проміжок між диском і вихлопним патрубком.

### Висновок

Остаточний розподіл параметрів течії пари, отриманий в ітераційному розрахунковому процесі за наведеною методикою, приймається для вибору критеріальних рівнянь, необхідних для визначення

теплого і термонапруженого стану ротора та обумовлює вибір моделей теплообміну і пов'язаних з ним коефіцієнтів тепловіддачі на поверхнях дисків та ущільнень ротора, а також температур поблизу цих поверхонь з метою подальшого керування режимами пуску турбіни.

Також наведені апроксимаційні рівняння дозволяють визначити тиск на поверхнях дисків ротора, що дає змогу розрахувати зміну осьового зусилля на опорний підшипник при пуску турбіни з холодного стану.

### Список літератури

1. Щегляев А. В. *Паровые турбины*. Москва: Энергоатомиздат, 1993. 416 с.
2. Голощапов В. Н., Котульская О. В. Определение расхода рабочей среды через разгрузочные отверстия во вращающихся дисках турбинных установок. *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования*: сб. научн. тр. ИПМаш. 2003. Т. 1. С. 83–86.
3. Голощапов В. Н., Котульская О. В., Парамонова Т. Н. Влияние геометрических и кинематических характеристик течения среды на изменение коэффициента расхода через разгрузочные отверстия во вращающемся диске. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2006. №9/35. С. 94–97.
4. Огиенко В. Г. К расчету закрутки потока у вращающегося диска при радиальном течении. *Энергомашиностроение*. 1989. № 1. С. 18–20.

### References (transliterated)

1. Sheglaev, A.V. (1993), *Parovye turbiny* [Steam Turbines], Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.
2. Goloschapov, V. N. and Kotul'skaya, O. V. (2003), "Opredelenie rashoda rabochey sredy cherez razgruzochnye otverstiya", *An Improvement of turbine units by the methods of mathem. and phys. modeling*, Vol. 1. pp. 83–86.
3. Goloschapov, V. N., Kotul'skaya, O. V. and Paramonova T. N. (2006), "Vliyanie geometricheskikh i kinematcheskikh harakteristik techeniya sredy na izmenenie koeffitsienta rashoda cherez razgruzochnye otverstiya vo vraschayuschemsya diske", *Aerospace Engineering and Technology*, No. 9/35, pp. 94–97.
4. Ogienko V. G. (1989), "K raschetu zakrutki potoka u vraschayushegosya diska pri radialnom techenii", *Energomashinostroyeniye*, no. 1, pp. 18–20.

Надійшла (received) 15.02.2018

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Бахмутська Юлія Олегівна (Бахмутская Юлия Олеговна, Bakhmutska Julija)** – інженер, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, відділ вібраційних і термомісних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: julia.bakhmutska@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2334-7432>.

**Котульська Ольга Валеріївна (Котульская Ольга Валериевна, Kotul'ska Olga)** – провідний інженер, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, м. Харків, Україна; e-mail: kot2017ov@gmail.com.

**Парамонова Тетяна Миколаївна (Парамонова Татьяна Николаевна, Paramonova Tetyana)** – провідний інженер, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, м. Харків, Україна; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.