Національна академія наук України

## Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

Національна академія наук України Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

Кваліфікаційна наукова

праця на правах рукопису

Косьянова Анна Ігорівна

УДК 621.165

## **ДИСЕРТАЦІЯ**

# ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕГУЛЮЮЧОГО ВІДСІКУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ 05.05.16 – Турбомашини та турбоустановки

## Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_A.

А. І. Косьянова

Науковий керівник Русанов Андрій Вікторович, доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України

#### АНОТАЦІЯ

Косьянова А. I. Підвищення ефективності регулюючого відсіку парової турбіни великої потужності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.16 – «Турбомашини та турбоустановки» (142 – енергетичне машинобудування) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2020.

Дисертація дослідженню присвячена газодинамічних процесів В тракті регулюючого відсіку (регулюючий ступінь, проточному камера вирівнювання тиску (вирівнююча камера) та перший ступінь тиску) циліндра високого тиску (ЦВТ) парових турбін великої потужності з сопловим паророзподілом, а також розробці та дослідженню способів зниження колової нерівномірності в зазначених елементах проточної частини.

дослідження газодинамічних процесів Для використано чисельний експеримент на базі математичної моделі просторової стисливої в'язкої турбулентної нестаціонарної течії водяної пари. Модель заснована на чисельному інтегруванні осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса з коректно поставленими граничними умовами. Для врахування турбулентних ефектів застосовується двопараметрична диференціальна модель  $k-\omega$  SST Ментера. В основу методу чисельного інтегрування покладено квазімонотонну ENO-схему підвищеної точності із вбудованою ітераційною процедурою вирішення одновимірної задачі розпаду довільного розриву. Відображення фізичної області або на розрахункову виконується за допомогою структурованих неструктурованих різницевих сіток з гексаедральними комірками, ЩО задовольняють ряду додаткових вимог до кроку сітки і характеру згущень сітки біля твердих поверхонь.

Запропоновано спрощену квазінестаціонарну постановку розрахунку нестаціонарних просторових течій пари. Основним припущенням якої є нехтування зміною взаємного положення границь ковзання між суміжними вінцями у часі. Встановлено, що це дозволяє суттєво скоротити використання обчислювальних ресурсів при забезпеченні задовільної точності розв'язку нестаціонарної задачі. Достовірність отриманих результатів підтверджується широкою апробацією методу дослідження, а також порівнянням з даними фізичного експерименту й результатами наукових праць інших авторів.

Виконано чисельне дослідження просторової в'язкої течії в регулюючому відсіку ЦВТ парової турбіни потужністю 325 МВт для основних режимів роботи з ступенем парціальності від 0.8 до 0.4. Встановлено, що кут натікання потоку перед першим ступенем тиску змінюється в широкому діапазоні значень, а при номінальному режимі роботи істотно відхилений від осьового напрямку. Це спричиняє утворення значних відривів потоку розміром ДО половини міжлопаткового каналу в направляючому апараті. Незалежно від режиму роботи у потоці в вирівнюючій камері присутні значні вихрові зони, що призводить до зменшення газодинамічної ефективності регулюючого відсіку. Виконано аналіз особливостей розповсюдження та затухання нерівномірності параметрів потоку в регулюючому відсіку, спричинених коловою парціальністю. Показано, що вирівнююча камера знижує коефіцієнт нерівномірності повного тиску до 3-х разів, а повної температури – до 6-ти разів, порівняно зі значеннями за робочим ступінь регулюючого ступеня. Найбільший вирівнювання колесом спостерігається на початку вирівнюючої камери. При зменшенні ступеня парціальності спостерігається суттєвий вплив вирівнюючої камери на тангенціальний кут потоку перед першим ступенем тиску.

За результатами аналізу фізичних процесів у регулюючому відсіку сформульовано основні положення щодо напрямків його покращення, а саме: повна або часткова відмова від використання вирівнюючої камери та застосування профілів, малочутливих до нерозрахункових кутів натікання; переміщення регулюючого ступеня на середній діаметр, що розміщений максимально близько до діаметра першого ступеня тиску; встановлення в осьовому напрямку додаткового ступеня на місце камери вирівнювання тиску для забезпечення ефективного використання теплового перепаду.

Запропоновано спосіб підвищення газодинамічної ефективності проточної частини за рахунок використання широкохордних лопаток направляючого апарату, малочутливих до нерозрахункових кутів натікання в широкому діапазоні. Запропоновано геометричну форму лопатки, що забезпечує більш сприятливе обтікання та майже сталі втрати кінетичної енергії в першому ступені тиску для кутів натікання від -60° до 60° (від осьового напрямку). Застосування цього направляючого апарату дозволило зменшити втрати кінетичної енергії в регулюючому відсіку на 4,2 % для номінального режиму роботи. Аналогічний підхід застосовано для модернізації всієї проточної частини ЦВТ. Рівень втрат кінетичної енергії в модернізованих ступенях ЦВТ знизився на 3,8 %. Загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) ЦВТ збільшився з 85,9 до 89,7 %, а прогнозована сумарна потужність на 4,4 МВт вище, ніж у вихідної конструкції ЦВТ. Такий підхід не розв'язує проблем викликаних парціальним паророзподілом з коловою нерівномірністю, а саме підвищеної колової нерівномірності тиску та призводять збільшення циклічних нестаціонарних температури, які ДО аеродинамічних навантажень на лопатки та інші елементи проточної частини.

Для принципового вирішення проблем колової нерівномірності вперше запропоновано новий підхід до організації парціального паророзподілу – радіальний паророзподіл. Виконано попередню оцінку можливості забезпечення основних режимів роботи парової турбіни з його використанням. Розглянуто конструктивне рішення регулюючого відсіку парової турбіни потужністю 325 МВт без вирівнюючої камери та з паророзподільною камерою й сопловим апаратом регулюючого ступеня, розділеним коловими камерами в радіальному напрямку, що дозволяє підводити пару до робочого колеса без внесення колової нерівномірності в потік.

Виконано аналіз особливостей розповсюдження та затухання нерівномірності параметрів потоку в регулюючому відсіку, спричинених

радіальною парціальністю. Показано, що робоче колесо регулюючого ступеня знижує коефіцієнт нерівномірності в 15 – 25 разів для тиску та в 7 – 9 разів для інших компонент у порівнянні зі значеннями на вході. Встановлено, що нерівномірність потоку в ступенях 2 та 3 кількісно і якісно подібна для всіх режимів роботи, тобто основні процеси вирівнювання зосереджені в робочому колесі регулюючого ступеня. Для номінального режиму збільшення потужності складає понад 2 МВт, при цьому втрати кінетичної енергії менші на 11 % від вихідного регулюючого відсіку. Встановлено, що збільшення товщини кільцевих роздільників до 3 мм призводить до підвищення на 0,7 - 0,8 % втрат кінетичної енергії потоку та зменшення потужності на 0,1 - 0,2 МВт залежно від режиму роботи.

Для реалізації зазначених напрямків удосконалення при існуючій системі соплового паророзподілу з коловою нерівномірністю запропоновано геометричну форму лопатевої проточної частини регулюючого відсіку парової турбіни потужністю 325 МВт. Об'єкт дослідження складається з регулюючого ступеня та діагонального ДВОХ ступенів тиску типу 3 направляючими апаратами, кутів нерозрахункових натікання. Радіальна малочутливими до камера вирівнювання тиску відсутня. ККД регулюючого відсіку становить 91,0 % на номінальному режимі без урахування втрат на клапанах та 85,8 % із урахуванням втрат на клапанах. Для всіх режимів роботи спостерігається підвищення газодинамічної ефективності у порівнянні з вихідною конструкцією. Коловий ККД збільшився на 6 - 10 %, а потужність відсіку – на 1 - 2 МВт залежно від режиму роботи.

Ключові слова: парова турбіна, циліндр високого тиску, регулюючий ступінь, вирівнююча камера, ступінь тиску, діагональний ступінь, колова парціальність, радіальний паророзподіл, турбулентна течія

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок / А. В. Русанов, В. І. Гнесін, О. М. Хорєв та ін.: за заг. ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанова; Монографія. – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. – 386 с.

2. Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А.В.Русанов, Е.В. Левченко, В. Л. Швецов, А. И. Косьянова // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. № 3. С. 12–18. ISSN 2078-774Х.

3. Повышение газодинамической эффективности первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 / А. В. Русанов, Е. В. Левченко, В. Л. Швецов, А. И. Косьянова // Компрессорное и энергетическое машиностроение. Сумы, 2011. № 1(23). С. 28–32. ISSN 2413-4554.

4. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5 / А. В. Русанов, А. И. Косьянова, П. Н. Сухоребрый, О. Н. Хорев // Наука та інновації. Київ, 2013. № 1. С. 33–40. ISSN 1815-2066.

5. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325-23,5. Научнотехнический журнал «Вестник двигателестроения». Харьков, 2014. № 2. С. 90–95. ISSN 1727-0219.

6. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на режиме парциальности 0.4. // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2015. № 9/126. С. 75–80. ISSN 1727-7337.

7. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Разработка нового способа парциального парораспределения для обеспечения частичных режимов

работы мощных паровых турбин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Харьков, 2015. № 6(8). С. 24–28. ISSN 1729-3774.

8. Русанов А. В., Косьянов Д. Ю., Косьянова А. И. Исследование пространственного потока пара в регулирующем отсеке с радиальным парциальным парораспределением // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2016. № 7(134). С. 43–48. ISSN 1727-7337.

9. Патент № UA 113710 C2 (Україна). Система соплового парозподілу парової турбіни /МПК (2016.01) F24D 3/18(2006.01) F24H 4/02(2006.01) F01K 25/02(2006.01) / Русанов А. В., Шубенко О. Л, Сухінін В. П., Швецов В. Л., Косьянова А. І.; Заявл. № а 2016 08387. Дата подання 29.07.2016, Опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3, – 4 с.

10.Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А.В.Русанов, Е.В.Левченко, В.Л.Швецов, А.И.Косьянова // Проблемы энергосбережения Украины и пути их решения: тезисы докл. VI Всеукраинской научно-технической конференции. Харьков, 2010. С. 4.

11.Косьянова А. И. Повышение газодинамической эффективности первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на частичных режимах работы // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2012. С. 56.

12. Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження роботи регулюючого відсіку ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 на частковому режимі експлуатації // XXIII Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2015), НТУ «ХПІ», Харків, 2015. Ч. 1. С. 290.

13.Косьянова А. И. Новый способ организации парциального парораспределения паровых турбин // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. С. 28.

14. Розробка системи соплового регулювання нового типу для парових турбін серії К-300 з метою підвищення їх економічності та надійності / Русанов А. В., Швецов В. Л., Пащенко Н. В., Чугай М. О., Кожешкурт І. І., Косьянова А. І. [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: АТ «Турбоатом», Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 1 електрон. опт. диск.

15. Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження процесів вирівнювання потоку в регулюючому відсіку з радіальним парціальним паророзподілом [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: АТ «Турбоатом», Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 1 електрон. опт. диск.

#### ABSTRACT

Kosianova A. I. Increase the efficiency of high power steam turbine regulating compartment – As a manuscript.

Thesis for the scientific degree of the Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) by specialty 05.05.16 – Turbo-Machines and Turbine Installations (142 – Power Machine Building), A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2020.

The focus of the thesis is an investigation of gas-dynamic processes in the regulating compartment flowing part (control stage, surge chamber and first stage of pressure) of high power steam turbine high-pressure cylinder with nozzle partial-arc admission. It also deals with research and development of circumferential flow non-uniformity decreasing approaches in the mentioned flow part items.

Numerical analysis is used as the primary method of gas-dynamic processes investigation of unsteady three-dimensional compressible turbulent steam flows. Numerical model is based on Reynolds averaged Navier-Stokes equations and robust two-equation eddy-viscosity Menter's SST  $\kappa$ - $\omega$  turbulence model with properly set boundary conditions. Numerical scheme is second order of accuracy by space and time Godunov's method, which uses a high-resolution ENO reconstruction and iterative solver of Riemann problem. Physical domain discretization is performed using hexahedral structured and unstructured meshes that meet the requirements for a mesh step size and near walls thickening.

The quasi-unsteady schema is proposed for numerical modeling of unsteady three-dimensional turbulent steam flows. The main aspect is assumption to neglect the change of the relative position in time for sliding boundaries between adjacent rows. It has been found to significantly reduce computing resources while ensuring satisfactory quality of the unsteady solution. The reliability of the obtained results is confirmed by a wide approbation of the research method, as well as by comparison with the data of the physical experiment and other researches results.

A numerical study of the three-dimensional turbulent flow processes in the results regulating compartment flowing part at high pressure steam turbine with a capacity of 325 MW was performed for all operation modes with partial admission value between 0.4 and 0.8. It is established that tangential angle of the flow before the first pressure stage varies in a wide range of values and is significantly deviated from the axial direction for the nominal operation mode. This causes significant flow separation which takes up to a half blade channel in cascade vanes. Regardless of the operation mode, the flow in the surge chamber contains significant secondary currents and flow separations, which causing reduction of the gas-dynamic efficiency of the regulating compartment flowing part. The analysis of alignment and pulsations from circumferential partiality of steam flow parameters in a regulating compartment flowing part is provided. It is shown that the surge chamber reduces a coefficient of total pressure non-uniformity up to 3 times and a coefficient of total temperature non-uniformity up to 6 times, comparing with values at the surge chamber inlet. The maximal alignment is observed at the beginning of the surge chamber. When partiality level decreases, there is a significant effect of the surge chamber on the tangential flow angle near first pressure stage inlet. In could be seen from significant deviation of the flow angle at the inlet and outlet.

Using results of physical processes analysis at the regulating compartment flowing part there were formulated main provisions regarding improvement directions, namely: full or partial refusal from surge chamber usage; using blades that are insensitive to non-optimal flow angles; to lower the control stage blades to the first pressure stage average diameter; placing of an additional stage in the axial direction at the surge chamber location for ensuring effective use of the thermal differential.

An approach to increase gas-dynamic efficiency of the regulating compartment flowing part was proposed which is based on usage of wide-chord blades of the guide apparatus, insensitive to wide range of non-optimal fluid flow angles. The shape of the blade is created, which provides a more regular flow and almost same kinetic energy losses level in the first pressure stage when a tangential angle between -60 and 60 degrees (from the axial direction). Usage of this guide-vane allowed to decrease the losses of kinetic energy in a regulative compartment on 4,2 % for the nominal operating

mode. A similar approach has been applied to the entire high pressure cylinder flowing part modernization. Kinetic energy losses are decreased by 3.8% for every modernized stage. Total efficiency of entire high pressure cylinder flowing part is increased from 85.9 to 89.7% as well as total capacity increased by 4.4 MW with respect to original design. This approach does not solve any problems of partial-arc admission with circumferential non-uniformity, namely increased circular non-uniformity of pressure and temperature, which cause cyclic non-stationary aerodynamic loads increasing on the blades.

To solve these problems fundamentally, new approach of radial partial steam admission was proposed for the first time and named "radial partiality". An assessment of the possibility to apply it for all operating modes of the high power steam turbine was performed at the first step. The constructive decision of a regulating compartment flowing part for a steam turbine with a capacity of 325 MW without a surge chamber was developed. It uses new type of steam distribution chamber with a control stage's nozzle device, separated by circular chambers in the radial direction.

The analysis of the flow parameters alignment and pulsations from radial partiality is provided for a regulating compartment flowing part. It is shown that impeller at the control stage reduces a coefficient of pressure non-uniformity up to 15-25 times and other field components non-uniformity coefficients up to 7-9 times, comparing with values at the stage inlet. It is established that the flow non-uniformity at the pressure stages 2 and 3 is similar quantitatively and qualitatively for all operating modes, i.e. the main equalization processes are concentrated only in the control stage impeller flowing part. For the nominal mode, the power increase is more than 2 MW, while the kinetic energy losses are less by 11 % from the original control stage flowing part design. It was found that increasing thickness of circular chambers to 3 mm causes additional 0.7–0.8 % loss of kinetic energy of the flow and decrease in power by 0.1–0.2 MW depending on the operating mode.

To implement main provisions regarding improvement directions using current partial-arc admission nozzle system with circumferential non-uniformity, the geometric shape of the regulating compartment flowing part is proposed for high power steam turbine with a capacity of 325 MW. The research object consists of a control stage and two pressure stages of diagonal type and with guide apparatus, insensitive to wide range of non-optimal fluid flow angles. There is no radial surge chamber. The efficiency of the regulating compartment is 91.0 % in nominal mode without taking into account the losses on the valves and 85.8 % taking into account the losses on the valves. A gas-dynamic efficiency is increased comparatively to the original regulating compartment flowing part design for all operating modes. Depending on the operation mode a circular efficiency factor is increased on 6 - 10 % and the capacity of the compartment on 1 - 2 MW.

**Keywords:** steam turbine, high-pressure cylinder, control stage, surge chamber, pressure stage, diagonal stage, partial-arc admission, radial partial admission, turbulent flow.

#### LIST OF APPLICANT PUBLICATIONS ON THE THESIS TOPIC

1. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок / А. В. Русанов, В. І. Гнесін, О. М. Хорєв та ін.: за заг. ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанова; Монографія. – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. – 386 с.

2. Rusanov, A., Levchenko, Y., Shvetsov, V. and Kosianova, A. (2010), "The increase of the work efficiency of the second stage of the high-pressure cylinder of turbine K-325-23,5 at the unsettled angles of the accumulation", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment, no. 3, pp. 12–18. – in Russian.

3. Rusanov, A., Levchenko, Y., Shvetsov, V. and Kosianova, A. (2011), "Improving the gas-dynamic efficiency of the first two stages of the high-pressure cylinder of the steam turbine K-325-23,5", Compressor and power engineering, no. 1(23), pp. 28–32. – in Russian.

4. Rusanov, A., Kosianova, A., Soukhorebry, P. and Khoriev, O. (2013), "Gasdynamic Development of Steam Turbine K-325-23,5 High-pressure Cylinder Setting", Science and Innovation, T. 9, no. 1, pp. 33–40. – in Russian.

5. Rusanov, A., Kosianova, A. and Kosianov, D. (2014), "Research of stream flow structure in regulative compartment of the HPC of steam turbine K-325-23,5", Scientific and technical journal "Bulletin of enginebuilding", no. 2, pp. 90–95. – in Russian.

6. Rusanov, A., Kosianova, A. and Kosianov, D. (2015), "Research of stream flow structure in regulative compartment of the HPC of steam turbine K-325-23,5 with partial 0.4", Aerospace technic and technology, no. 9/126, pp. 75–80. – in Russian.

7. Rusanov, A., Kosianova, A. and Kosianov, D. (2015), "Development of new partial steam admission method for providing partial modes of powerful steam turbines", Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, no. 6(8), pp. 24–28. – in Russian.

8. Rusanov, A., Kosianov, D. and Kosianova, A. (2016), "Research of Spatial Stream of Steam in Regulative Compartment with Radial Partial", Aerospace technic and technology, no. 7(134), pp. 43–48. – in Russian.

9. Патент № UA 113710 C2 (Україна). Система соплового парозподілу парової турбіни /МПК (2016.01) F24D 3/18(2006.01) F24H 4/02(2006.01) F01K 25/02(2006.01) / Русанов А.В., Шубенко О.Л, Сухінін В.П., Швецов В.Л., Косьянова А.І.; Заявл. № а 2016 08387. Дата подання 29.07.2016, Опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3,-4 с.

10.Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А.В.Русанов, Е.В. Левченко, В.Л.Швецов, А.И.Косьянова // Проблемы энергосбережения Украины и пути их решения: тезисы докл. VI Всеукраинской научно-технической конференции. Харьков, 2010. С. 4.

11.Косьянова А. И. Повышение газодинамической эффективности первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на частичных режимах работы // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2012. С. 56.

12. Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження роботи регулюючого відсіку ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 на частковому режимі експлуатації // XXIII Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2015), НТУ «ХПІ», Харків, 2015. Ч. 1. С. 290.

13.Косьянова А. И. Новый способ организации парциального парораспределения паровых турбин // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. С. 28.

14.Розробка системи соплового регулювання нового типу для парових турбін серії К-300 з метою підвищення їх економічності та надійності / Русанов А. В., Швецов В. Л., Пащенко Н. В., Чугай М. О., Кожешкурт І. І., Косьянова А. І. [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок

методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: АТ «Турбоатом», Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 1 електрон. опт. диск.

15.Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження процесів вирівнювання потоку в регулюючому відсіку з радіальним парціальним паророзподілом [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: АТ «Турбоатом», Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 1 електрон. опт. диск.

# **3MICT**

| Перелік ско | рочен  | њ і умої   | зних позначень                                   | 19 |  |  |
|-------------|--|--|--|----|--|--|
| Вступ       |  |  |  | 20 |  |  |
| РОЗДІЛ 1    | СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ                  |  |  |    |  |  |
|             | ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ПОТУЖНИХ             |  |  |    |  |  |
|             | ПАРОВИХ ТУРБІН В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ РЕЖИМІВ        |  |  |    |  |  |
|             | ЕКСПЛУАТАЦІЇ                                       |  |  |    |  |  |
|             | 1.1  | Напрями газодинамічного вдосконалення проточних    |  |    |  |  |
|             |  | частин регулюючих відсіків потужних парових турбін |  |    |  |  |
|             |  | 1.1.1  | Основні методи регулювання потужності парових    |    |  |  |
|             |  |  | турбін   | 27 |  |  |
|             |  | 1.1.2  | Газодинамічні процеси, що відбуваються в         |    |  |  |
|             |  |  | проточних частинах регулюючих відсіків при       |    |  |  |
|             |  |  | сопловому паророзподілі                          | 31 |  |  |
|             |  | 1.1.3  | Можливі напрями підвищення ефективності          |    |  |  |
|             |  |  | систем регулювання потужності парових турбін     | 36 |  |  |
|             | 1.2  | Мето   | ци дослідження газодинамічних процесів в         |    |  |  |
|             |  | регулюючих відсіках парових турбін                 |  | 44 |  |  |
|             | 1.3  | Мето   | ци проектування проточних частин парових турбін  | 48 |  |  |
|             | 1.4  | Висно  | овки по розділу 1                                | 51 |  |  |
| РОЗДІЛ 2    | МЕТОД ГАЗОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ                   |  |  |    |  |  |
|             | ТРИВИМІРНИХ В'ЯЗКИХ ТУРБУЛЕНТНИХ ТЕЧІЙ В           |  |  |    |  |  |
|             | ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ТУРБОМАШИН                      |  |  |    |  |  |
|             | 2.1  | Рівня  | уівняння Нав'є-Стокса, осереднені за Рейнольдсом |    |  |  |
|             |  | 2.1.1  | Рівняння Рейнольдса. Моделювання                 |    |  |  |
|             |  |  | турбулентності. Рівняння стану робочих тіл       | 53 |  |  |
|             |  | 2.1.2  | Основні перетворення рівнянь                     | 60 |  |  |
|             |  | 2.1.3  | Постановка початкових і граничних умов           | 66 |  |  |
|             | 2.2  | Чисел  | ьний метод інтегрування рівнянь газової динаміки |    |  |  |
|             | із застосуванням неструктурованих гексаедральних с |  |  |    |  |  |

|          | 2.3  | Нестаг   | Нестаціонарна та квазінестаціонарна постановки задачі |     |  |  |
|----------|--|--|---|-----|--|--|
|          |  | чисельного моделювання тривимірних в'язких           |   |     |  |  |
|          |  | турбулентних течій в проточних частинах турбомашин   |   |     |  |  |
|          | 2.4  | Апробація методу при моделюванні течії в відсіку ЦВТ |   |     |  |  |
|          |  | парових турбін                                       |   |     |  |  |
|          | 2.5  | Метод проектування проточних частин парових турбін   |   |     |  |  |
|          |  | осьового типу  |   |     |  |  |
|          | 2.6  | Висновки по розділу 2                                |   |     |  |  |
| РОЗДІЛ З | ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМІВ           |  |   |     |  |  |
|          | ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕГУЛЮЮЧИХ           |  |   |     |  |  |
|          | СТУ  | СТУПЕНІВ ЦВТ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ                         |   |     |  |  |
|          | 3.1  | Об'єкт дослідження. Методика проведення чисельного   |   |     |  |  |
|          |  | експерименту   |   |     |  |  |
|          | 3.2  | Чисели   | Чисельні результати моделювання потоку                |     |  |  |
|          |  | 3.2.1  | Дослідження впливу режиму роботи на                   |     |  |  |
|          |  |  | енергетичні характеристики регулюючого відсіку        | 96  |  |  |
|          |  | 3.2.2  | Оцінка ефективності використання лопаток              |     |  |  |
|          |  |  | направляючого апарату, малочутливих до                |     |  |  |
|          |  |  | нерозрахункових кутів натікання, в ЦВТ парової        |     |  |  |
|          |  |  | турбіни   | 102 |  |  |
|          | 3.3  | Дослідження впливу колової парціальності на          |   |     |  |  |
|          |  | нестаціонарну просторову структуру течії пари в      |   |     |  |  |
|          |  | регулюючому ступені                                  |   | 118 |  |  |
|          |  | 3.3.1  | Парціальність 0.8                                     | 118 |  |  |
|          |  | 3.3.2  | Парціальність 0.4                                     | 124 |  |  |
|          | 3.4  | Висновки по розділу 3                                |   |     |  |  |
| РОЗДІЛ 4 | ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЮЮЧИХ ВІДСІКІВ З ВІДСУТНЬОЮ |  |   |     |  |  |
|          | КАМЕРОЮ ВИРІВНЮВАННЯ ТИСКУ 13                |  |   |     |  |  |
|          | 4.1  | Регулюючий відсік з радіальним парціальним підводом  |   |     |  |  |
|          |  | пари   |   | 131 |  |  |

|   | 4.1.1   | Принцип роботи і схематичний вид конструкції з  |     |  |
|---|---|---|-----|--|
|   |   | радіальним парціальним паророзподілом           | 131 |  |
|   | 4.1.2   | Геометричні характеристики і режими роботи      |     |  |
|   |   | регулюючого відсіку з радіальним парціальним    |     |  |
|   |   | підводом  | 136 |  |
|   | 4.1.3   | Чисельні результати моделювання потоку в        |     |  |
|   |   | триступеневому відсіку з радіальним парціальним |     |  |
|   |   | ступенем  | 138 |  |
|   | 4.1.4   | Чисельні результати моделювання потоку в        |     |  |
|   |   | триступеневому відсіку з радіальним парціальним |     |  |
|   |   | ступенем з урахуванням реальної товщини         |     |  |
|   |   | кільцевих перегородок                           | 142 |  |
| 4.2   | Регулн  | оючий відсік зі ступенями діагонального типу    | 149 |  |
| 4.3   | 4.3 Подальші напрямки вдосконалення регулюючого відсіку |   |     |  |
| 4.4   | Висно   | вки по розділу 4                                | 163 |  |
| ВИСНОВКИ  |   |   |     |  |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ                                |   |   |     |  |
| Додаток А Список публікацій здобувача за темою дисертації |   |   |     |  |
| Додаток Б Апробація результатів дисертації                |   |   |     |  |
| Додаток В Акти впровадження результатів дисертації        |   |   |     |  |

### ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- АЕС атомна електростанція;
- ВДЕ відновлювані джерела енергії;
- ВК вирівнююча камера;
- ККД коефіцієнт корисної дії;
- «ЛМЗ» Ленінградський металевий завод;
- НА направляючий апарат;
- ПЧ проточна частина;
- РК робоче колесо;
- РС регулюючий ступінь;
- ТЕС теплова електростанція;
- ТЕЦ теплоелектроцентраль;
- ЦВТ циліндр високого тиску;
- Р<sub>0а</sub> повний тиск в абсолютному русі;
- T<sub>0a</sub> повна температура в абсолютному русі;
- Р статичний тиск.

#### ВСТУП

Актуальність теми. Електроенергетична галузь України є економічною суверенітету, гарантією державного основою безперервного розвитку конкурентної економіки і невіддільною частиною європейського енергетичного простору. Електрогенеруючі підприємства України формувалися в 60 – 70-ті роки минулого століття і наразі біля 40 % всієї електрогенерації припадає на обладнання теплових електростанцій. На сьогодні час експлуатації майже всього обладнання ТЕС і ТЕЦ перевищує проектний ресурс роботи в 100 тис. год., а 87 % активного генеруючого обладнання вже перейшло межу подовженого ресурсу в 200 тис. год. Очевидним є той факт, що зношене обладнання теплових станцій суттєво знижує економічність енергоблоків та призводить до неефективного використання паливно-енергетичних ресурсів. Отже реалізація Енергетичної стратегії України до 2035 року потребує суттєвої модернізації та заміни парку парових турбін великої потужності вже у найближче десятиліття.

Аналіз графіків електричного навантаження енергосистеми показує, що на даний час при деякому збільшенні річного виробітку електроенергії в Україні зростає нерівномірність її споживання. Недостатність джерел вторинного регулювання призводить до того, що режими експлуатації навіть великих теплових електростанцій з блоками потужністю 200, 300 і 500 МВт характеризуються збільшенням тривалості їх роботи на знижених навантаженнях. Виходячи з цього, актуальними є підвищення їх ефективності та економічності.

Пошуку шляхів підвищення ефективності роботи парових турбін в цілому та регулюючого відсіку зокрема присвячено наукові праці великої кількості відомих вчених як в Україні, так і за її межами, серед яких Бойко А. В., Гнесін В. І., Гоголев І. Г., Дейч М. Ю., Жирицький Г. С., Зарянкін А. Ю., Кирилов І. І., Косяк Ю. Ф., Русанов А. В., Самойлович Г. С., Тарелін А. О., Трояновський Б. М., Трухній О. Д., Усатий О. П., Філіппов Г. О., Шубенко-Шубін Л. О., Шубенко О. Л., Щегляєв А. В., Boulbin F., Denton J. D, Fridh J., Lewis K. L., Stodola A., Wakeley G. та інші.

Для регулювання витрати через проточну частину найчастіше використовують системи соплового паророзподілу з коловою нерівномірністю потоку, які на сьогодні є найбільш ефективним і надійним механізмом зміни потужності турбін. Проте при такому паророзподілі пари, особливо на часткових режимах, утворюється підвищена колова нерівномірність тиску та температури, що призводить до збільшення циклічних нестаціонарних термогазодинамічних навантажень на елементи регулюючого відсіку. Крім того, формуються додаткові втрати енергії від вентиляції та взаємодії на краях активної дуги потоку.

На сьогодні відомі наукові праці, присвячені вивченню фізичних процесів у регулюючому відсіку турбін за допомогою експериментальних та розрахункових методів, а також підвищенню його газодинамічної ефективності. Проте вони ще не дають повної інформації необхідної для розв'язку проблеми парціального підводу з коловою нерівномірністю. Також в літературних джерелах не достатньо представлені рішення для ефективної модернізації та підвищення економічності існуючого обладнання. У більшості підходів приймається за основу існуюча система паророзподілу і вирішуються проблеми, що виникають в даному контексті, а це може бути суттєвим обмеженням.

Наразі найбільш ефективним методом вивчення просторової структури в'язкої течії пари є чисельний експеримент, що базується на математичних моделях реальних фізичних процесів. У загальному випадку моделювання нестаціонарних газодинамічних течій в регулюючому відсіку потребує точного урахування взаємного положення лопаткових апаратів у кожен момент часу, що вимагає великих обчислювальних витрат та обмежує широке використання таких розрахунків в практиці проектування.

Таким чином, на сьогодні актуальними є задачі, пов'язані з удосконаленням чисельної моделі нестаціонарної просторової турбулентної течії пари й розробки принципово нових підходів підвищення газодинамічної ефективності регулюючого відсіку парових турбін великої потужності.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Обрані в дисертаційній роботі напрями досліджень пов'язані з науковими програмами,

планами і темами, які виконувалися у відділі гідроаеромеханіки енергетичних машин Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України в період з 2009 по 2019 р. в рамках науково-дослідних робіт згідно бюджетних тем № Об 4.4.11 (II-47-11) «Розробка ефективних проточних частин паротурбінних установок підвищеної маневреності» (№ ДР 0110U006342); № 34 «Розробка та удосконалення методів математичного та фізичного моделювання просторових в'язких турбулентних течій рідини і газу в елементах проточних частин парових, газових та гідравлічних машин» (№ ДР 0109U001425); «Удосконалення робочих процесів в проточних частинах енергетичних машин на основі методів математичного і фізичного моделювання просторових в'язких течій рідини і газу» (№ ДР 0114U001440) та № II-5-19 «Розробка системи соплового регулювання нового типу для парових турбін серії К-300 з метою підвищення їх економічності та надійності» (№ ДР 0119U101231). У всіх перерахованих темах автор дисертації виступала виконавцем окремих розділів.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка і дослідження способів підвищення газодинамічної ефективності та зниження колової нерівномірності потоку в регулюючих відсіках ЦВТ парових турбін з сопловим паророзподілом.

Для реалізації поставленої мети були сформульовані такі задачі:

 – реалізувати спрощену чисельну модель просторової в'язкої нестаціонарної течії стисливої пари, що надає можливість отримувати результати з використанням менших обчислювальних ресурсів;

 виконати аналіз структури й особливостей вирівнювання параметрів потоку в проточній частині регулюючого відсіку ЦВТ парової турбіни потужністю 325 МВт з коловим сопловим паророзподілом для основних режимів роботи та визначити напрямки газодинамічного вдосконалення;

– дослідити і встановити структуру та особливості течії в регулюючих відсіках нового типу без радіальної камери вирівнювання, зі зменшеним навантаженням на регулюючий ступінь та проміжним ступенем для оптимального розподілу теплового перепаду, зі ступенями діагонального типу, а також з використанням направляючих апаратів, малочутливих до нерозрахункових кутів натікання;

– виконати аналіз структури й особливостей вирівнювання параметрів потоку, а також оцінити ефективність роботи регулюючого відсіку з парціальністю в радіальному напрямку для всього діапазону режимів роботи ЦВТ парової турбіни.

*Об'єкт дослідження* – нестаціонарні турбулентні газодинамічні процеси в регулюючих відсіках циліндрів високого тиску парових турбін.

Предмет дослідження – вплив конструктивних елементів на нестаціонарні газодинамічні процеси та енергетичну ефективність регулюючих відсіків циліндрів високого тиску парових турбін.

**Методи дослідження:** при вирішенні сформульованої наукової задачі використовувалися методи математичного моделювання, методи теоретичної газодинаміки, чисельний експеримент.

**Наукова новизна одержаних результатів.** При проведенні наукових досліджень за темою дисертаційної роботи отримані такі нові наукові результати:

– розвинуто чисельну модель просторової в'язкої нестаціонарної течії стисливої пари, в якій на відміну від існуючої реалізовано можливість наближеного врахування нестаціонарних ефектів, що дозволяє суттєво скоротити обчислювальні ресурси;

– вперше запропоновано підхід до організації парціального паророзподілу для забезпечення регулювання режимів роботи парових турбін великої потужності, що на відміну від існуючих підходів використовує підвід пари з парціальністю в радіальному напрямку через кільцеві соплові блоки;

 вперше встановлено основні закономірності впливу радіального паророзподілу на структуру потоку та газодинамічні характеристики регулюючого відсіку ЦВТ в широкому діапазоні режимів роботи парової турбіни;

набув подальшого розвитку підхід до проектування регулюючих відсіків
з коловим сопловим паророзподілом, що на відміну від існуючих підходів
спирається на відмову від камери вирівнювання, зменшенню навантаження

регулюючого ступеня та використання проміжного ступеня, а також в використанні ступенів діагонального типу.

**Практичне значення одержаних результатів.** Отримані результати дозволяють підвищити газодинамічну ефективність проточної частини циліндру високого тиску парових турбін великої потужності за рахунок використання принципово нових підходів до побудови регулюючого відсіку.

Результати дисертаційної роботи використані при виборі напрямків підвищення газодинамічної ефективності проточної частини регулюючого відсіку та перших ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 (м. Харків, Україна, акт впровадження ТА-02-221), а також в учбовому процесі на кафедрі теплоенергетики та енергозберігаючих технологій Української інженернопедагогічної академії (м. Харків, Україна).

Запропоновано нову систему соплового паророзподілу парової турбіни. Розробка захищена патентом на корисну модель № UA 113710 C2 (Україна).

Особистий внесок здобувача. Всі основні наукові результати дисертаційної роботи, що подані до захисту, отримані здобувачем самостійно в період з 2010 по 2019 роки. Постановку наукових задач та обговорення отриманих результатів виконано разом з науковим керівником. Опубліковані матеріали повністю відповідають змісту дисертаційної роботи. У роботах, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному:

– в роботах [74, 77, 79] здобувач брала участь в постановці задач, виконала огляд літературних джерел та аналіз отриманих результатів;

– в роботах [45, 48, 70, 71] з використанням чисельного моделювання просторової в'язкої турбулентної течії здобувач виконала аналіз структури потоку в проточній частині відсіку, що складається з перших двох ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5, для основних режимів роботи; запропонувала форму лопатки направляючого апарату 2-го ступеня, малочутливого до нерозрахункових кутів натікання потоку;

– в роботах [51, 75, 76] здобувач виконала дослідження впливу колової нерівномірності від парціального підводу регулюючого відсіку для різних

режимів роботи, брала участь у виконанні чисельних експериментів та виконала аналіз отриманих результатів, а також апробацію спрощеного підходу розрахунку нестаціонарної просторової течії;

– в роботах [53, 62, 77, 78] здобувач брала участь в розробці нового підходу по організації радіального паророзподілу для забезпечення часткових режимів роботи парових турбін великої потужності, виконала оцінку можливості реалізації часткових режимів роботи турбіни, провела чисельні експерименти та аналіз отриманих результатів;

– в роботах [55, 56] здобувач брала участь в розробці геометричної форми лопатевої проточної частини регулюючого відсіку парової турбіни потужністю 325 МВт зі ступенями діагонального типу, брала участь у виконанні чисельних експериментів та провела аналіз отриманих результатів.

Усі співавтори із задекларованим особистим внеском здобувача погодилися.

Апробація результатів дослідження. Результати досліджень за темою дисертації доповідалися та обговорювалися на: VI Всеукраїнській науковотехнічній конференції «Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення» (2010 р., м. Харків); Міжнародній науково-практичній конференції «Фізикотехнічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення» (2011 р., м. Харків); XIV та XV міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (2012 i 2015 pp., с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл. ); XVII міжнародній науковотехнічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (2019 р., АТ «Турбоатом», ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАНУ, м. Харків); Конференції молодих вчених та фахівців «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ (2011, 2012, 2014 і 2015 рр., м. Харків); XXII, XXIII та XXIV міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (MicroCAD) (2014, 2015 і 2016 рр., м. Харків).

Публікації. Основний зміст дисертаційної роботи опубліковано у 15 наукових працях, в тому числі 7 статей, з яких 6 – в журналах і збірках, внесених

в перелік спеціалізованих видань України, де можуть публікуватися результати дисертаційних робіт, 1 – в журналі, індексованому в наукометричній базі Scopus, 1 патент України на корисну модель, 1 монографія, 6 – тези та матеріали доповідей наукових конференцій (включаючи міжнародні).

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, додатків та списку використаних джерел. Повний обсяг дисертаційної роботи складає 188 сторінок, з них 136 сторінок основного тексту, включаючи 84 рисунки та 24 таблиць, додатки на 8 сторінках та список використаних джерел із 122 найменувань на 14 сторінках.

#### **РОЗДІЛ 1**

# СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ПОТУЖНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Однією з основних задач будь-якої електрогенеруючої системи є необхідність постійно підтримувати баланс між генерацією та споживанням. Для цього система має бути в змозі за короткий проміжок часу реагувати своїми маневреними резервами, як на зміну попиту, так і на незаплановане відключення генеруючого або транспортуючого обладнання.

# 1.1. Напрями газодинамічного вдосконалення проточних частин регулюючих відсіків потужних парових турбін

### 1.1.1. Основні методи регулювання потужності парових турбін

Електрогенеруючі підприємства України формувалися в 60 – 70-ті роки минулого століття. На сьогодні майже все (> 99 %) обладнання теплових електростанцій ТЕС і ТЕЦ перевищує проектний ресурс роботи в 100 тис. год. На рисунку 1.1 представлено технічний стан енергоблоків енергогенеруючих компаній ТЕС по ресурсу роботи станом на 01.01.2018 р. та доля електрогенерації [40]. Видно, що 87 % обладнання, що виробляє 74,6 % електроенергії, перейшло межу подовженого ресурсу в 200 тис. год. [58, 82, 84]. В рамках Енергетичної стратегії України «Безпека, ефективність, конкурентоспроможність» (ЕСУ-2035), затвердженої розпорядженням Кабінету Міністрів України №605-р від 18 серпня 2017 року [97], визначена необхідність збільшення рівня залишкового ресурсу основних фондів енергетики з критичних 20 – 30 % для періоду 2013 – 2020 років до 80 % для 2035 року.



Рисунок 1.1 – Технічний стан та доля електрогенерації енергоблоків ТЕС

До складу теплоенергетики України входить 44 теплові електростанції [82]. Найбільшими серед них є Вуглегірська (3,6 млн кВт), Миронівська, Луганська, Старобешівська (по 2,4 млн кВт), Зуївська і Зуївська-2, Слов'янська, Курахівська, Штерівська, Криворізька ГРЕС і Криворізька ГРЕС-2 (по 3 млн кВт), Придніпровська (2,4 млн кВт), Запорізька (3,6 млн кВт), Зміївська ГРЕС (2,4 млн кВт), ТЕЦ-5, ТЕЦ-6, Трипільська ГРЕС.

Кількісний склад енергоблоків різних типів в залежності від потужності наступний: 8 блоків потужністю 720 – 800 МВт, 42 блоки потужністю 280 – 300 МВт, 5 блоків потужністю 250 МВт, 43 блоки потужністю до 210 МВт і 5 блоків потужністю до 150 МВт. Як видно з наведених даних, основу теплової енергетики України складають парові турбіни потужністю 200 і 300 МВт, що введені в експлуатацію в середині минулого століття. Серед яких турбіни виробництва АТ «Турбоатом» одиничної потужності 200 МВт виробництва 1961 – 1969 рр. (43 турбіни) та з закритичними початковими параметрами пари К-300-240 і К-300-240-2, що введені в експлуатацію з 1963 до 1988 рр. (42 турбіни) [84, 85, 94, 96].

На сьогоднішній час напрацювання значної частини таких турбін вже перевершила або наближається до позначки 250000 годин, що більше ніж в два рази перевищує розрахунковий ресурс експлуатації високотемпературних вузлів і деталей. Як наслідок, відзначено істотне зниження їх техніко-економічних показників і зростання витрат на ремонтно-відновлювальні роботи. Варто також відзначити, що застосування тільки часткової заміни окремих елементів проточної частини і відсутність комплексної модернізації протягом багатьох десятиліть призвело до морального старіння таких турбоагрегатів і невідповідності їх сучасним вимогам [84].

Для турбоустановок з блоками потужністю 300 МВт за основу для модернізації доцільно використовувати високоекономічний та надійний турбоагрегат К-325-23,5 Харківського турбінного заводу, колектив розробників якого спільно з провідними вченими в області турбомашинобудування в 2009 році був удостоєний Державної премії України в галузі науки і техніки [74, 84].

Аналіз графіків електричного навантаження енергосистеми показує, що на даний час при деякому збільшенні річного виробітку електроенергії в Україні зростає нерівномірність її споживання. Режими експлуатації навіть великих теплових електростанцій з блоками потужністю 200 і 300 МВт характеризуються збільшенням тривалості їх роботи на знижених навантаженнях. В той же час все більше місце займатимуть і форсовані режими потужних блоків для покриття пікових і напівпікових навантажень при відключених підігрівачах високого тиску, підвищеному початковому тиску та ін. [8, 58].

Зі сказаного випливає, що розробка систем ефективного регулювання та оптимізації параметрів турбоустановок з урахуванням їх роботи на часткових і форсованих режимах стає все більш актуальною. При роботі турбіни на часткових режимах зміна витрати свіжої пари, що проходить через турбіну, може забезпечуватися принципово різними шляхами [44, 85]:

- зміною температури і тиску свіжої пари (спосіб змінного тиску);

стопорними клапанами турбіни і відповідним відкриттям (прикриттям)
регулюючих клапанів.

У другому випадку початкові параметри робочого тіла сталі, а зміна витрати свіжої пари здійснюється системою паророзподілу. Для сучасних парових турбін в основному використовуються дросельний, сопловий та обвідний паророзподіл.

При дросельному паророзподілі (рис. 1.2, а) пар, що підводиться до турбіни, подається в загальну соплову камеру після дроселювання в одному або декількох одночасно (паралельно) клапанах, що відкриваються. Характерною ознакою дросельного паророзподілу є відсутність в турбіні першого спеціально виділеного ступеня, в якому змінюється ступінь парціальності. При дросельному паророзподілі пар до першого ступеня підводиться або по всьому колу, або, при установці так званих соплових коробок, майже по всьому колу.



а) – дросельній паророзподіл; б) – сопловий паророзподіл
1, 2, 3 – регулюючі клапани; 4 – групи сопел
Рисунок 1.2 – Схеми паророзподілу

При сопловому паророзподілі збільшення витрати пари через турбіну досягається послідовним відкриттям регулюючих клапанів, кожен з яких підводить пар до своєї групи сопел, що займають частину окружності (рис. 1.2, б). Частина пари, що проходить через частково відкритий клапан, також може піддаватися дроселюванню. Головною перевагою соплового паророзподілу є збереження високої економічності при відхиленнях режиму роботи від номінального через малі втрати від дроселювання в повністю відкритих регулюючих клапанах. Характерною ознакою даного типу паророзподілу є наявність регулюючого ступеня, тобто виділеного ступеня зі ступенем парціальності, що змінюється.

Паророзподіл циліндра високого тиску (ЦВТ) парової турбіни К-325-23,5, як і у багатьох парових турбін великої потужності, – сопловий. По обидва боки ЦВТ симетрично встановлені два блоки паророзподілу, що включають один стопорний і два регулюючих клапани кожен. Використовуються 4 соплові коробки з елементами соплового апарату першого одновінцевого регулюючого ступеня (РС).

# 1.1.2. Газодинамічні процеси, що відбуваються в проточних частинах регулюючих відсіків при сопловому паророзподілі

Для регулювання витрати через проточну частину (ПЧ) найчастіше використовують системи соплового паророзподілу, які на сьогодні є найбільш ефективним і надійним механізмом зміни потужності турбін. При такому регулюванні усі основні зміни за умовами обтікання, що пов'язані з режимом роботи, відбуваються в першому (регулюючому) і другому (перший ступінь тиску) ступенях циліндрів високого тиску. Тому знання фізичних процесів течії пари в таких ступенях, визначення властивих їм втрат і знаходження способів їх зменшення потрібне для підвищення газодинамічної ефективності відсіку регулюючий ступінь – вирівнююча камера (ВК) – ступінь тиску (СТ).

Проте окрім економічності слід враховувати також і умови надійності турбіни. В турбінах з сопловим паророзподілом через парціальний підвід пари в лопатках регулюючого ступеня можливе виникнення значної динамічної напруги вигину [18, 88, 105, 106, 117]. Важливим є і та обставина, що при сопловому паророзподілі зміна навантаження турбіни призводить до значно більших коливань температури пари в проміжних ступенях, а, отже, і температури корпусу турбіни, ніж при дросельному паророзподілі [44, 85, 96].

Вхідна колова і радіальна нерівномірність потоку за даними багатьох досліджень виявляє помітний вплив на втрати енергії в проточній частині турбомашин [5, 13, 16, 25, 27, 33, 35, 41, 63, 68, 90, 93 та ін.]. Колова нерівномірність потоку породжується наявністю аеродинамічних слідів за попередніми тілами, локальним підводом/відводом робочого тіла, парціальним підводом пари до ступенів. Радіальна нерівномірність виникає в результаті утворення пограничного шару біля кореня і периферії проточної частини. Дослідження впливу нерівномірності на аеродинамічні характеристики турбінних решіток профілів і ступенів турбомашин представляє теоретичний інтерес і має практичне значення, оскільки відомості про інтенсивність і структуру нерівномірних потоків дозволяють зробити висновки про необхідні конструктивні зміни проточної частини (наприклад, форм профілів і розмірів осьових зазорів).

Нестаціонарний процес в міжлопаткових каналах може ускладнюватися відривними течіями і пульсаціями тиску при нерозрахункових режимах обтікання [103, 122]. Перші роботи, присвячені вивченню аеродинаміки нестаціонарних течій стосовно взаємодії решіток, відносяться до 1950-х років [5, 6, 41, 59, 92, 93, 98]. В роботі [59] Н. М. Марковим описано аеродинамічний стенд, на якому вплив попереднього вінця імітувався переміщенням на вході в досліджувану решітку круглих стержнів. Проведені досліди не дозволили виявити якого-небудь помітного впливу нестаціонарності на аеродинамічні характеристики. У 1953 р. Р. М. Яблонік за допомогою експериментів встановив, що існує помітна зміна середнього по кроку ККД двох послідовно розташованих решіток при їх відносному переміщенні [98]. Саме в цій роботі вперше зроблено висновок про корисність збільшення зазору для зменшення взаємодії решіток. Безперечна цінність даних наукових праць полягає в привертанні уваги до проблеми нестаціонарності в турбомашинах.

В дослідах ЛПІ, виконаних в 1960-х роках на ступені радіального типу було виявлено, що рівень втрат енергії в решітці, що обтікається нестаціонарним потоком, в 1,5–2 рази вище, ніж в решітці, що обтікається стаціонарним потоком. Досліди показали, що збільшення осьового зазору, що супроводжується

зменшенням нестаціонарності параметрів перед досліджуваною решіткою, призводить до зменшення профільних втрат [25, 27, 34, 36].

Проектування турбомашин часто базується на припущенні рівномірного осесиметричного потоку. Для регулюючого відсіку з сопловим паророзподілом таке припущення невірне, як з огляду на конструктивні особливості, так і із-за особливостей робочого процесу. Тому дослідження впливу нерівномірності потоку із-за парціальності на газодинамічну ефективність ступенів турбіни та її трансформація руху проточною частиною, є важливою і актуальною проблемою.

Складність і важливість вивчення фізичних процесів в ступенях з парціальним підводом пари відзначається дослідниками протягом більш ніж півстоліття [5, 18, 22, 27, 33, 93, 100 та ін.]. Не в останню чергу це обумовлено рядом таких специфічних явищ, як втрати на вентиляцію і втрати на краю дуги підводу. Також парціальний підвід створює підвищений коловий градієнт тиску і температури, що призводить до збільшення циклічних нестаціонарних аеродинамічних і термодинамічних навантажень, які діють на лопатки, що обертаються, та інші елементи проточної частини.

На сьогоднішній день накопичено велику кількість експериментальних і розрахункових даних про фізичні процеси в регулюючому відсіку, а також про способи підвищення його газодинамічної ефективності. Однак все ще не спостерігається повноти і достатньої структурованості, особливо для використання в задачах проектування нового обладнання.

Одні з перших узагальнень, представлені під ред. І. І. Кирилова, грунтуються на експериментальному дослідженні газодинамічних процесів в ізольованих плоских і кільцевих решітках при коловій парціальності потоку [5]. Показано, що реальна та теоретична течії (на основі теорії вільних струменів) мають суттєві відмінності. Для кільцевої решітки при парціальності є = 0.238 в зоні неактивної дуги отримано наявність течії з суттєвою коловою компонентою при малій витратній складовій.

При парціальному підводі потік має як колову, так і радіальну нерівномірність. Розуміння впливу нестаціонарного нерівномірного поля

швидкостей на роботу подальших ступенів (зокрема, від парціального підводу), а також перетворення нерівномірності при проходженні проточної частини, складає основу для подальшого підвищення газодинамічної ефективності [27, 33, 41, 93 та ін.]. Характер зміни сумарної нерівномірності потоку також описано в роботі [33], де показано, що за відсутності сил в'язкості вхідна нерівномірність збільшується в дифузорних каналах, а в конфузорних зменшується. За наявності сил в'язкості згасання нерівномірності носить експоненціальний характер.

Вплив радіальної нерівномірності на роботу наступних ступенів при повному підводі вивчено експериментально В роботі [93] В рамках двоступінчатого відсіку проточної частини осьової турбіни. Нерівномірність внесена у вхідний профіль за допомогою установки дротяних решіток різної густини так, що якісно профілі витратної швидкості залишилися майже однаковими. Встановлено, що при проходженні направляючого апарата (НА) розподіл тангенціального кута не змінюється. У розподілі радіального кута майже за всією висотою каналу видно перетікання до кореня в області коритця НА. Це свідчить про вирівнювання потоку, причому воно триває навіть за решіткою НА. Витратна складова залишилась схожою на ту, що отримана без внесення нерівномірності в потік. Також виконано порівняння параметрів потоку за 1-м та 2-м ступенями і показано, що характер їх зміни суттєво не відрізняється. Таким чином, зроблено висновок про майже повне вирівнювання нерівномірності в каналі НА.

Дослідження вирівнювання потоку представлено для відсіку експериментальної турбіни з PC, BK та 4-х ступенів тиску в роботі [100]. Розглянуто режими повного  $\varepsilon = 1$  і часткового  $\varepsilon = 0.8$  підводу. Спостерігається суттєва колова і радіальна нерівномірність на вході в ступені тиску, яка в цілому вирівнюється після 3-го ступеня. Більша частина вирівнювання відбувається в 1-му ступені, чому сприяє вирівнююча камера і НА першого ступеня тиску. Встановлено значне падіння повного тиску навпроти закритої соплової коробки внаслідок відсутності масової витрати. Найменше вирівнювання спостерігається для розподілу температури потоку, а найбільше – для тиску і швидкості.

Пульсації температури зберігаються між ступенями і зміщуються в коловому напрямку, створюючи при цьому циклічні термодинамічні навантаження на лопатки робочого колеса (РК).

В роботі [91] встановлено, що пульсації ККД регулюючого ступеня повітряної турбіни для режиму парціальності 25 % може перевищувати 2 %. Аналіз сил, що діють на лопатки РК, показав, що при проходженні закритої секції відбувається скачок колових сил, а осьовий вплив на лопатки досягає мінімуму. При попаданні в зону активної дуги спостерігається зростання осьового зусилля. Скачок сил на краях активної дуги в 5 – 6 разів більше, ніж пульсації від крокової нерівномірності, що свідчить про великі циклічні аеродинамічні навантаження.

У роботі [63] зроблено висновок, що при зниженні колової нерівномірності перед сопловим апаратом подальшого ступеня в принципі можна забезпечити збереження ККД цього ступеня на рівні режиму повного підводу пари. Таким чином, слід проводити заходи, спрямовані на збільшення інтенсивності розтікання потоку в напрямку області неактивної дуги перед НА першого ступеня тиску.

Парціальний підвід пари з коловою нерівномірністю є причиною виникнення підвищеного колового градієнта тиску і призводить до збільшення циклічних нестаціонарних аеродинамічних навантажень, які діють на лопатки, що обертаються [15, 16, 18, 100, 105, 106].

В роботі [15] представлено результати дослідження впливу парціального підводу на «полуторний» відсік. Використана модель регулювального ступеня однієї з турбін ХТЗ і діафрагма наступного ступеня тиску. При цьому характерна більша відмінність у середньому діаметрі розглянутих ступенів. Ширина камери вирівнювання  $3 \cdot 1$ , де 1 – висота робочої лопатки. Встановлено, що при повному підводі колова нерівномірність відсутня як в камері, так і за діафрагмою. При парціальності 0.44 в камері отримано різке збільшення колової нерівномірності тиску гальмування з максимумом в центрі активної дуги направляючого апарату. Це ж представлено як причина нерівномірності відносної швидкості за НА (до 6 %) і колових зусиль на лопатки РК (10 – 12 %).

Нерівномірність змінних аеродинамічних сил робочого колеса першого ступеня є джерелом ушкоджень лопаток, внаслідок чого регулюючий ступінь може працювати без лопаток РК на період ремонту. Для такого випадку встановлено, що потік, що набігає, в ступені тиску має ще більшу нерівномірність [16]. При парціальності 0.44 показано, що при проходженні діафрагми ступеня тиску нерівномірність швидкості знижується з 25% до 8%. Степінь нерівномірності колових зусиль від великомасштабної нерівномірності із-за парціальності склала 55%, а характер нерівномірності повністю визначається розподілом швидкостей перед / за діафрагмою другого ступеня.

# 1.1.3. Можливі напрями підвищення ефективності систем регулювання потужності парових турбін

Важливим напрямком підвищення газодинамічної ефективності турбінних відсіків є оптимальне компонування ступенів в осьовому напрямку [5, 11, 12, 19]. В статті [19] в рамках двоступінчатого відсіку осьового експериментально встановлено, що при повному підводі робочого тіла залежність ККД від відстані має екстремальний характер і малі осьові зазори (до 20 % висоти лопатки РК) аж ніяк не є оптимальними. Найбільшого підвищення ККД від 0.6 % до 1.3 % вдалося досягти при осьовому зазорі в діапазоні 0.6 – 1.0 висоти лопатки, а подальше збільшення зазору лише підвищує втрати.

В [20, 21] представлені дані про роботу парціального ступеня у відсіку з другим ступенем при різних ступенях парціальності вхідного потоку для чисел Маха 0.4 - 0.7 і числа Рейнольдса  $(2.8 - 4.8) \cdot 10^5$ . Відстань між ступенями становить 80 % довжини лопатки РК. Встановлено, що зниження ККД відсіку при переході від повного до парціального підводу в першому ступені виявилося істотно більше передбачуваного, заснованого на традиційних оцінках [42, 96]. Досліди показали, що зниження ККД відсіку від введення парціальності в першому ступені в значній мірі пов'язане з появою додаткових істотних втрат в другому ступені, що має повний підвід. Встановлено, що збільшення відстані між
ступенями до 3.3 висоти лопатки РК забирає шкідливий вплив парціальності від першого ступеня до другого. Це спостерігається тим сильніше, чим менше ступінь парціальності.

Компонування соплових коробок або зміна числа груп сопел робить істотний вплив на газодинамічну ефективність регулюючого ступеня (рис. 1.3) [5, 115, 117].



Рисунок 1.3 – Компонування соплових коробок при парціальності ε = 0.5 [117]

При незмінному ступені колової парціальності збільшення груп сопел призводить до зменшення довжини активних і неактивних дуг, що викликає якісну зміну структури потоку на краях.

В роботі [5] розглянуто роботу регулюючого ступеня при ступені парціальності вхідного потоку 0.5 і числі сегментів і = 1, 2, 7, 14. Встановлено, що збільшення числа сегментів знижує ККД ступеня до 15 %. Також показано, що зниження ККД знаходиться в нелінійній залежності від числа груп сопел. Трішки інші результати отримано при дослідженні впливу числа сегментів на регулюючий відсік із декількох ступенів [105, 106, 111, 115, 117]. В цілому відзначається, що «розмазування» колової нерівномірності більш переважно як для підвищення ефективності відсіку, так і для зниження рівня нерівномірності та пульсацій потоку. Наприклад, використання двох груп сопел здатне підвищити ККД другого ступеня до 6 % в порівнянні з використанням однієї групи.

Підвищення газодинамічної ефективності регулюючого відсіку тісно пов'язано з вивченням фізичних процесів течії пари і пошуком оптимальної

форми для камери регулюючого відсіку і форми лопаток НА першого ступеня тиску (рис. 1.4, а) [12, 22, 30, 31, 60]. В роботі [22] виявлено залежність впливу парціальності і режиму роботи регулюючого ступеня, а також форми меридіональних обводів і ширини камери вирівнювання втрати і на нерівномірність параметрів пари на вході в НА першого ступеня тиску. Показано, що застосування згладжених меридіональних обводів дозволяє зменшити нерівномірність параметрів потоку на 10-28 % і втрати кінетичної енергії до 40 %. Як і в ряду інших робіт, отримана оцінка оптимального міжступінчатого зазору  $\Delta z$ , який рекомендується вибирати більше 2.5 довжини лопатки направляючого апарату 1-го ступеня тиску. У роботах [30, 31] також виконано пошук форми меридіональних обводів, що забезпечують мінімальні втрати енергії й прийнятну радіальну рівномірність потоку в регулюючому відсіку турбіни Т-100-130. В якості основних параметрів варіювання обрано радіус заокруглення диску при сполученні з ротором і радіус заокруглення на периферії, а також лінійні розміри камери (рис. 1.4, б). Також представлено циліндричну лопатку з профілем, підвищує газодинамічну ефективність «каплевидним» шо досліджуваного відсіку до 40 % і має зниженні втрати в діапазоні додатних кутів атаки від 10° до 40° (рис. 1.4, в). Представлені покращення обґрунтовуються в основному для номінального режиму роботи. Дані про результати дослідження для парціального підводу з коловою парціальністю не представлено.

Слід зазначити, що актуальним є пошук форми лопаток НА першого ступеня тиску, яка здатна підвищити газодинамічну ефективність у всьому діапазоні режимів роботи турбіни. Насамперед, це обумовлено малими витратами на модернізацію. На відміну від [30, 31], лопатки мають бути малочутливі до широких діапазонів кутів натікання (від'ємних та додатних), що, очікується, підвищить їх опір коловій нерівномірності та підвищить ступ розтікання у коловому напрямку.



Рисунок 1.4 – Напрямки пошуку покращення відсіку ВК – СТ: а), б) – оптимальна форма меридіональних обводів вирівнюючої камери;

в) – «каплевидна» форма профілю НА 1-го ступеня тиску

Одним із напрямків підвищення ефективності регулюючого відсіку є використання регулюючого ступеня радіально-осьового типу або ступенів осьового типу з радіальним сопловим апаратом [4, 72, 87, 121]. Важливо, що конструкції даного типу дозволяють відмовитись від використання вирівнюючої камери і розташувати ступені тиску відразу за регулюючим ступенем, виключаючи стрибок діаметрів.

В роботі [4] перед радіально-осьовим робочим колесом встановлюється рухливий в осьовому напрямку радіальний сопловий апарат, виконаний у вигляді окремих секцій з різними характеристиками (кут установки, форма профілю, кількість лопаток), оптимальними для змінних режимів роботи турбіни (рис. 1.5, а). Основним недоліком є можливість заклинювання пересувного механізму, і формування добре обтічної поверхні з внутрішніми обводами проточної частини. В роботі [87] запропоновано конструкцію регулюючого ступеня з радіальним сопловим апаратом і осьовим робочим колесом (рис. 1.5, б). На часткових режимах роботи пар подається через соплові коробки, а потік має колову нерівномірність вже перед сопловим апаратом. Відзначається, що фізичні явища в ступені даного типу зменшують нерівномірність потоку по колу перед осьовим робочим колесом у всьому діапазоні режимів парціальності, що підвищує вібраційну надійність лопаток. На жаль, як видно з представлених графіків втрат енергії по колу і висоті каналу, картина течії ускладнюється сумісною взаємодією колової та радіальної нерівномірності, а проблеми колового парціального підводу залишаються, хоч їх вплив і зменшується.



Рисунок 1.5 – Варіанти регулюючого ступеня:

а) – з рухливим в осьовому напрямку радіальним сопловим апаратом;

б) – з радіальним сопловим апаратом і осьовим робочим колесом

У ряді робіт розглянуто питання підвищення газодинамічної ефективності камери в регулюючому відсіку. Як зазначалося раніше, основне припущення щодо вирівнюючих властивостей камери часто не виконується в достатній мірі [5, 15, 88]. У той же час, згідно з результатами А. Н. Парамонова, при зниженні колової нерівномірності перед сопловим апаратом наступного ступеня можна забезпечити збереження ККД цього ступеня на рівні режиму повного підводу пари [63]. Таким чином, слід проводити заходи, направлені на збільшення інтенсивності розтікання потоку в напрямку області неактивної дуги.

У роботах [10, 61] виконана спроба класифікації типових конструкцій камери за регулюючим ступенем, а також представлено характеристики експериментального стенду для дослідження «полуторного» відсіку (РС-ВК-НА). Розглянуто такі способи зниження нерівномірності, як вимір ВК в осьовому напрямку Δz, а також застосування спеціальних меридіональних кореневих і/або периферійних обводів (рис. 1.6, а).

Відомим способом зниження нерівномірності параметрів пари перед першим ступенем тиску ЦВТ є застосування в камері регулюючого ступеня перфорованого екрану (циліндричного, конічного та ін.) (рис. 1.6, б) [35-38, 88]. Встановлено, що установка циліндричного екрану дозволяє отримати найбільший ефект вирівнювання параметрів потоку й помітного зниження пульсацій тиску в потоці. Однак такий спосіб не забезпечує необхідного розподілу параметрів пари перед ступенем тиску при змінних режимах роботи парової турбіни через однозначне положення в коловому напрямку перфораційних отворів.



Рисунок 1.6 – Способи вирівнювання потоку в камері РС:
а) – використання спеціальних направляючих;
б) – використання перфорованих екранів

Іншим напрямком підвищення газодинамічної ефективності й надійності регулюючого відсіку є використання поворотної діафрагми [3, 9, 23, 85, 119]. Можна вважати, що оцінку можливості такого напрямку виконано в роботі [92], де представлено результати дослідів з визначення оптимального зміщення активних дуг в послідовно розташованих з парціальним підводом (рис. 1.7). Результати

наведено тільки для вхідної колової парціальності 0.322. Встановлено, що можливо підвищити ККД відсіку на 1,7 % при зміщенні активної дуги другого ступеня по потоку на 2 канали. Також показано, що використання другого ступеня з парціальністю 0.357 призводить до ще трохи кращих результатів. При цьому зміщення виконано на два сопла спочатку активної дуги і одне сопло в кінці дуги.



Рисунок 1.7 – Положення активних дуг парціальних ступенів: a) – вихідне положення без зсувів;

б) – оптимальне зміщення з переходом до більшої парціальності

В роботі [3] представлено регульований сопловий апарат парової турбіни, що містить діафрагму з розміщеними в ній лопатками і розташованими ярусами підвідними каналами, а також поворотне кільце, що контактує з діафрагмою, з отворами, сполученими з каналами. Канали, що підводять пару, можуть розташовуватися як по колу, так і ярусами. Використання даного підходу супроводжується проблемою витоків і надійності конструкції поворотного кільця. Система паророзподілу вносить в потік як колову, так і радіальну нерівномірність.

В роботі [9] розглянуто систему підводу пари до циліндра турбіни, що використовує стопорну діафрагму замість стопорного клапана перед регулюючими клапанами, а також поворотну регулюючу діафрагму. Стопорна діафрагма містить тіло з каналами без лопаток і встановлене перед ним поворотне кільце і розміщена в

циліндрі коаксіально регулюючій діафрагмі. При регулюванні здійснюється поворот кільця регулюючої діафрагми.

В роботі [23] використана поворотна діафрагма, яка містить поворотне кільце, що розділене на автономні сегменти (рис. 1.8). Кожен сегмент наділено власним сервомотором, робоче положення якого в свою чергу зв'язується з певним положенням відповідного йому регулюючого клапана.



Рисунок 1.8 – Система регулювання напрямку потоку в камері регулюючого ступеня з використанням поворотних діафрагм:

1 – соплова коробка; 2 – сегмент сопел; 3 – безвитратна область;

4 – регулюючий клапан; 5 – поворотне кільце; 6 – повнопідвідна область

Система дозволяє підвищити ефективність і надійність парціального відсіку парової турбіни шляхом поліпшення організації течії в камері регулюючого ступеня. Система автоматизованого регулювання вибирає положення поворотних сегментів так, щоб опір соплової решітки ступені тиску в області розташування поворотного сегмента виявлялось близьким до опору повнопідвідної області, і тим самим забезпечуючи більш ефективне заповнення безвитратної області. При зміні турбіни режимів роботи через систему регулювання напрямом потоку забезпечується оптимальне налаштування положення поворотних сегментів для рівномірного розподілу параметрів робочого тіла в камері регулюючого ступеня.

В усіх розглянутих напрямках приймається існуюча система паророзподілу з коловою парціальністю і ВК, через що, на думку автора, важко забезпечити відсутність колової нерівномірності на часткових режимах та досягти покращення роботи відсіку вцілому.

Організація парціального підводу з нерівномірністю у радіальному напрямку може бути розглянута як підхід до підвищення газодинамічної ефективності регулюючого відсіку. В цьому випадку заздалегідь не закладено низку проблем, пов'язаних з вхідною коловою нерівномірністю потоку. Реалізація такого підходу буде виконана за рахунок розділу соплового апарату на шарові області [62]. Варто відзначити, що поділ потоку кільцевими областями можна зустріти в останніх ступенях ЦНТ і в проточних частинах осьових однодискових турбокомпресорів, проте їх застосування там не пов'язано з задачею регулювання [43, 85, 86, 96 та ін.].

# 1.2. Методи дослідження газодинамічних процесів в регулюючих відсіках парових турбін

Відсік з регулюючого ступеня, вирівнюючої камери і перших ступенів ЦВТ парової турбіни великої потужності є складним і цікавим об'єктом дослідження. Газодинамічні процеси тут характеризуються тривимірною нестаціонарною структурою в'язкої турбулентної течії пари, що особливо проявляється на нерозрахункових режимах роботи при малих значеннях ступеня парціальності. Тому підвищення техніко-економічних характеристик регулюючого відсіку безпосередньо залежить від їх детального вивчення [6, 7, 21, 103, 122].

Основним методом отримання та апробації знань про просторову структуру потоку і енергетичні характеристики елементів турбомашин, а також методом проектування і доведення проточних частин, як і раніше, є фізичний експеримент [12, 68, 88, 100]. Цьому методу віддають перевагу багато провідних виробників парових турбін, таких як АТ «ЛМЗ», АТ «Турбоатом», Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd. (MHPS), General Electric, Siemens Power Generation та інших.

Істотною перевагою даного методу є можливість отримання найбільш достовірних даних про фізико-хімічні явища при дослідженні газодинамічних процесів в нових або маловивчених об'єктах.

Експериментальні дослідження впливу парціального підводу робочого тіла в різний час виконувалися лабораторіями Харківського турбінного заводу (ХТЗ, Україна), Брянського інституту транспортного машинобудування (БІТМ, Росія), Московського енергетичного інституту (МЕІ, Росія), Institute of Steam and Gas Turbines (IKDG, Germany), Royal Institute of Technology (КТН, Sweden) та іншими.

До недоліків фізичного моделювання можна віднести наступне:

 – як правило, метод використовується для вивчення моделей, а не фактичних об'єктів, з подальшим узагальненням результатів (теорія подібності газодинамічних процесів, аналіз розмірностей);

 не завжди можливо використовувати в необхідному обсязі на етапі проектування нового обладнання;

 постійна необхідність приділяти особливу увагу створенню і модернізації матеріально-технічної бази навіть у тих випадках, коли умови експерименту або об'єкт дослідження змінюються несуттєво;

 недостатня інформативність одержуваних даних про структуру і характер просторової течії;

 високі фінансові, трудові, часові витрати, і, як правило, наявність обмежень з розташування експериментальних лабораторій (промислові райони, розвинена інфраструктура і т.д.).

Наразі найбільш ефективним методом вивчення просторової структури течії є чисельний експеримент [22, 68, 79, 81]. Отримання знань про газогідродинамічні течії цим методом сформувалося в самостійний науковий напрям обчислювальна газогідродинаміка (Computational Fluid Dynamics, CFD), в основі якого лежать математичні моделі реальних процесів рідини і газу. Основним питанням при використанні цього підходу є адекватність математичної моделі і точність відображення протікаючих газодинамічних процесів [1, 65, 68, 79, 81, 89 та ін.]. Значний внесок у розвиток обчислювальної гідрогазодинаміки внесли Д. Андерсон, Б. Болдвін, Л. Г. Бойко, В. І. Гнесін, С. К. Годунов, Дж.Д. Дентон, С. В. Єршов, В. П. Колган, Х. Ломакс, Ф. Р. Ментер, П. Роуч, А. В. Русанов, В. В. Русанов, С. Себесі, К. Флетчер, Д. С. Уілкокс, А. Хартен та ін. Варто відзначити, що в наші дні розвитку обчислювальної гідрогазодинаміки і дослідженню складних газодинамічних процесів з її допомогою присвячено велику кількість робіт, а інтерес до даного наукового напрямку тільки збільшується [79, 113].

До найбільш поширених пакетів програм CFD широкої спеціалізації можна віднести: ANSYS Fluent, ANSYS CFX; AxStream Platform; STAR-CD; NUMECA; FlowVision; OpenFOAM та інші. Упродовж багатьох десятиліть співробітниками Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України зроблено неоціненний вклад у формування та подальший розвиток окремого наукового напрямку – обчислювальна газодинаміка турбомашин. Також накопичено великий позитивний досвід вирішення завдань чисельного моделювання нестаціонарних просторових течій як в окремих елементах турбомашин (канали лопаток, ступені турбін, елементи підводу/відводу робочого тіла та ін.), так і в проточних частинах в цілому з використанням широко відомих програмних комплексів *FlowER* [2] і *FlowER-U* [68].

На сучасному етапі напрацювання трансформовані в новий комплекс *IPMFlow* [79], результати розрахунків якого мають необхідну достовірність, як по якісній структурі просторової в'язкої течії, так і за кількісною оцінкою характеристик ізольованих турбінних решіток і проточних частин турбомашин в цілому. В якості математичної моделі використані рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом з коректно поставленими граничними умовами, що дозволяє описувати просторову, стисливу, в'язку, турбулентну, нестаціонарну течію у всьому діапазоні швидкостей без урахування різних фізико-хімічних перетворень. Замикання рівнянь Нав'є-Стокса виконано з використанням двопараметричної диференціальної моделі турбулентності k– $\omega$  SST Ментера. В основі методу чисельного інтегрування лежить квазімонотонна ENO-схема підвищеної точності вбудованою ітераційною процедурою вирішення 3 розриву [22, 24, 30, 32, 57, 68, 79] одновимірної розпаду задачі та ін.]. Відображення фізичної області на розрахункову область виконується за або неструктурованих різницевих допомогою структурованих сіток 3 гексаедральними комірками, що задовольняють ряду додаткових вимог до кроку сітки і характеру згущення сітки біля поверхонь, що обтікаються. Для прискорення збіжності використовуються багатосіткові алгоритми та локальний крок за часом.

Результати дослідження структури потоку в регулюючому відсіку ЦВТ при сопловому паророзподілі показують наявність значної колової нерівномірності і періодичної нестаціонарності потоку [5, 15, 21, 36, 88, 100, 115, 122 та ін.]. У загальному випадку точне урахування нестаціонарної аеродинамічної взаємодії лопаткових апаратів пов'язане з виконанням обчислень для всіх міжлопаткових каналів кожного вінця. Додатково обов'язковим є урахування зміни взаємного положення решіток з часом [68]. Це вимагає великих обчислювальних витрат, і такі розрахунки поки не можна широко застосовувати в практиці проектування.

У програмному комплексі *IPMFlow* для моделювання даного класу течій у лопаткових вінцях, що взаємно рухаються, передбачена можливість використання узагальненої умови просторово-часової періодичності. Для випадку звичайних ступенів геометрична подібність визначається міжлопатковим каналом. Це, як наслідок, дозволяє включати в розрахункову область тільки по одному каналу кожного вінця, і тим самим підвищує обчислювальну ефективність.

В свою чергу геометрична подібність в регулюючому відсіку не може бути забезпечена використанням тільки одного каналу. Перш за все, це визначається способом подачі пари, кількістю соплових коробок і особливостями їх компоновки. Тому подальший розвиток програмного комплексу для використання спрощених постановок типу *FrozenRotor* є важливим завданням для моделювання течій з просторово-часовою періодичністю в ступенях з парціальним підводом пари.

#### 1.3. Методи проектування проточних частин парових турбін

Турбінобудування існує понад сто років і за цей час у світі сформувалася велика кількість підходів до профілювання проточних частин турбін [29, 83, 96 та ін.]. Задача профілювання проточної частини турбіни є задачею пошуку оптимального чи близького до оптимального розв'язання, яке відповідає технічним умовам при заданих обмеженнях. Основні складові задачі профілювання:

– метод розв'язання прямої задачі визначення газодинамічних характеристик ПЧ;

варійовані параметри при пошуку розв'язку;

– метод пошуку оптимального (близького до оптимального) розв'язання або розв'язання, яке відповідає технічним умовам при заданих обмеженнях.

Від вибору методу розв'язання прямої задачі залежить як час, що витрачається на профілювання ПЧ, так і одержуваний результат. Сьогодні, як правило, застосовуються комплексні підходи до розв'язання прямих задач [118], за яких використовуються методи розрахунку різних рівнів складності від одновимірних, на основі емпіричних моделей, до просторових. Також як пряма задача може бути використаний фізичний експеримент.

Вибір варійованих параметрів тісно пов'язаний з методами розв'язання прямої задачі і методами пошуку розв'язку. Так, чим простіший метод розв'язання прямої задачі застосовується, тим більше число змінних параметрів можна використовувати і, відповідно, більш складний метод пошуку розв'язків. Та, навпаки, при використанні просторових методів розв'язання прямої задачі кількість варійованих величин істотно зменшується, а в разі застосування при цьому класичних методів пошуку локального або глобального екстремуму – кількість змінних параметрів знижується до дуже малих значень (не більше 3 – 5 параметрів в одному лопатковому вінці) [32].

Методи пошуку розв'язку можуть застосовуватися дуже різні. При використанні простих методів розв'язання прямої задачі стають у нагоді звичайні

перебори або методи пошуку екстремумів (локальних або глобальних) по великій кількості варійованих параметрів, в яких розглядаються сотні тисяч або навіть мільйонів варіантів проточних частин. Як правило, на цьому етапі визначаються основні геометричні характеристики ПЧ: кількість ступенів, висоти лопаток, середні діаметри, ефективні кути міжлопаткових каналів та ін. Методи ж, засновані на розрахунках просторових течій, застосовуються, здебільшого, на При завершальних етапах отримання необхідних розв'язків. цьому використовуються або методи «ручної» доводки, або методи пошуку екстремуму на дуже обмеженій кількості варійованих параметрів. Також при просторових розрахунках для збільшення кількості варійованих величин, але мінімізації числа 3D розрахунків, застосовуються методи планування експерименту, засновані на формальних математичних моделях [101].

Методи пошуку екстремуму можна розбити на дві великі групи – пошук локального і глобального екстремумів. Серед методів пошуку локального екстремуму найбільш відомими та використовуваними в задачах оптимізації ПЧ турбін є методи деформованого багатогранника, Хука-Дживса, Нелдера-Міда та ін. [64, 91, 112]. Недоліками цих методів є те, що за їх допомогою визначається локальний екстремум, який знаходиться поблизу точки початкового пошуку розв'язку, а це робить остаточний результат істотно залежним від початкового наближення.

Із сучасних методів розв'язання задач глобальної оптимізації, які найбільш широко застосовуються на практиці, слід назвати генетичні алгоритми [80, 107, 109]. Основною перевагою цього методу є його здатність знаходити глобальні екстремуми цільової функції. Однак це досягається за рахунок істотного розкиду змінних параметрів по їх області визначення і потребує великої кількості обчислень цільової функції.

Для об'єднання переваг і нівелювання недоліків методів пошуку локальних і глобальних екстремумів застосовують гібридні схеми оптимізації [104, 110], засновані на взаємодії декількох різних методів і які в більшості випадків ефективніші (з точки зору часу, що витрачається, і точності одержуваних розв'язків), ніж окремо взяті методи. Найчастіше в гібридних використовується два методи, один з яких належить до методів глобального пошуку екстремуму, а другий – до методів пошуку локального екстремуму.

При розв'язанні задачі побудови ПЧ турбіни будь-якого типу бажано розглянути максимально можливу кількість варіантів геометрії. Безумовно, пряма задача розгляду «довільної» геометрії ПЧ навряд чи можлива, тому що в цьому випадку кількість варійованих величин наближається до нескінченності. Навіть при розгляді відносно простої задачі – визначення оптимальної форми плоскої решітки профілів – для завдання досить довільного профілю з необхідною точністю слід використовувати кілька сотень точок, що описують профіль. Тому для опису просторової форми ПЧ застосовуються підходи, які дозволяють описувати деякі класи ПЧ. В осьових турбінах часто геометрія ПЧ задається з використанням так званих атласних профілів [17, 26]. Також досить широко застосовуються підходи, в яких просторова форма ПЧ задається на основі обмеженої кількості параметризованих величин за допомогою аналітикоінтерполяційних методів [69, 73]. Як параметризовані зазвичай використовуються величини або загальноприйняті в турбобудуванні, або ті, що мають просту геометричну інтерпретацію.

Задача створення аналітико-інтерполяційних методів побудови просторової форми ПЧ турбін на основі обмеженої кількості параметризованих величин є нетривіальною. Складність її полягає в тому, що, з одного боку, кількість параметричних величин бажано мінімізувати, а з іншого – метод має давати можливість описувати широкий клас форм ПЧ. Як правило, такі методи відрізняються для різних елементів і типів ПЧ – меридіональних обводів і лопаткових елементів, осьових, радіальних, радіально-осьових і діагональних турбін та ін. При створенні цих методів використовується досвід вивчення фізичних процесів і проектування проточних частин турбін.

#### 1.4. Висновки по розділу 1

- До теперішнього часу майже все обладнання теплових електростанцій ТЕС і ТЕЦ перевищує проектний ресурс роботи в 100 тис. год., а оцінка залишкового ресурсу основних фондів енергетики України становить близько 20 %.
- 2. Основу теплової енергетики України складають парові турбіни потужністю 200 і 300 МВт, введені в експлуатацію в середині минулого століття. Останнім часом для блоків з закритичними параметрами пари на зміну турбін К-300-240 прийшов турбоагрегат К-325-23,5, який, як і більшість сучасних парових турбін великої потужності, оснащений системою соплового паророзподілу.
- 3. Сучасні системи соплового паророзподілу організовують підвід пари з коловою парціальністю, яка є причиною виникнення значної динамічної напруги вигину, коливань температури пари в проміжних ступенях. Як наслідок, відзначається важливість і актуальність дослідження просторової структури при парціальному підводі, а також розробка способів на економічність відсіків парових турбін.
- 4. Оцінка можливості підвищення ефективності регулюючого відсіку шляхом пошуку форми лопаток НА першого ступеня тиску, що малочутливі до широких діапазонів кутів натікання, не знайшла належного відображення в літературних джерелах, однак є актуальною при урахуванні малих витрат на її реалізацію.
- 5. Створення нових ефективних регулюючих відсіків ЦВТ парових турбін, позбавлених проблем колової парціальності, можливо за рахунок організації парціального підводу з нерівномірністю в радіальному напрямку. Даний напрямок в літературних джерелах не відображено, однак має ряд передумов.
- На сьогодні ефективним методом вивчення просторової структури течії є чисельний експеримент, що базується на математичних моделях реальних процесів. Для інженерних розрахунків широко апробовано використання

рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом, і рівнянь двопараметричної диференціальної моделі турбулентності *k*–ω SST Ментера з коректно поставленими граничними умовами.

#### **РОЗДІЛ 2**

## МЕТОД ГАЗОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТРИВИМІРНИХ В'ЯЗКИХ ТУРБУЛЕНТНИХ ТЕЧІЙ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ТУРБОМАШИН

На сучасному етапі розвитку газогідродинаміки більшість дослідників вважає, що рівняння Нав'є-Стокса повністю описують рух суцільного середовища, в якому відсутні фізико-хімічні перетворення. Однак їх застосування для реальних задач ускладнено через обмежені можливості обчислювальної техніки.

У розділі наведено спрощені рівняння Нав'є-Стокса, описано способи їх замикання, виконано основні перетворення рівнянь, а також наведено граничні умови й додаткові співвідношення. Описаний неявний скінчено-об'ємний метод чисельного інтегрування рівнянь на неструктурованих різницевих сітках з шестигранними комірками й спрощена квазінестаціонарна постановка розрахунку нестаціонарних течій в проточній частині турбіни.

Наведено результати верифікації методу для задач чисельного дослідження газодинамічних процесів у відсіку проточної частини циліндру високого тиску парової турбіни.

#### 2.1. Рівняння Нав'є-Стокса, осереднені за Рейнольдсом

Для чисельного дослідження просторових в'язких течій пари в елементах проточних частин парових турбін у роботі використано метод, заснований на інтегруванні системи осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса за допомогою неявної ЕNO-схеми Годунова. Для моделювання турбулентності використано двопараметричну диференціальну модель SST Ментера [68, 79].

## 2.1.1. Рівняння Рейнольдса. Моделювання турбулентності. Рівняння стану робочих тіл

Система рівнянь Нав'є-Стокса складається з:

– рівняння нерозривності

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \left( \rho \vec{V} \right) = 0; \qquad (2.1)$$

– рівняння кількості руху

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot \left( \rho \vec{V} \vec{V} \right) - \nabla \cdot \Pi = 0; \qquad (2.2)$$

– рівняння енергії

$$\frac{\partial \rho E_{t}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho E_{t} \vec{V}\right) - \nabla \cdot \left(\prod \vec{V}\right) + \nabla \cdot \vec{q} = 0, \qquad (2.3)$$

де  $\rho$  – густина;

*E*<sub>t</sub> – повна енергія одиниці маси;

П – тензор напружень;

*q* – тепловий потік;

 $\vec{V} = \vec{i} u + \vec{j} v + \vec{k} w$  – вектор швидкості.

Систему рівнянь (2.1) – (2.3) отримано з урахуванням інтегральних законів збереження маси, імпульсу і енергії, виведення яких можна знайти в роботах [1, 57, 89].

Розглядається ньютонівська рідина, для якої передбачається лінійний зв'язок між напруженнями і швидкістю деформації. Тензор напружень має вигляд

$$\Pi = \begin{vmatrix} -p + \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & -p + \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & -p + \tau_{zz} \end{vmatrix}$$
(2.4)

де p – тиск.

Наразі основним напрямом розвитку газогідродинаміки є розв'язок осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (рівнянь Рейнольдса) [68]. Процедура осереднення призводить до появи нових складових, які інтерпретують як градієнти «уявних» напружень та теплових потоків, пов'язаних з турбулентним рухом робочого тіла.

Система рівнянь (2.1) – (2.3) після процедури осереднення є незамкненою. Найбільш поширені способи замикання системи рівнянь Рейнольдса, що спираються на гіпотезу Бусінеска [102]. Таким чином, рейнольдсові напруження  $-\overline{\rho u_i'' u_j''}$  зв'язуються зі швидкістю деформації коефіцієнтом пропорційності, який називають коефіцієнтом «уявної» (турбулентної) в'язкості  $\mu_t$ 

$$-\overline{\rho u_i'' u_j''} = \tau_{t_{ij}} = 2\mu_t \left( S_{ij} - S_{nn} \delta_{ij} / 3 \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k =$$

$$= \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \mu_t \frac{\partial u_n}{\partial x_n} + \rho k \right)$$
(2.5)

де *и*" – пульсації швидкості;

 $S_{IJ}$  – компоненти тензора швидкостей деформації усередненого потоку;  $k = \overline{u''_i u''_i}/2$  – кінетична енергія турбулентності.

Риска над змінними означає осереднення за часом. Складовою *ρk* у моделях турбулентної в'язкості часто нехтують.

Осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса в декартовій системі координат, що обертається з постійною кутовою швидкістю  $\Omega$  навколо вісі x, мають вигляд [68, 79]

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial (E_i + E_v)}{\partial x} + \frac{\partial (F_i + F_v)}{\partial y} + \frac{\partial (G_i + G_v)}{\partial z} = H, \qquad (2.6)$$

де

$$Q = \begin{vmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho w \\ \rho w \\ \rho h \end{vmatrix}; E_i = \begin{vmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ \rho uv \\ \rho uv \\ \rho uw \\ \rho uw \\ \rho vw \\ \rho h + p )v \end{vmatrix}; G_i = \begin{vmatrix} \rho w \\ \rho w \\ \rho vw \\ \rho w^2 + p \\ (\rho h + p)w \end{vmatrix};$$

$$H = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 2\rho w \Omega + \rho \Omega^2 y \\ -2\rho v \Omega + \rho \Omega^2 z \\ 0 \end{vmatrix}; E_v = \begin{vmatrix} 0 \\ -\tau_{xx} \\ -\tau_{xy} \\ -\tau_{xz} \\ -\Psi_x - \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \end{vmatrix}; F_v = \begin{vmatrix} 0 \\ -\tau_{yx} \\ -\tau_{yz} \\ -\tau_{yz} \\ -\Psi_y - \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \end{vmatrix}; G_v = \begin{vmatrix} 0 \\ -\tau_{zx} \\ -\tau_{zy} \\ -\tau_{zz} \\ -\Psi_z - \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \end{vmatrix}$$

$$h = e + \frac{\left|\vec{V}\right|^2 - \Omega^2 r^2}{2} + k; \ \Psi_s = u \tau_{sx} + v \tau_{sy} + w \tau_{sz};$$

$$\tau_{xx} = \frac{2}{3} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \rho k \right]; \qquad \tau_{xy} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) = \tau_{yx}; \\ \tau_{yy} = \frac{2}{3} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \rho k \right]; \qquad \tau_{xz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) = \tau_{zx}; \\ \tau_{zz} = \frac{2}{3} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \rho k \right]; \qquad \tau_{yz} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) = \tau_{zy}; \end{cases}$$

х, у, z – декартові координати;

и, v, w – декартові компоненти вектора швидкості;

$$r=\sqrt{y^2+z^2};$$

*Т* – температура;

е – внутрішня енергія одиниці маси;

$$\lambda = (c_p/Pr)\mu$$
 – коефіцієнт теплопровідності;

*с*<sub>*p*</sub> – ізобарна теплоємність;

*Pr* – число Прандтля.

Число Прандтля визначається за формулою

$$Pr = \frac{\mu}{\frac{\mu_l}{Pr_l} + \frac{\mu_t}{Pr_t}},$$
(2.7)

де  $Pr_l$ ,  $Pr_t$  – константи.

Система рівнянь (2.6) є незамкненою. Для її замикання додаткового слід

використати співвідношення між термодинамічними змінними p,  $\rho$ , T, и e, які визначаються з використанням рівняння стану [68]. В роботі використано рівняння стану досконалого газу [39, 68]

$$p=R\rho T$$
,

а також термічне рівняння стану Таммана [24, 68]

$$p+p_0=R\rho T$$
,

де *R* – газова константа;

*p*<sub>0</sub> – константа.

Коефіцієнт «ефективної» в'язкості  $\mu$  визначається як сума «ламінарної» і «турбулентної» в'язкості, а ламінарна в'язкість частіше визначається за допомогою формули Сазерленда [1]:

$$\mu = \mu_{eff} = \mu_l + \mu_l, \ \mu_l = \mu_g \frac{383}{T + 110} \left(\frac{T}{273}\right)^{\frac{3}{2}}, \tag{2.8}$$

де  $\mu_{g}$  – коефіцієнт динамічної в'язкості при 273 К.

Для визначення величини турбулентної в'язкості  $\mu_{\rm T}$  у роботі використовується сімейство двопараметричних  $k - \omega$  моделей турбулентності, яке включає звичайну модель Уілкокса, BSL модель Ментера і SST модель Ментера [59, 68]. Названі моделі можна записати в загальному вигляді [68, 79]

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial (E_i + E_y)}{\partial x} + \frac{\partial (F_i + F_y)}{\partial y} + \frac{\partial (G_i + G_y)}{\partial z} = H, \qquad (2.9)$$

де

$$Q = \begin{vmatrix} \rho k \\ \rho \omega \end{vmatrix}; \ \mu_{k} = \mu_{l} + \frac{\mu_{t}}{\sigma_{k}}; \ \mu_{\omega} = \mu_{l} + \frac{\mu_{t}}{\sigma_{\omega}};$$
$$E_{i} = \begin{vmatrix} \rho u k \\ \rho u \omega \end{vmatrix}; \ E_{v} = \begin{vmatrix} -\chi_{kx} \\ -\chi_{\alpha x} \end{vmatrix}; \ \chi_{kx} = \mu_{k} \frac{\partial k}{\partial x}; \ \chi_{\alpha x} = \mu_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x};$$
$$F_{i} = \begin{vmatrix} \rho v k \\ \rho v \omega \end{vmatrix}; \ F_{v} = \begin{vmatrix} -\chi_{ky} \\ -\chi_{\alpha y} \end{vmatrix}; \ \chi_{ky} = \mu_{k} \frac{\partial k}{\partial y}; \ \chi_{\alpha y} = \mu_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial y};$$
$$G_{i} = \begin{vmatrix} \rho w k \\ \rho w \omega \end{vmatrix}; \ G_{v} = \begin{vmatrix} -\chi_{kz} \\ -\chi_{\alpha x} \end{vmatrix}; \ \chi_{kz} = \mu_{k} \frac{\partial k}{\partial z}; \ \chi_{\alpha z} = \mu_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial z};$$

58  

$$\begin{aligned} H &= \left| \begin{bmatrix} (\tilde{P}_{i} - c)f_{6} \\ (\tilde{P}_{i} - c)f_{6} \end{bmatrix} f_{i} \right|; \\ \tilde{P}_{i} &= \min(c_{i}c, P_{i}); c = \beta^{*}\rho\omega kf_{s}; C_{\rho} = \frac{\partial k}{\partial x_{j}}\frac{\partial \omega}{\partial x_{j}} = \frac{\partial k}{\partial x}\frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y}\frac{\partial \omega}{\partial y} + \frac{\partial k}{\partial z}\frac{\partial \omega}{\partial z}; \\ P_{k} &= \tau_{v}\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}}; S = \sqrt{2S_{v}S_{v}}; S_{v} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}}\right); \\ \Omega &= \sqrt{2\Omega_{v}\Omega_{v}}; \Omega_{v} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} - \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}}\right); \\ B_{i} &= \frac{\sqrt{k}}{\beta^{*}\omega d}; B_{2} = \frac{\mu_{i}}{\rho\omega d^{2}}; d - \text{відстань до найближчої стінки;} \\ A_{i} &= \min[\max(B_{i};c_{i}B_{2}); \overline{B}_{3}]; \overline{B}_{3} = \frac{2k\omega}{\overline{C}_{D,k-w}d^{2}}; \overline{C}_{D,k-w} = \max(C_{v}; \overline{C}_{D,k-wamm}); \\ \overline{C}_{D,k-wamn} &= 1 \cdot 10^{-8} \cdot \max(C_{D}); \Phi - \text{розрахункова область}; \mu_{i} = \frac{\alpha^{*}\rho k}{\max(\omega; f_{i}S/a_{i})}; \\ f_{4} &= \frac{1}{1+c_{n}Ri}; Ri = \frac{\Omega}{S} \left(\frac{\Omega}{S} - 1\right); I_{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{i}}\frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} - \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{i}}\frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}}\right); \\ \Delta &- o6^{*}cM \operatorname{KOMIPKH}; \\ f_{6} &= 1 - \operatorname{th}(A_{4}); A_{4} &= |I_{2}\Delta|\widetilde{\Pi}_{eux}; f_{7} = 1 - \operatorname{th}(A_{4}); A_{5} = |I_{2}\Delta|\widetilde{\Pi}_{rux}; \sigma_{ui} = 2; \beta_{i} = 0.075; \\ \sigma_{x2} &= 1; \sigma_{u2} = 1.1682; \beta_{2} = 0.0828; \gamma_{2} = \frac{\beta_{5}}{\beta^{*}} - \sigma_{u2}\frac{k^{2}}{\sqrt{\beta^{*}}} = 0.4403; \\ \beta^{*} &= 0.09; a_{i} = 0.31; c_{i} = 500; c_{2} = 500; c_{3} = 150; c_{i} = 20; \\ |\sigma_{x}, \sigma_{x}, \sigma, \gamma'|^{2} &= f_{i}|\sigma_{u1}, \sigma_{u1}, \beta_{i}, \gamma_{i}|^{2} + (1 - f_{i})\sigma_{u2}, \sigma_{u2}, \beta_{i}, \gamma_{2}|^{2}; \\ \overline{\sigma} &= \max(\omega, \upsilon S); \upsilon = 1.5; f_{2} = c_{x} \operatorname{th}(A_{x}^{2}); R_{w} = \frac{\rho k}{\mu \omega}; f_{i} = 1 - \operatorname{cs}[1 - \operatorname{th}(A_{4}^{4})]; \\ \sigma_{i} = c_{2}\sigma_{u,SST} + (1 - c_{4})\sigma_{u,Lxw}; \sigma_{u,SST} = 1.1765; \sigma_{u,Lw} = 2; \\ \gamma_{1} = [c_{3}\gamma_{1,SST} + (1 - c_{3})\gamma_{1,k-w}] \cdot [(1 - c_{e}) + c_{e}\frac{0.27 + R_{w}}}{2.7 + R_{w}}]; \gamma_{1,SST} = 0.5532; \gamma_{1,k-w} = \frac{5}{9}; \end{aligned}$$

$$\overline{\alpha}^* = \alpha^* \left[ \left( 1 - c_6 \right) + c_6 \frac{0.15 + R_{\omega}}{6 + R_{\omega}} \right]; \ \overline{\beta}^* = \beta^* \left[ \left( 1 - c_6 \right) + c_6 \frac{1137.78 + R_{\omega}^4}{4096 + R_{\omega}^4} \right]; \ \beta^* = 0.09$$

Залежно від вибору значень констант рівняння (2.9) реалізуються різні двопараметричні  $k - \omega$  моделі турбулентності. У випадку  $c_4 = 0$  и  $c_5 = 0$ отримаємо звичайну  $k - \omega$  модель Уілкокса, а при використанні  $c_4 = 0$  та  $c_5 = 1 - 1$ модель  $k - \omega$  BSL Ментера [116], головна ідея якої полягає в об'єднанні двох популярних моделей  $k - \omega$  і  $k - \varepsilon$  таким чином, щоб використовувати їх переваги і нівелювати недоліки. Із цією метою  $k - \varepsilon$  модель переписана з використанням рівняння для питомої швидкості дисипації  $\omega$  й об'єднана з  $k - \omega$  моделлю. Об'єднання реалізовано за допомогою функції  $f_1$  таким чином, що у стінки і більшої частини примежового шару BSL модель поводиться подібно звичайній  $k-\omega$  моделі, яка дозволяє досить точно і надійно моделювати пристінну турбулентність, а далеко від твердих тіл переходить в  $k - \varepsilon$  модель, що забезпечує незалежність результату від значення питомої швидкості дисипації на межах входу. Випадок  $c_4 = 1$  і  $c_5 = 1$  призводить до моделі SST Ментера, яка є розвитком BSL моделі. Головною і єдиною її відмінністю є використання гіпотези Бредшоу, яка передбачає, що турбулентні дотичні напруження пропорційні кінетичній енергії турбулентності. Ця гіпотеза застосовується як обмеження для динамічного коефіцієнта турбулентної в'язкості і має вирішальне значення для моделювання відривних течій з високими позитивними градієнтами тиску.

Крім того, рівняння (2.9) містять ряд модифікацій, що відсутні у вищенаведених моделях [68, 79]. Так, при  $c_6 = 1$  реалізується перехідна (для малих чисел Рейнольдса у стінки) модель, у той час як для вихідної моделі  $c_6 = 0$ . Поправки  $A_4$  і  $A_5$  запобігають нефізичному зростанню «турбулентної» в'язкості зовнішнього потоку. За допомогою коефіцієнта  $c_{rc}$  враховується кривизна ліній струму і обертання потоку. Така модифікація виявляється досить корисною при обчисленні складних закручених просторових турбулентних течій.

#### 2.1.2. Основні перетворення рівнянь

де

Рівняння Рейнольдса (2.6) з двопараметричною  $k - \omega$  моделлю турбулентності (2.9) в декартовій системі координат, що обертається з постійною кутовою швидкістю Ω навколо вісі x, мають вигляд [68]

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial (E_i + E_v)}{\partial x} + \frac{\partial (F_i + F_v)}{\partial y} + \frac{\partial (G_i + G_v)}{\partial z} = H, \qquad (2.10)$$

 $\begin{aligned} & Q = \begin{vmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho$ 

$$\begin{vmatrix} -\Psi_{z} - \lambda \overline{\partial z} \\ -\chi_{kz} \\ -\chi_{\omega z} \end{vmatrix} \qquad \begin{bmatrix} \gamma \rho \\ \mu_{i} \\ P_{k} - \beta \rho \omega^{2} f_{4} + (1 - f_{1}) \frac{2\rho}{\omega \sigma_{\omega 2}} C_{D} \end{bmatrix} f_{7}$$

Систему рівнянь (2.10) зручно розглядати в узагальнених криволінійних координатах ( $\xi,\eta,\zeta$ ), перехід до яких здійснюється за допомогою локального перетворення (рис. 2.1)

$$\xi = \xi(x, y, z), \ \eta = \eta(x, y, z), \ \zeta = \zeta(x, y, z), \ \begin{vmatrix} \frac{\partial \dots}{\partial x} \\ \frac{\partial \dots}{\partial y} \\ \frac{\partial \dots}{\partial z} \end{vmatrix} = J_* \begin{vmatrix} \frac{\partial \dots}{\partial \xi} \\ \frac{\partial \dots}{\partial \eta} \\ \frac{\partial \dots}{\partial \zeta} \end{vmatrix}, \ J_* = \begin{vmatrix} \xi_x & \eta_x & \zeta_x \\ \xi_y & \eta_y & \zeta_y \\ \xi_z & \eta_z & \zeta_z \end{vmatrix},$$
(2.11)

де  $J_*$  – матриця Якобі (якобіан) перетворення координат.



Рисунок 2.1 – Відповідність між областями у фізичних (а) та узагальнених (б) координатах

Оскільки залежності (2.11) зазвичай невідомі, значення компонент матриці Якобі може визначатися зі співвідношення

$$J_{*}=J^{-1}=\begin{vmatrix} x_{\xi} & y_{\xi} & z_{\xi} \\ x_{\eta} & y_{\eta} & z_{\eta} \\ x_{\zeta} & y_{\zeta} & z_{\zeta} \end{vmatrix}^{-1}, \ \det(J)=x_{\xi}(y_{\eta}z_{\zeta}-y_{\zeta}z_{\eta})-x_{\eta}(y_{\xi}z_{\zeta}-y_{\zeta}z_{\xi})+x_{\zeta}(y_{\xi}z_{\eta}-y_{\eta}z_{\xi}),$$

де Ј – обернена матриця Якобі;

|*J*| – визначник оберненого якобіана.

Надалі визначник оберненого якобіана також позначатимемо символом *J*. Рівняння (2.10) в узагальнених координатах набувають вигляду

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{1}{J} \left[ \frac{\partial \left(\hat{E}_{i} + \hat{E}_{v}\right)}{\partial \xi} + \frac{\partial \left(\hat{F}_{i} + \hat{F}_{v}\right)}{\partial \eta} + \frac{\partial \left(\hat{G}_{i} + \hat{G}_{v}\right)}{\partial \zeta} \right] = H, \qquad (2.12)$$

$$\hat{E}_{s} = \xi_{x} E_{s} + \xi_{y} F_{s} + \xi_{z} G_{s}, \quad \hat{F}_{s} = \eta_{x} E_{s} + \eta_{y} F_{s} + \eta_{z} G_{s}, \quad \hat{G}_{s} = \zeta_{x} E_{s} + \zeta_{y} F_{s} + \zeta_{z} G_{s} \quad s = [i, v], \qquad U = \xi_{x} u + \xi_{y} v + \xi_{z} w; \quad V = \eta_{x} u + \eta_{y} v + \eta_{z} w; \quad W = \zeta_{x} u + \zeta_{y} v + \zeta_{z} w, \qquad q_{\xi} = \lambda \left( \xi_{x} \frac{\partial T}{\partial x} + \xi_{y} \frac{\partial T}{\partial y} + \xi_{z} \frac{\partial T}{\partial z} \right); \quad q_{\eta} = \lambda \left( \eta_{x} \frac{\partial T}{\partial x} + \eta_{y} \frac{\partial T}{\partial y} + \eta_{z} \frac{\partial T}{\partial z} \right);$$

 $\chi_{\omega\xi} = \xi_x \chi_{\omega x} + \xi_y \chi_{\omega y} + \xi_z \chi_{\omega x}; \quad \chi_{\omega\eta} = \eta_x \chi_{\omega x} + \eta_y \chi_{\omega y} + \eta_z \chi_{\omega z}; \quad \chi_{\omega\zeta} = \zeta_x \chi_{\omega x} + \zeta_y \chi_{\omega y} + \zeta_z \chi_{\omega z};$  $J_{i\xi} = \xi_x J_{ix} + \xi_y J_{iy} + \xi_z J_{iz}; J_{i\eta} = \eta_x J_{ix} + \eta_y J_{iy} + \eta_z J_{iz}; J_{i\zeta} = \zeta_x J_{ix} + \zeta_y J_{iy} + \zeta_z J_{iz};$ 

де U, V, W- контрваріантні компоненти швидкості;

$$i = [1, N-1].$$

У багатьох випадках використовують спрощену форму рівнянь Нав'є-Стокса – рівняння в наближенні тонкого примежового шару [68, 79], що може бути обґрунтовано такими міркуваннями:

• при великих числах Рейнольдса в'язкі й турбулентні ефекти істотні лише поблизу твердої поверхні та в аеродинамічному сліді, тому за відсутності сильних відривних зон можна знехтувати дифузійними членами рівнянь у приблизному напрямку течії;

 щоб адекватно визначити «в'язкі» члени рівнянь у напрямку потоку, необхідне згущення сітки у цьому напрямку, аналогічне згущенню в примежовому шарі, що через обмежені можливості сучасних комп'ютерів досить важко зробити.

Рівняння (2.12) можуть бути подані в недивергентній формі

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \hat{A}\frac{\partial Q}{\partial \xi} + \hat{B}\frac{\partial Q}{\partial \eta} + \hat{C}\frac{\partial Q}{\partial \zeta} = H - \frac{1}{J}\left(\frac{\partial \hat{E}_{\nu}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{F}_{\nu}}{\partial \eta} + \frac{\partial \hat{G}_{\nu}}{\partial \zeta}\right), \qquad (2.13)$$
$$\hat{A} = \frac{\partial \hat{E}_{i}}{\partial Q}, \hat{B} = \frac{\partial \hat{F}_{i}}{\partial Q}, \hat{C} = \frac{\partial \hat{G}_{i}}{\partial Q},$$

де  $\hat{A}$ ,  $\hat{B}$ ,  $\hat{C}$  – матриці Якобі.

Іншу недивергентну форму рівнянь (2.12) отримано при переході від змінних Q до  $q = |\rho, u, v, w, p, k, \omega|^{T}$ . Вектори змінних dQ та dq пов'язані співвідношеннями

$$dq = NdQ, \ dQ = N^{-1}dq.$$
 (2.14)

При виведенні матриць переходу N та  $N^{-1}$  зв'язок між внутрішньою енергією, густиною і тиском задавався залежністю загального вигляду

$$e = e(q), \ de = \left(\frac{\partial e}{\partial \rho}\right)_{p} d\rho + \left(\frac{\partial e}{\partial p}\right)_{\rho} dp = e_{\rho} d\rho + e_{p} dp, \qquad (2.15)$$

де  $e_{\rho}$  –похідна внутрішньої енергії по густині при постійному тиску;

е<sub>*p*</sub> – похідна внутрішньої енергії по тиску при постійній густині.

У цьому випадку матриці N та  $N^{-1}$  мають вигляд (2.16)

$$N = \frac{1}{\rho} \begin{vmatrix} \rho & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -u & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -v & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -w & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{n_{s_1}}{e_p} & \frac{-u}{e_p} & \frac{-v}{e_p} & \frac{-1}{e_p} & \frac{-1}{e_p} & 0 \\ -k & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\omega & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, N^{-1} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ u & \rho & 0 & 0 & 0 & 0 \\ w & 0 & \rho & 0 & 0 & 0 \\ w & 0 & 0 & \rho & 0 & 0 \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{-u}{e_p} & \frac{-v}{e_p} & \frac{-1}{e_p} & \frac{-1}{e_p} \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{-u}{e_p} & \frac{-v}{e_p} & \frac{1}{e_p} & \frac{-1}{e_p} \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{-u}{e_s} & \frac{-v}{e_s} & \frac{1}{e_p} & \frac{-1}{e_p} \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{-u}{e_s} & \frac{-v}{e_s} & \frac{1}{e_p} & \frac{-1}{e_p} \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{-u}{e_s} & \frac{-v}{e_s} & \frac{1}{e_s} & \frac{-1}{e_s} \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{-v}{e_s} & \frac{1}{e_s} & \frac{-1}{e_s} \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{1}{e_s} & \frac{-1}{e_s} \\ \frac{n_{s_1}}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{1}{e_s} & \frac{-1}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{1}{e_s} & \frac{-1}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{1}{e_s} & \frac{1}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{1}{e_s} & \frac{1}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} & \frac{n_s}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} \\ \frac{n_s}{e_s} & \frac{$$

$$\text{дe } n_{51} = \frac{u^2 + v^2 + w^2 + \Omega^2 r^2}{2} - e - \rho e_{\rho}; \ n_{51}^{-1} = \frac{u^2 + v^2 + w^2 - \Omega^2 r^2}{2} + e + \rho e_{\rho}.$$

Після множення рівняння (2.13) на матрицю N зліва отримаємо

$$\frac{\partial q}{\partial t} + A \frac{\partial q}{\partial \xi} + B \frac{\partial q}{\partial \eta} + C \frac{\partial q}{\partial \zeta} = N \left( H - \frac{1}{J} \left( \frac{\partial \left( J \hat{E}_{\nu} \right)}{\partial \xi} + \frac{\partial \left( J \hat{F}_{\nu} \right)}{\partial \eta} + \frac{\partial \left( J \hat{G}_{\nu} \right)}{\partial \zeta} \right) \right), \quad (2.17)$$

матриці  $A = N\hat{A}N^{-1}$ ,  $B = N\hat{B}N^{-1}$ ,  $C = N\hat{C}N^{-1}$  можна отримати з матриці

$$D = \begin{vmatrix} \theta & \rho \psi_x & \rho \psi_y & \rho \psi_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \theta & 0 & 0 & \frac{\psi_x}{\rho} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \theta & 0 & \frac{\psi_y}{\rho} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \theta & \frac{\psi_z}{\rho} & 0 & 0 \\ 0 & \rho a^2 \psi_x & \rho a^2 \psi_y & \rho a^2 \psi_z & \theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \theta \end{vmatrix},$$
(2.18)

де а – швидкість звуку.

У виразі (2.18) маємо D = A при  $\theta = U$ ,  $\psi = \xi$ , D = B при  $\theta = V$ ,  $\psi = \eta$  та D = C при  $\theta = W$ ,  $\psi = \zeta$ . Матрицю D можна привести до діагональної форми

$$L_{\psi}DL_{\psi}^{-1} = \Lambda_{\psi}, \qquad (2.19)$$

де  $\Lambda_{\psi}$  – діагональна матриця власних значень матриці D;

 $L_{\psi}$ ,  $L_{\psi}^{-1}$  – матриці, рядки яких є правими і лівими власними векторами матриці D відповідно.

Діагональна матриця власних значень в (2.19) має вигляд

$$\Lambda_{\psi} = diag\{\theta - \psi_0 a, \theta, \theta, \theta, \theta + \psi_0 a, \theta, \theta\}.$$
(2.20)

Матриці  $L_{\psi}$  та  $L_{\psi}^{-1}$  отримуються із співвідношень

$$L_{\psi}D = \Lambda_{\psi}L_{\psi}; \ DL_{\psi}^{-1} = L_{\psi}^{-1}\Lambda_{\psi}; \ L_{\psi}^{-1}L_{\psi} = I,$$
(2.21)

де *I* – одинична матриця.

Однією з найбільш простих форм матриць  $L_{\psi}$ ,  $L_{\psi}^{-1}$  та  $K = \frac{\partial H}{\partial Q} \epsilon$ 

$$L_{\psi} = \begin{vmatrix} 0 & -\hat{\psi}_{x} & -\hat{\psi}_{y} & -\hat{\psi}_{z} & \frac{1}{\rho a} & 0 & 0 \\ \hat{\psi}_{x}a & 0 & \hat{\psi}_{z}\rho & -\hat{\psi}_{y}\rho & -\hat{\psi}_{x}/a & 0 & 0 \\ \hat{\psi}_{y}a & -\hat{\psi}_{z}\rho & 0 & \hat{\psi}_{x}\rho & -\hat{\psi}_{y}/a & 0 & 0 \\ \hat{\psi}_{z}a & \hat{\psi}_{y}\rho & -\hat{\psi}_{x}\rho & 0 & -\hat{\psi}_{z}/a & 0 & 0 \\ 0 & \hat{\psi}_{x} & \hat{\psi}_{y} & \hat{\psi}_{z} & \frac{1}{\rho a} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

$$L_{\psi}^{-1} = \begin{vmatrix} \frac{\rho}{2a} & \hat{\psi}_{x}/a & \hat{\psi}_{y}/a & \hat{\psi}_{z}/a & \frac{\rho}{2a} & 0 & 0 \\ -\hat{\psi}_{x}/2 & 0 & \hat{\psi}_{z}/\rho & -\hat{\psi}_{y}/\rho & \hat{\psi}_{x}/2 & 0 & 0 \\ -\hat{\psi}_{y}/2 & -\hat{\psi}_{z}/\rho & 0 & \hat{\psi}_{x}/\rho & \hat{\psi}_{y}/2 & 0 & 0 \\ -\hat{\psi}_{z}/2 & \hat{\psi}_{y}/\rho & -\hat{\psi}_{x}/\rho & 0 & \hat{\psi}_{z}/2 & 0 & 0 \\ \frac{\rho a}{2} & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho a}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

(2.22)

При побудові виразів (2.22) враховані лише негативно визначені члени у рівняннях двопараметричної моделі турбулентності (тобто, складові руйнування).

#### 2.1.3. Постановка початкових і граничних умов

Для більшості задач обчислювальної газогідродинаміки не спостерігається залежності стаціонарного розв'язку від початкового наближення. Для випадків, коли це не є правдою (течії з різними видами нестійкості, наприклад, течії в компресорі) слід застосовувати спеціальні підходи до формування початкового наближення [68].

Для чисельного розв'язання рівнянь (2.12) необхідно встановити додаткові умови на межах розрахункової області, які зазвичай є «фізичними» межами. У роботі розглядаються такі основні типи меж.

*Вхід* – межа, через яку робоче тіло «втікає» в розрахункову область. На ній при дозвуковій течії задаються повні тиск і температура, напрям вектора швидкості, «м'які» межові умови для дифузійних членів, ступінь турбулентності, умова рівноважності турбулентності, а також товщини примежових шарів у разі необхідності.

*Buxid* – межа, через яку робоче тіло «витікає» з робочої області. При дозвуковій течії на ній задається статичний тиск або витратна компонента швидкості.

*Непроникна поверхня (стінка)* – задається умова прилипання (швидкість дорівнює нулю), величина теплового потоку через стінку або температура стінки і значення кінетичної енергії турбулентності, що дорівнює нулю.

Також існують границі *періодичності*, поверхні *симетрії* та *ковзання*, проте вони або внутрішні й не вимагають додаткових умов, або штучні й потребують додаткових співвідношень. Границя *періодичність* є межа між областями, де розв'язок вважається циклічно подібним або в циліндричній системі координат, або в декартовій системі координат. Наприклад, припущення про те, що всі міжлопатеві канали мають однакову структуру течії, надає можливість виконувати чисельне моделювання лише для одного каналу з використанням постановки границі періодичності. На границі періодичності невідомі значення обираються з такої точки розрахункової області, що є геометрично подібною.

На межах входу і виходу для рівнянь Нав'є-Стокса як додаткові використовуються рівняння, отримані із співвідношень на лініях характеристик

$$L_{\mu}dq = 0.$$
 (2.23)

На межі *входу* з системи (2.23) береться характеристичне співвідношення, що відповідає власному значенню  $\lambda = \theta - n_w \psi_0 a$ 

$$-n_{\psi}(\hat{\psi}_{x}du + \hat{\psi}_{y}dv + \hat{\psi}_{z}dw) + \frac{dp}{\rho a} = 0, \qquad (2.24)$$

де  $n_{\psi} = 1$ , якщо локальна координата  $\psi$  має напрямок «всередину» розрахункової області, та  $n_{\psi} = -1$ , якщо локальна координата  $\psi$  спрямована «назовні» розрахункової області. Заданих межових умов достатньо для визначення вектора змінних, що шукаються на вході. Із метою спрощення й уніфікації обчислювальної процедури при використанні довільного рівняння стану зв'язок між заданими межовими умовами та вектором змінних q встановлюється диференціальними співвідношеннями

$$\left(\frac{\partial e}{\partial p}\Big|_{\rho} + \frac{1}{\rho}\right)dp + \left(\frac{\partial e}{\partial \rho}\Big|_{\rho} - \frac{p}{\rho^{2}}\right)d\rho + VdV = di^{*}, \frac{\partial s}{\partial p}\Big|_{\rho}dp + \frac{\partial s}{\partial \rho}\Big|_{\rho}d\rho = ds, \qquad (2.25)$$

де V – швидкість потоку.

У разі, коли на вході відомі початкові товщини примежових шарів на твердих поверхнях, виконується корекція заданих параметрів на межах для забезпечення профілю швидкості в примежовому шарі. Для турбулентного примежового шару цей профіль швидкості визначається співвідношенням [28, 68]

$$\overline{V} = \frac{V}{V_{\infty}} = \overline{l}_{\rm cr}^{\ \alpha}, \qquad (2.26)$$

де  $\alpha = \frac{1}{7} \div \frac{1}{14}; \quad \overline{l}_{ct} = \frac{l_{ct}}{\delta}; \quad l_{ct} - відстань від стінки; \delta - товщина$ 

примежового шару.

Для ламінарного примежового шару профіль швидкості визначається з умови [28, 68]

$$\overline{V} = \frac{V}{V_{\infty}} = 2\overline{l}_{\rm cr} - 2\overline{l}_{\rm cr}^{3} + \overline{l}_{\rm cr}^{4}.$$
(2.27)

Щоб отримати необхідний профіль швидкості в примежовому шарі, коригується значення ентропії за співвідношенням

$$s = s^{*} + \left(1 - \overline{l}_{cT}^{2}\right) \left[ \frac{\left(\frac{\partial e}{\partial p}\right)_{\rho} + \frac{1}{\rho}}{\left(\frac{\partial e}{\partial \rho}\right)_{p} - \frac{p}{\rho^{2}}} + \frac{1}{a^{2}} \right] \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_{\rho} \left(p^{*} - p\right), \qquad (2.28)$$

де  $p^*$ ,  $s^*$  – задані значення.

Значення кінетичної енергії турбулентності обчислюється виходячи із співвідношення

$$k = \max\left[\frac{3}{2} \left(T u \cdot c_{\infty}\right)^2, l^2 S \omega\right], \qquad (2.29)$$

де Tu – ступінь турбулентності,  $l = \min(Ka d, \beta^* \delta)$  – довжина шляху змішування, Ka = 0,41 – константа Кармана, S – норма тензора швидкостей деформації. У формулі (2.29) враховується вплив примежового шару.

Питома швидкість дисипації на вході розраховується із

$$\omega = S_{\sqrt{\frac{\alpha^*}{\beta^*}}}.$$
(2.30)

Відзначимо, що вирази (2.29) та (2.30) отримано з вихідних рівнянь за умови рівноважності турбулентної течії на вході.

На межі *виходу* з системи (2.23) беруться характеристичні співвідношення, що відповідають власним значенням  $\lambda = \theta + n_w \psi_0 a$  та  $\lambda = \theta$ :

$$n_{\psi} \left( \hat{\psi}_{x} du + \hat{\psi}_{y} dv + \hat{\psi}_{z} dw \right) + \frac{1}{\rho a} dp = 0,$$

$$dp - a^{2} d\rho = 0, \, du_{t} = 0, \, dv_{t} = 0, \, dw_{t} = 0,$$
(2.31)

де  $n_{\psi} = 1$ , якщо локальна координата  $\psi$  має напрямок «назовні» розрахункової області, і  $n_{\psi} = -1$ , якщо локальна координата  $\psi$  спрямована «всередину» розрахункової області.

Вектор змінних *dq* визначається як різниця між параметрами на межах і в центрах найближчих до меж комірок.

На межі *стінки* вводиться додаткове співвідношення, що дозволяє обчислити статичний тиск. Це співвідношення випливає з рівнянь Нав'є-Стокса (2.10) з використанням умов на стінці і припущення про «стаціонарність» течії

$$\frac{\partial p}{\partial \psi} = x_{\psi} \left( \psi_{x} \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial \psi} + \psi_{y} \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial \psi} + \psi_{z} \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial \psi} \right) + y_{\psi} \left( \psi_{x} \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial \psi} + \psi_{y} \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial \psi} + \psi_{z} \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial \psi} \right) + z_{\psi} \left( \psi_{x} \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial \psi} + \psi_{y} \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial \psi} + \psi_{z} \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial \psi} \right) + \left[ \psi_{y} \left( 2\rho w \Omega + \rho \Omega^{2} y \right) + \psi_{z} \left( -2\rho v \Omega + \rho \Omega^{2} z \right) \right],$$
(2.32)

де  $\psi$  – сітковий напрямок, що не співпадає з напрямком, який орієнтовано «уздовж» стінки.

Питома швидкість дисипації на стінці визначається співвідношенням [68]

$$\omega = \frac{\omega_{\rm cr} \mu_{\rm cr}}{\rho_{\rm cr} \beta_{\rm l} d^2}, \qquad (2.33)$$

де  $\omega_{cT}$  – задається в діапазоні від 6 до 60;

«ст» – позначення параметрів на стінці.

При обчисленнях періодично нестаціонарних течій у вінцях, що взаємно рухаються, використовується *узагальнена умова періодичності* [14, 68, 81], яка виходить з геометричної подібності обчислювальної області з вінцями, що взаємно рухаються, в різні моменти часу.

Взаємний рух лопаткових вінців призводить до появи періодичної нестаціонарності течії, що обумовлена коловою нерівномірністю потоку та крайковими слідами. Для точного врахування нестаціонарної аеродинамічної взаємодії лопаткових апаратів необхідно проводити обчислення в усіх міжлопаткових каналах кожного вінця з урахуванням зміни взаємного положення решіток у часі. Такий підхід потребує великих обчислювальних затрат.

Використання узагальненої умови просторово-часової періодичності течії дає можливість включити в обчислювальну область тільки по одному міжлопатковому каналу кожного вінця [81] та моделювати просторову періодично-нестаціонарну течію в проточній частині багатоступінчатої турбомашини, кожний непарний вінець якої має кількість лопаток  $n_1$  та частоту обертання  $\Omega_1$ , а кожний парний вінець – число лопаток  $n_2$  і частоту обертання  $\Omega_2$  (рис 2.2). В загальному випадку  $\Omega_1 \neq \Omega_2$ .

Введемо відносні колові координати $\varphi_1$  та  $\varphi_2$ , пов'язані з першим і другим вінцями відповідно

$$\varphi_1 = \varphi + \Omega_1(t - t_0); \ \varphi_2 = \varphi + \Omega_2(t - t_0),$$

де  $\phi$  – абсолютна кутова координата;

t<sub>0</sub> – момент часу, в який визначено початкове взаємне положення вінців у абсолютній системі координат.



Рисунок 2.2 - Схема обчислювальної області

Течія, що встановилася через лопаткові вінці, які взаємно рухаються, є періодичною за часом, тобто

$$q(\varphi_{i},t) = q(\varphi_{i},t+lT_{i}); T_{i} = \frac{2\pi}{n_{3-i}|\Omega_{3-i}-\Omega_{i}|}$$

де *n<sub>i</sub>* – число міжлопаткових каналів (лопаток) в *i*-й решітці;

 $T_i$  – період часу, *i*=1,2 – номер вінця;

*l* – довільне ціле число.

Умова просторово-часової періодичності має вигляд

$$q(\varphi_i, t) = q(\varphi_i + m\Delta\varphi_i, t + \Delta t_i),$$
  
$$\Delta\varphi_i = \frac{2\pi}{n_i}, \ \Delta t_i = \frac{m\Delta\varphi_i}{|\Omega_{3-i} - \Omega_i|} + lT_i,$$

де *т* – довільне ціле число;

 $T_i$  – період часу, за який решітка з номером 3-i зміститься на свій крок  $(\Delta \varphi_{3-i})$  відносно *i*-ї решітки.

Фізичний зміст умови полягає в тому, що потік в довільному

міжлопатковому каналі *i*-ї решітки в момент часу *t* повністю повторюватиме течію в каналі тієї самої решітки, зміщеної на  $m\Delta \varphi_i$ , через проміжок часу  $\Delta t_i$ , який відповідає відносному зміщенню вінців на кут  $m\Delta \varphi_i$ . Додатковий член  $lT_i$ враховує періодичність течії за часом та необхідний для мінімізації часу затримки  $\Delta t_i$ .

### 2.2. Чисельний метод інтегрування рівнянь газової динаміки із застосуванням неструктурованих гексаедральних сіток

Фізична область відображається на розрахункову за допомогою різницевої сітки, що складається із скінченних об'ємів (комірок), якими є прості геометричні фігури – тетраедри, піраміди, шестигранники та ін. Різницеві сітки можна поділити на структуровані, в яких комірки строго впорядковані між собою, та неструктуровані, де комірки невпорядковані та довільно розташовані одна відносно іншої. Комірки структурованих сіток, як правило, є шестигранниками. За допомогою структурованої сітки можна описати геометричні об'єкти досить простої форми, що відображаються на шестигранник. Їх використання дозволяє організувати найбільш економічні алгоритми на основі сучасних чисельних методів високого порядку апроксимації. Комірка просторової неструктурованої сітки не має суттєвих обмежень на форму (тетраедр, гексаедр тощо), проте використання шестигранних комірок є переважним у багатьох випадках. Ними можна робити дискретизацію будь-яких геометричних областей, більш легко використовувати чисельні методи високого порядку апроксимації та інше. Основним недоліком вважається наявність громіздких матриць зв'язків між комірками і, як наслідок, менш ефективні алгоритми чисельного розв'язання газодинамічних рівнянь з обчислювальної точки зору [68].

У роботі розглянуто шестигранник (гексаедр) як основний скінченний об'єм, а різницева сітка є неструктурованою. Далі представлено скінченнооб'ємний чисельний метод встановлення, за допомогою якого здійснюється інтегрування рівнянь газогідродинаміки [66, 68, 79].
Для забезпечення консервативності в основу використовуваних методів покладено чисельне інтегрування рівнянь (2.10) за скінченним об'ємом  $\Delta V$  [24, 66, 68, 89]

$$\iiint_{\Delta V} \left[ \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial (E_i + E_v)}{\partial x} + \frac{\partial (F_i + F_v)}{\partial y} + \frac{\partial (G_i + G_v)}{\partial z} - H \right] dV = 0.$$
(2.34)

Застосувавши до (2.34) теорему про середнє та теорему Остроградського-Гауса, отримаємо

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{1}{\Delta V} \prod_{S} \left[ \left( E_i + E_v \right) n_x + \left( F_i + F_v \right) n_y + \left( G_i + G_v \right) n_z \right] dS + \overline{H}, \quad (2.35)$$

де S – поверхня скінченного об'єму  $\Delta V$ ;

 $\vec{n}$  – вектор зовнішньої нормалі до поверхні S.

Верхня риска означає середнє значення функції за об'ємом

$$\overline{f} = \frac{1}{\Delta V} \iiint_{\Delta V} f \, dV \,. \tag{2.36}$$

Відомо, що для скінченного об'єму вірні співвідношення

$$\oint_{S} n_{x} dS = 0, \quad \oint_{S} n_{y} dS = 0, \quad \oint_{S} n_{z} dS = 0, \quad \Delta V = \frac{1}{3} \oint_{S} \left( xn_{x} + yn_{y} + zn_{z} \right) dS. \quad (2.37)$$

Для забезпечення узгодженості геометричних характеристик скінченних об'ємів (вектори нормалей, площі, об'єм, метричні коефіцієнти) необхідно досягти, щоб різницева апроксимація задовольняла співвідношенням

$$\sum_{i=1}^{m} (n_x S)_i = 0, \ \sum_{i=1}^{m} (n_y S)_i = 0, \ \sum_{i=1}^{m} (n_z S)_i = 0,$$

$$\Delta V = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^{m} \left[ (xn_x + yn_y + zn_z) S \right]_i,$$
(2.38)

де *т* – кількість граней скінченного об'єму, *і* – номер межі.

Скінченно-об'ємна апроксимація рівнянь (2.13) в узагальненій криволінійній системі координат ( $\xi, \eta, \zeta$ ) для шестигранної комірки може бути наведена у вигляді

$$\begin{split} \delta Q^{n} &+ \frac{\tau \vartheta}{1 + \chi} \Biggl\{ \frac{1}{J} \Biggl[ \frac{\partial \Biggl[ J \hat{A} \delta Q^{n} \Biggr]}{\partial \xi} + \frac{\partial \Biggl[ J \hat{B} \delta Q^{n} \Biggr]}{\partial \eta} + \frac{\partial \Biggl[ J \hat{C} \delta Q^{n} \Biggr]}{\partial \zeta} \Biggr] - K \delta Q^{n} \Biggr\} = \\ &= \frac{\tau}{1 + \chi} \Biggl\{ -\frac{1}{J} \Biggl[ \frac{\partial \Biggl[ J \Bigl( \hat{E}_{i} + \hat{E}_{v} \Bigr) \Biggr]}{\partial \xi} + \frac{\partial \Biggl[ J \Bigl( \hat{F}_{i} + \hat{F}_{v} \Bigr) \Biggr]}{\partial \eta} + \frac{\partial \Biggl[ J \Bigl( \hat{G}_{i} + \hat{G}_{v} \Bigr) \Biggr]}{\partial \zeta} \Biggr] + H \Biggr\}^{n} + (2.39) \\ &+ \frac{\chi}{1 + \chi} \delta Q^{n-1} \end{split}$$

або

$$\begin{split} \delta Q^{n} &+ \frac{\tau \vartheta}{1 + \chi} \Biggl\{ \frac{1}{J} \Biggl[ \frac{\partial \Biggl[ J \hat{A} \delta Q^{n} \Biggr]}{\partial \xi} + \frac{\partial \Biggl[ J \hat{B} \delta Q^{n} \Biggr]}{\partial \eta} + \frac{\partial \Biggl[ J \hat{C} \delta Q^{n} \Biggr]}{\partial \zeta} \Biggr] - K \delta Q^{n} \Biggr\} = \\ &= \frac{\tau}{1 + \chi} \Biggl( \frac{\partial Q}{\partial t} \Biggr)^{n} + \frac{\chi}{1 + \chi} \delta Q^{n-1}, \end{split}$$

де 9,  $\chi$  – коефіцієнти неявної схеми.

При  $\vartheta = 0$ ,  $\chi = 0$  отримуємо явну схему, а при  $\vartheta = 1$ ,  $\chi = 1/2$  – неявну тришарову за часом схему другого порядку апроксимації за часом.

Ліва частина рівнянь (2.39) представляє неявний оператор, а права – явний оператор. Якщо до неявної частини застосувати просторову факторизацію [89], отримаємо

$$\left(I + \frac{\widetilde{\tau}}{J}\frac{\partial(J\hat{A})}{\partial\xi}\right)\left(I + \frac{\widetilde{\tau}}{J}\frac{\partial(J\hat{B})}{\partial\eta}\right)\left(I + \frac{\widetilde{\tau}}{J}\frac{\partial(J\hat{C})}{\partial\zeta}\right)\left(I - \widetilde{\tau} \cdot K\right)\delta Q^{n} = R^{n}, \ \widetilde{\tau} = \frac{\tau \mathcal{G}}{1 + \chi}$$
(2.40)

Апроксимація явної частини (2.39) має вигляд

$$\begin{aligned} \left(\frac{\overline{\partial Q}}{\partial t}\right)^{n} &= -\frac{1}{V} \left\{ \left[ \left(\hat{E}_{i} + \hat{E}_{v}\right) S \middle/ \xi_{0} \right]_{i_{\xi} + \frac{1}{2}} - \left[ \left(\hat{E}_{i} + \hat{E}_{v}\right) S \middle/ \xi_{0} \right]_{i_{\xi} - \frac{1}{2}} + \right. \\ &+ \left[ \left(\hat{F}_{i} + \hat{F}_{v}\right) S \middle/ \eta_{0} \right]_{i_{\eta} + \frac{1}{2}} - \left[ \left(\hat{F}_{i} + \hat{F}_{v}\right) S \middle/ \eta_{0} \right]_{i_{\eta} - \frac{1}{2}} + \right. \\ &+ \left[ \left(\hat{G}_{i} + \hat{G}_{v}\right) S \middle/ \zeta_{0} \right]_{i_{\zeta} + \frac{1}{2}} - \left[ \left(\hat{G}_{i} + \hat{G}_{v}\right) S \middle/ \zeta_{0} \right]_{i_{\zeta} - \frac{1}{2}} \right]^{n} + H^{n}, \end{aligned}$$

$$(2.41)$$

де 
$$\psi_0 = \sqrt{\psi_x^2 + \psi_y^2 + \psi_z^2}$$
,  $\psi = [x, y, z];$   
 $i_{\xi} \pm \frac{1}{2}, \quad i_{\eta} \pm \frac{1}{2}, \quad i_{\zeta} \pm \frac{1}{2}$  – індекси, що позначають, до якої межі комірки  
(відносно центра) належить величина.

Так, індекс *i* вказує на номер комірки,  $\xi, \eta, \zeta$  позначають сітковий напрям у комірці з номером *i*, уздовж якого розглядається грань,  $+\frac{1}{2}$  показує, що грань розташована відносно центра комірки *i* вперед, а  $-\frac{1}{2}$  – назад за відповідним сітковим напрямком ( $\xi, \eta, \zeta$ ).

При розв'язанні рівнянь (2.40)-(2.41) з використанням неструктурованих сіток із шестигранними комірками використовується методом локальної структуризації сітки. Всі комірки впорядковуються щодо локального напрямку  $\psi$  та об'єднуючи їх у групи – нитки [66, 68]. При проходженні за всіма нитками кожна комірка розрахункової області буде пройдена три рази. Зв'язок між локальними криволінійними координатами комірки і нитками встановлюється співвідношеннями

$$d\Psi = \Psi_{\xi} d\xi + \Psi_{\eta} d\eta + \Psi_{\zeta} d\zeta,$$
  

$$\frac{\partial \dots}{\partial \Psi} = \xi_{\Psi} \frac{\partial \dots}{\partial \xi} + \eta_{\Psi} \frac{\partial \dots}{\partial \eta} + \zeta_{\Psi} \frac{\partial \dots}{\partial \zeta};$$
  

$$\Psi_{\phi} = \Psi_{\xi} \xi_{\phi} + \Psi_{\eta} \eta_{\phi} + \Psi_{\zeta} \zeta_{\phi};$$
  

$$\Psi_{\xi} = \xi_{\Psi}; \quad \Psi_{\eta} = \eta_{\Psi}; \quad \Psi_{\zeta} = \zeta_{\Psi},$$
  
(2.42)

де  $\varphi = [x, y, z].$ 

Відзначимо, що з  $\psi_{\xi}, \psi_{\eta}, \psi_{\zeta}$  один коефіцієнт дорівнює ±1, а два інших – 0. Із рівнянь (2.13) з використанням співвідношень (2.42) отримуємо

$$\frac{\partial (J(M_i + M_v))}{\partial \psi} = \left| \xi_{\psi} \right| \frac{\partial (J(\hat{E}_i + \hat{E}_v))}{\partial \xi} + \left| \eta_{\psi} \right| \frac{\partial (J(\hat{F}_i + \hat{F}_v))}{\partial \eta} + \left| \zeta_{\psi} \right| \frac{\partial (J(\hat{G}_i + \hat{G}_v))}{\partial \zeta}, \quad (2.43)$$
$$M_i + M_v = \psi_x (E_i + E_v) + \psi_y (F_i + F_v) + \psi_z (G_i + G_v).$$

При обчисленні різниць потоків у нитках визначаються різниці потоків по всіх гранях у комірці. Співвідношення (2.41) з урахуванням (2.43) набувають вигляду

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial t}\right)^{n} = -\frac{1}{V} \sum_{i_{n}=1}^{3} \left\{ \left[ \left(M_{i} + M_{v}\right) S / \psi_{0} \right]_{i_{\psi} + \frac{1}{2}} - \left[ \left(M_{i} + M_{v}\right) S / \psi_{0} \right]_{i_{\psi} - \frac{1}{2}} \right\}_{i_{p}}^{n} + H^{n}, \quad (2.44)$$

де *i<sub>n</sub>* – локальний номер нитки.

Послідовність обчислень набуває наступного вигляду:

• визначення явної частини (виконуються проходами по комірках)

$$R^{n} = \frac{\tau}{1+\chi} \left(\frac{\overline{\partial Q}}{\partial t}\right)^{n} + \frac{\chi}{1+\chi} \delta Q^{n-1}; \qquad (2.45)$$

 обернення неявної частини від початкових членів (виконуються проходами по комірках)

$$\delta Q = \left[ I - \frac{\tau \vartheta}{1 + \chi} K \right]^{-} R^{n}; \qquad (2.46)$$

 обернення основної неявної частини від потокових членів (виконуються проходами по нитках)

$$\left[I + \frac{\tau \vartheta}{J(1+\chi)} \frac{\partial (JD)}{\partial \psi}\right] \delta Q = \delta \tilde{Q}; \, \delta \tilde{Q} = \delta Q, \quad (2.47)$$

де 
$$D = \frac{\partial M_i^n}{\partial Q}.$$

Описана неявна квазімонотонна схема підвищеної точності запропонована в роботі [32, 68]. В її основу покладено сформульований А. Хартеном ENOпринцип [108], який застосовано до схеми С. К. Годунова [24], а також використання неявного оператора Біма-Уормінга-Стегера [66, 68, 99, 120].

Обчислення явної частини (2.44) виконується наступним чином. Для встановлення потоків  $M_i$  і  $M_v$  визначаються значення векторів примітивних q і дифузійних змінних  $q_v$  на гранях комірок. При цьому вектор q на межі комірки

визначається з використанням «різниць проти потоку» за параметрами, що екстраполюються на грань із центрів суміжних комірок

$$(q)_{i_{\psi}+\frac{1}{2}} = f[(q)_{i_{\psi}+\frac{1}{2}-0}, (q)_{i_{\psi}+\frac{1}{2}+0}],$$
(2.48)

де індекс «-0» означає, що величина екстраполюється зліва, а «+0» – справа щодо межі комірки (уздовж локальної координати  $\psi$ ).

Різниці проти потоку забезпечуються за допомогою розв'язання задачі «розпаду довільного розриву» [24]. Екстраполяція на границю комірки здійснюється з суміжних центрів, де вектор змінних *q* та його просторові похідні заздалегідь обчислені, з використанням виразу

$$(q)_{i_{\psi} \pm \frac{1}{2^{\mp 0}}} = (q)_{i_{\psi}} \pm l_{i_{\psi}} (q_{\psi})_{i_{\psi}} + \frac{1}{2} l_{i_{\psi}}^{2} (q_{\psi\psi})_{i_{\psi}}, \qquad (2.49)$$

де  $q_{\psi}$ ,  $q_{\psi\psi}$  – просторові похідні вектора змінних,  $l_{i_{\psi}}$  – відстань від центра комірки до її межі по локальній координаті  $\psi$ .

Апроксимація просторових похідних у рівнянні (2.49) виконується за допомогою ENO-реконструкції [108]

$$\Delta_{i_{\psi}} \phi = L_{\psi} \Delta_{i_{\psi}} q ; \Delta \Delta_{i_{\psi}} \phi = \frac{2}{h_{i_{\psi}} + h_{i_{\psi}+1}} \left( \frac{\Delta_{i_{\psi}+1} \phi}{h_{i_{\psi}+1}} - \frac{\Delta_{i_{\psi}} \phi}{h_{i_{\psi}}} \right),$$

$$\left( \phi_{\psi} \right)_{i_{\psi}} = \min \operatorname{mod} \left\{ \frac{\Delta_{i_{\psi}} \phi}{h_{i_{\psi}}} + \alpha h_{i_{\psi}} \min \operatorname{mod} \left[ \Delta \Delta_{i_{\psi}-1} \phi, \Delta \Delta_{i_{\psi}} \phi \right],$$

$$\frac{\Delta_{i_{\psi}+1} \phi}{h_{i_{\psi}+1}} - \beta h_{i_{\psi}+1} \min \operatorname{mod} \left[ \Delta \Delta_{i_{\psi}} \phi, \Delta \Delta_{i_{\psi}+1} \phi \right] \right\}, \qquad (2.50)$$

$$\left( \phi_{\psi\psi} \right)_{i_{\psi}} = \gamma \operatorname{minmod} \left[ \Delta \Delta_{i_{\psi}-1} \phi, \Delta \Delta_{i_{\psi}} \phi, \Delta \Delta_{i_{\psi}+1} \phi \right],$$

$$\left( q_{\psi} \right)_{i_{\psi}} = L_{\psi}^{-} \left( \phi_{\psi} \right)_{i_{\psi}} ; \left( q_{\psi\psi} \right)_{i_{\psi}} = L_{\psi}^{-} \left( \phi_{\psi\psi} \right)_{i_{\psi}},$$

$$\Delta_{i_{\psi}} q = \left( q \right)_{i_{\psi}} - \left( q \right)_{i_{\psi}-1}, h_{i_{\psi}} = l_{i_{\psi}-1} + l_{i_{\psi}},$$

де

$$\min \mod(a, b) = \begin{cases} a, & a \cdot b > 0, |a| \le |b|, \\ b, & a \cdot b > 0, |b| < |a|, \\ 0, & a \cdot b \le 0, \end{cases}$$

 $\min \operatorname{mod}(a,b,c) = \min \operatorname{mod}(\min \operatorname{mod}(a,b),c);$ 

 $L_{\psi}, L_{\psi}^{-}$  – матриці переходу характеристичних змінних і навпаки.

Вибір константи  $\alpha$ ,  $\beta$  та  $\gamma$  визначає порядок апроксимації схеми за простором. Випадок  $\alpha = \beta = \gamma = 0$  реалізує схему другого порядку точності, що подібна до відомого методу Годунова-Колгана [24],  $\alpha = \beta = 1/2$  і  $\gamma = 0$  – реалізує схему з похибкою у просторі  $O(h_{i_{\psi}\pm 1} - h_{i_{\psi}}) + O(h^2)$  [68].

В роботі використаний набір констант  $\alpha = \beta = 1/2$  та що реалізує ENO схему другого порядку апроксимації за простором у всіх точках гладкого розв'язку, незалежно від співвідношення розмірів сусідніх комірок.

Вектор дифузійних змінних  $q_v$  визначається залежно від типу розв'язуваних рівнянь і є функцією вектора змінних q і його просторових похідних

$$q_{v} = q_{v} \left( q, q_{\xi}, q_{\eta}, q_{\zeta}, q_{\psi} \right)$$

Просторові похідні обчислюються на межі комірки обчислюються двома способами

$$\left( q_{\xi,\eta,\zeta} \right)_{i_{\psi} + \frac{1}{2}} = \frac{ \left( q_{\xi,\eta,\zeta} \right)_{i_{\psi}} l_{i_{\psi}+1} + \left( q_{\xi,\eta,\zeta} \right)_{i_{\psi}+1} l_{i_{\psi}}}{l_{i_{\psi}} + l_{i_{\psi}+1}},$$

$$(2.51)$$

$$\left(q_{\psi}\right)_{i_{\psi}+\frac{1}{2}} = \frac{\left(q\right)_{i_{\psi}+1} - \left(q\right)_{i_{\psi}}}{l_{i_{\psi}} + l_{i_{\psi}+1}}.$$
 (2.52)

У виразі (2.51) просторові похідні в центрах комірок обчислено з використанням (2.50) При знаходженні дифузійних змінних  $q_{\nu}$  використовуються тільки ті похідні з (2.51), у яких локальний криволінійний напрямок  $\xi$ ,  $\eta$  або  $\zeta$ не збігається з локальним криволінійним напрямком поточної нитки  $\psi$ , а для інших випадків похідна визначається по (2.52). Такий підхід необхідний для запобігання можливої появи нестійкості розв'язку.

При обчисленні неявної частини (2.47) застосована форма рівнянь, запропонована Стегером [120]

$$\frac{\partial (JD)}{\partial \psi} = \frac{\partial (JD^{+} - JD^{-})}{\partial \psi} \approx \frac{(JD^{+})_{i_{\psi}} - (JD^{+})_{i_{\psi}-1}}{l_{i_{\psi}} + l_{i_{\psi}-1}} - \frac{(JD^{-})_{i_{\psi}+1} - (JD^{-})_{i_{\psi}}}{l_{i_{\psi}+1} + l_{i_{\psi}}}, \quad (2.53)$$
$$D^{\pm} = N^{-}L^{-}\Lambda^{\pm}LN, \ \Lambda^{\pm} = \frac{1}{2} [[\Lambda] \pm \Lambda], \ |\Lambda| = diag\{[\lambda_{1}], \dots, [\lambda_{7}]\},$$

де  $N^-, N$  – матриці переходу від різниць змінних q до Q і навпаки,  $\lambda$  – власні значення матриці D.

В результаті отримано наступну послідовність розв'язання (2.47):

крок 1  

$$\begin{bmatrix}
I + \frac{\widetilde{\tau}}{J} \frac{(JD^{+})_{i_{\psi}} - (JD^{+})_{i_{\psi}-1}}{l_{i_{\psi}} + l_{i_{\psi}-1}} \end{bmatrix} \delta \hat{Q} = \delta \widetilde{Q};$$
(2.54)  
крок 2  

$$\begin{bmatrix}
I - \frac{\widetilde{\tau}}{J} \frac{(JD^{-})_{i_{\psi}+1} - (JD^{-})_{i_{\psi}}}{l_{i_{\psi}+1} + l_{i_{\psi}}} \end{bmatrix} \delta Q = \delta \hat{Q}.$$

На кроці 1 виконується «матричний» двоточковий (по простору) прогін вперед, а на кроці 2 – двоточковий прогін назад.

# 2.3. Нестаціонарна та квазінестаціонарна постановки задачі чисельного моделювання тривимірних в'язких турбулентних течій в проточних частинах турбомашин

Одним з видів внутрішніх границь є поверхня ковзання, яка розміщується між вінцями проточної частини та застосовується для умовного розділу проточної частини на рухомі та нерухомі частини (наприклад, направляючий апарат та робоче колесо). На рисунку 2.3 наведено приклад різницевої сітки елементів турбінного ступеня та поверхні спряження між ними (позначені сірим кольором).

Всі вузли та грані різницевої сітки, що належать до зазначеної границі, лежать на криволінійній поверхні обертання навколо вісі х. Більшість поверхонь

спряження, що виникають при побудові різницевої сітки проточної частини, є криволінійними поверхнями i простими обертання доволі дозволяють відображення на прямокутник [0,  $\phi$ ] х [0, 1] за допомогою композиції натуральної та циліндричної параметризації. Тому при формулюванні нестаціонарної постановки, не звужуючи спільності підходу, будемо розглядати наступну конфігурацію: границя зліва є нерухомою та відображається на  $[0, \varphi_{i}] \times [0, 1];$ границя справа є рухомою та відображається на  $[\phi_0, \phi_0 + \phi_R] \times [0, 1]$ . При моделюванні парціального підводу з коловою нерівномірністю слід додатково загального геометричного періоду  $\varphi_L = \varphi_R$ , який вимагати визначається насамперед режимом роботи регулюючого ступеня.



Зазначимо, що поверхня ковзання є важливим інтерфейсом передачі даних, і від її типу залежить точність чисельного методу та його обчислювальна

ефективність. Програмний комплекс *IPMFlow* надає можливість використовувати наступні постановки: *квазістаціонарна* та повністю *нестаціонарна* [66-68, 79].

Для *нестаціонарної* постановки при обчисленні потоків крізь границі комірок, що належать поверхні ковзання, характерними є наступні кроки:

• в області зліва від границі ковзання оберемо довільний вузол *А* квадратурної формули (наприклад, геометричний центр грані, та позначимо вектор примітивних змінних як *q<sub>A</sub>*;

• визначимо  $q_A$  за допомогою ENO інтерполяції по відомому шаблону;

• в області справа від границі ковзання визначимо відповідну точку A' із застосуванням геометричної періодичності, а також вектор змінних  $q_{A'}$ , виконуючи наступні кроки (рис. 2.4):

- умовно виконувати здвиг області справа від границі ковзання в коловому напрямку з шагом φ<sub>R</sub>, поки не буде знайдено перетин з положенням області зліва;
- визначити границю комірки та безпосередньо комірку, яким відповідає положення A', та сформувати шаблони апроксимації (на рисунку схематично позначені сірим кольором);

3. побудувати ENO інтерполяцію для визначення вектору змінних в А';

• використати  $q_A$  та  $q_{A'}$  в ітераційній процедурі розв'язку задачі розпаду довільного розриву та отримати вектор змінних для подальшого обчислення потоків крізь границю комірки.

В нестаціонарній постановці враховується взаємне розташування частин границі ковзання. Тому, коли з часом відбудеться зміщення границі справа на  $\Delta \Phi$ , необхідно знову шукати нову відповідну точку A'' та відтворювати всі описані раніш кроки. Слід зазначити, що наведені кроки слід обов'язкові для всіх вузлів на границі ковзання зліва та справа, що значно збільшує обчислювальну складність чисельного методу.

Для спрощення повністю нестаціонарного підходу пропонується *квазінестаціонарна* постановка, основне припущення якої полягає у знехтуванні зміною взаємного положення границь ковзання зліва та справа у часі (тобто  $\Delta \Phi = 0$ ). Таким чином, точки A' та A відповідають друг другу на кожному кроці розрахунку, а пункти 1 та 2 з наведеного списку можна виконати лише один раз. Це значно зменшує обчислювальну складність чисельного методу.



Рисунок 2.4 – Схематичне розміщення поверхонь ковзання у моменти часу t (a) на  $t + \Delta t$  (б) в нестаціонарній постановці

Наведена квазінестаціонарна постановка подібна до відомого підходу *Frozen Rotor* програмного комплексу *Ansys*, що знаходить широке застосування при моделюванні просторових нестаціонарних течій як в не осісиметричних елементах проточної частини (наприклад, турбінний ступінь / відсмоктувальна труба та інші), так і в лопатевих елементах осьових компресорів та турбін. В цілому зазначається, що квазінестаціонарна постановка є робастною, використовує значно меншу кількість обчислювальних ресурсів порівняно з повною нестаціонарною постановкою, а також добре підходить для моделювання течій в елементах проточної частини з досить великою кількістю лопаток. До недоліків підходу відносять неадекватність моделювання локальних значень фізичних параметрів поблизу границі та залежність результатів від взаємного положення статора та ротора, якщо вони мають доволі суттєвий вплив один на одного.

Враховуючи те, що на поверхні спряження не відбувається осереднення параметрів в коловому напрямі, квазінестаціонарна постановка надає можливість виконувати моделювання парціального підводу пари та вплив явищ на краях соплових сегментів на ефективність всіх елементів регулюючого відсіку [22, 60]. Отже, реалізація квазінестаціонарної постановки розрахунку просторових нестаціонарних в'язких течії є важливою задачею подальшого розвитку програмного комплексу *IPMFlow*.

# 2.4. Апробація методу при моделюванні течії в відсіку ЦВТ парових турбін

Описаний метод реалізовано в сучасному програмному комплексі обчислювальної газогідродинаміки *IPMFlow* [79], який є подальшим розвитком широко відомих програмних комплексів *FlowER* [2] і *FlowER-U* [68]. Результати розрахунків *IPMFlow* мають необхідну достовірність, як по якісній структурі просторової в'язкої течії, так і за кількісною оцінкою характеристик ізольованих турбінних решіток і проточних частин турбомашин в цілому [14, 67, 79, 114 та ін.].

Нижче наведено результати верифікації методу для задач чисельного дослідження газодинамічних процесів в проточних частинах відсіків циліндру високого тиску парової турбіни ТК9-ТW3 (рис. 2.5), яку розроблено і детально досліджено в ІТП Лодзь, Польща [14, 79]. Посилання на результати експериментального дослідження цього ступеня для діапазону значень  $u/c_{0T}$  від 0,3 до 0,9 наведено в роботі [14].



Рисунок 2.5 – Загальний вигляд розрахункової області

Геометричні характеристики ступеня, граничні умови, параметри робочого тіла та різницевої сітки, а також особливості порівняння з експериментом наведено в роботі [14]. На рисунках 2.6 - 2.8 представлено порівняння даних чисельного і натурного експерименту при різних значеннях  $u/c_{0T}$  на виході з РК у перерізі, віддаленому на 135 % хорди (відповідає положенню зонда в експериментальному дослідженні).



Рисунок 2.6 – Дані чисельного та натурного експерименту при  $u/c_{0T} = 0,45$ 



Рисунок 2.7 – Дані чисельного та натурного експерименту при  $u/c_{0T} = 0,54$ 



Рисунок 2.8 – Дані чисельного та натурного експерименту при  $u/c_{0T} = 0,65$ 

На рисунку 2.9 представлено порівняння значень ККД, отриманих з чисельного та натурного експериментів.



Рисунок 2.9 – Розрахункові й експериментальні значення ККД

Видно досить добре узгодження порівнюваних параметрів в ядрі потоку при всіх досліджуваних значеннях навантаження. Спостерігається деяка розбіжність між експериментальними і розрахунковими даними в областях кореневого і периферійного перерізів. Можливою причиною цієї розбіжності є те, що розрахунки виконано без урахування міждискових і надбандажних перетоків, дані про які відсутні.

#### 2.5. Метод проектування проточних частин парових турбін осьового типу

Проектування проточної частини турбіни здійснюється в декілька етапів: розрахунок основних геометричних характеристик за допомогою одномірних методик; побудова 3D геометрії проточної частини; 3D розрахунки і доведення проточної частини [69, 79] (рис. 2.10).



Рисунок 2.10 – Комплексний алгоритм проектування турбінних ступенів

Розрахунок основних геометричних характеристик проточної частини за одномірною методикою проводиться на основі розв'язування одномірних рівнянь: рівняння збереження маси; рівняння збереження ротальпії (наслідок закону збереження енергії) та рівняння втрат кінетичної енергії. Також одномірні рівняння доповнюються співвідношеннями для трикутників швидкостей в решітці.

Пошук геометричних характеристик ступені ведеться серед великої кількості варіантів варійованих параметрів з урахуванням основних конструктивних і режимних обмежень:

 – режимні параметри: властивості робочого тіла, граничні умови (параметри на вході і виході);

режимні та конструктивні обмеження: реактивність ступеня, висота лопатки, кут входу потоку в робоче колесо у відносному русі, кут виходу потоку з РК в абсолютному русі, максимальне число Маха;

– варійовані параметри: радіуси середніх перетинів на вході та виході з РК, кут виходу потоку з НА в абсолютному русі, кут виходу потоку з РК у відносному русі, відношення площин поперечних перерізів на вході та виході з РК, частота обертання.

Важливою складовою побудови 3D геометрії проточної частини є метод аналітичного профілювання лопаткових вінців осьового типу, в якому профіль лопатки описується кривими четвертого та п'ятого порядків з додатковою умовою мінімального значення максимальної кривизни [69]. Виконання останньої умови дозволяє покращити аеродинамічні властивості профілю лопатки та забезпечити мінімальні значення профільних втрат кінетичної енергії потоку. Отже, лопатки задаються довільним набором плоских профілів, кожен з яких розглядається в декартовій системі координат з віссю абсциє вздовж вісі турбіни та віссю ординат вздовж фронту решітки (рис 2.11). Профіль складається з вхідної та вихідної кромок, а також кривих спинки (сторона розрідження) і коритця (сторона тиску). Вхідна та вихідна кромки мають форму кола, а криві спинки і коритця – поліноми 4-го та 5-го порядків виду

$$y(x) = \sum_{i=0}^{k} a_i x^i, k = [4,5], a_i = const.$$
 (2.55)



Рисунок 2.11 – Решітка профілів

Вихідними даними для решітки профілів є:

- *b<sub>x</sub>* ширина профілю;
- α<sub>1</sub> скелетний кут решітки на вході;
- *r*<sub>1</sub> радіус вхідної кромки;
- α<sub>2ef</sub> ефективний кут решітки;
- *r*<sub>2</sub> радіус вихідної кромки;

*d* – відстань позаду вихідної кромки (як частка від ширини решітки), де другі похідні кривих спинки та коритця дорівнюють 0;

- t крок решітки;
- Δα кут "загострення" вхідної кромки.

Коефіцієнти кривої (2.55), яка описує спинку, розраховуються ітераційно із співвідношень

Змінними параметрами для співвідношень (2.56) є  $\alpha_{2s}$  і  $y_0''$ , підбір яких повинен забезпечити задану величину горла решітки O, а також мінімальне значення максимальної кривизни на множині кривих (2.55). Величина горла визначається за заданим значенням кроку решітки та ефективному куту

$$O = t \cos \alpha_{2ef}$$
.

Після визначення кривої спинки і вписування вхідної і вихідної кромок ітераційно розраховуються коефіцієнти кривої (2.55) для коритця з використанням співвідношень

$$\begin{cases} y(x_{1c}) = y_{1c}, \\ y(x_{2c}) = y_{2c}, \\ y'(x_{1c}) = tg(\alpha_1 - \Delta \alpha), \\ y'(x_{2c}) = tg\alpha_{2c}, \\ y''(x_{2c} + d(x_{2c} - x_{1c})) = 0, \end{cases}$$
(2.57)

де  $x_{1c}$ ,  $y_{1c}$ ,  $x_{2c}$ ,  $y_{2c}$  – координати дотику кривої коритця з колами вхідної й вихідної кромок, які визначаються по заданому куту  $\alpha_1 - \Delta \alpha$  на вхідній кромці і варійованому куту  $\alpha_{2c}$  на вихідній кромці.

Кут  $\alpha_{2c}$  вибирається в інтервалі  $\alpha_{co}$  і  $\alpha_{2s}$  таким чином, щоб забезпечити мінімальне значення максимальної кривизни кривої коритця (рис. 2.10).

Для зменшення кількості параметрів, необхідних для аналітичного опису лопатки, вихідні дані задаються в декількох (як правило від 1 до 3) довільних перерізах. У цьому випадку крок решітки визначається за радіусом перерізу та кількістю лопаток, а вихідні дані для побудови профілів в необхідній кількості довільних перерізів обчислюються за квадратичними залежностями, що забезпечує монотонність зміни поверхні лопатки.

#### 2.6. Висновки по розділу 2

- Наведено рівняння Нав'є-Стокса, осереднені за Рейнольдсом, які повністю описують рух нестаціонарної просторової в'язкої турбулентної течії суцільного середовища без фізико-хімічних перетворень, та дозволяють моделювати течії пари в проточних частинах турбомашин. Наведено важливі перетворення рівнянь, а також різновиди та способи реалізації граничних умов.
- Наведено модель турбулентності SST Ментера, що є робастною при моделюванні течії пари біля твердих поверхонь, в ядрі потоку, а також при наявності розвиненої системи вторинних течій в потоці, що є особливо важливим при моделюванні парціального підводу з коловою нерівномірністю.

- Наведено неявний скінчено-об'ємний метод чисельного інтегрування рівнянь газогідродинаміки на неструктурованих різницевих сітках з шестигранними комірками, який використовує ENO інтерполяцію другого порядку апроксимації за простором.
- 4. Запропоновано подальший розвиток методу чисельного моделювання нестаціонарних просторових турбулентних течій в програмному комплексі *IPMFlow* за рахунок реалізації спрощеної *квазінестаціонарної* постановки розрахунку, в якій нехтується зміна взаємного положення границь ковзання суміжних вінців у часі.
- 5. Наведено результати верифікації методу для задач чисельного дослідження газодинамічних процесів в проточних частинах відсіків циліндру високого тиску парової турбіни. Показано добре узгодження експериментальних та розрахункових параметрів в ядрі потоку та ККД при всіх досліджуваних значеннях навантаження. Відзначена розбіжність параметрів в областях кореневого і периферійного перерізів, що може бути вслід відсутності урахування міждискових і надбандажних перетоків.
- 6. Наведено основні етапи проектування проточної частини турбіни. Розглянуто метод аналітичного профілювання лопаткових вінців осьового типу, в якому профіль лопатки описується кривими четвертого та п'ятого порядків з додатковою умовою мінімального значення максимальної кривизни, що дозволяє покращити аеродинамічні властивості профілю лопатки та забезпечити мінімальні значення профільних втрат кінетичної енергії потоку.

#### РОЗДІЛ З

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕГУЛЮЮЧИХ СТУПЕНІВ ЦВТ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

У розділі наведено результати чисельного дослідження просторової в'язкої течії в регулюючому відсіку циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5. На основі виконаних розрахунків і аналізу структури течії в вихідній конструкції запропоновано спосіб підвищення газодинамічної ефективності проточної частини регулюючого відсіку за рахунок застосування широкохордних лопаток направляючого апарату.

Наведено результати чисельного дослідження тривимірної течії пари в відсіку регулюючого ступеня на номінальному і часткових режимах роботи турбіни. Визначено ступінь нерівномірності потоку в регулюючому ступені й втрати повного тиску в вирівнюючій камері. Показано, що навіть на номінальному режимі роботи існує значна нерівномірність навантаженості робочого колеса регулюючого ступеня. Виконано оцінку ступеня нерівномірності потоку в різних перерізах вирівнюючої камери.

# 3.1. Об'єкт дослідження. Методика проведення чисельного експерименту

Об'єктом дослідження є регулюючий відсік ЦВТ парової турбіни К-325-23,5, фрагмент меридіонального перерізу якого наведено на рисунку 3.1, що складається з регулюючого ступеня (1-й ступінь), камери вирівнювання тиску (вирівнююча камера) та першого ступеня тиску (2-й ступінь) (рис. 3.2). Конструктивними особливостями проточної частини регулюючого відсіку ЦВТ є наявність камери вирівнювання тиску між РК регулюючого ступеня (РК1) і НА першого ступеня тиску (НА2) і лопатки НА з подовженою вхідною частиною.



Рисунок 3.1 – Меридіональний переріз ЦВТ турбіни К-325-23,5 (фрагмент)



Рисунок 3.2 – Досліджувана проточна частина:

```
1 – меридіональний переріз; 2 – НА регулюючого ступеня (НА1);
```

3 – РК регулюючого ступеня (РК1); 4 – НА першого ступеня тиску (НА2);

5 – РК першого ступеня тиску (РК2)

Для регулювання режиму роботи використовується парціальний підвід пари через блоки клапанів (секторів) і соплові коробки перед першим ступенем ЦВТ, що представлені на рисунку 3.3. Порядок відкриття клапанів такий: спочатку одночасно (паралельно) відкриваються клапани № 1 і № 2, тобто витрата йде на І групу сопел, потім клапани № 1, 2 продовжують відкриватися і починає відкриватися клапан № 3, від якого йде витрата на II групу сопел. Відкриття клапанів № 1, 2, 3 триває, і в цей же час починає відкриватися клапан № 4, від якого йде витрата на III групу сопел.



Рисунок 3.3 – Схема підводу пари

Основні геометричні характеристики ступенів (ст.) регулюючого відсіку наведено в таблиці 3.1. У таблиці 3.2 подано режими роботи перших двох ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5, що є цікавими для дослідження. Параметри режимів роботи турбіни обрані з теплового розрахунку, наданого АТ «Турбоатом». Повне відкриття всіх клапанів (умовно позначимо за 100 %) відповідає витраті пари 277,87 кг/с.

Частота обертання ротора 3000 хв<sup>-1</sup>.

| Параметр   | HA1                 | PK1   | HA2                 | РК2    |
|--|---------------------|-------|---------------------|--------|
| l/b (на середньому діаметрі)   | 0,468 <sup>1)</sup> | 0,577 | 0,491 <sup>1)</sup> | 0,977  |
| D <sub>ср</sub> , м  | 1,182               | 1,183 | 0,8645              | 0,8675 |
| t/b (на середньому діаметрі)   | 0,893 <sup>1)</sup> | 0,894 | $0,732^{1}$         | 0,885  |
| D/1  | 39,4                | 35,8  | 27,4                | 25,9   |
| Z, шт.   | 52 <sup>2)</sup>    | 72    | 58                  | 90     |
| α <sub>1еф</sub> , β <sub>2еф</sub> (на середньому діаметрі), градус | 9,85                | 16,97 | 12,68               | 19,7   |

Таблиця 3.1 – Геометричні характеристики ступенів регулюючого відсіку

<sup>1)</sup> Розраховано за величиною хорди профілю (b=64,1 мм).

<sup>2)</sup> Кількість відкритих каналів для ступеня парціальності 0,8 (всього 65).

| Параметр                           | Режим    |       |       |       |        |        |        |       |
|------------------------------------|----------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|-------|
| Парамстр                           | 100%     | 90%   | 80%   | 70%   | 65%    | 60%    | 50%    | 30%   |
| Ступінь парціальності              | 0,8      | 0,6   | 0,6   | 0,4   | 0,4    | 0,4    | 0,4    | 0,4   |
| Сектор подачі пари                 | I,II,III | I, II | I, II | Ι     | Ι      | Ι      | Ι      | Ι     |
| Р <sub>0а</sub> перед 1-м ст., МПа | 22,73    | 22,53 | 21,4  | 22,0  | 20,565 | 19,4   | 16,1   | 9,051 |
| Т <sub>0а</sub> перед 1-м ст., °С  | 535,4    | 535,4 | 535,4 | 535,4 | 535,4  | 535,4  | 535,4  | 475,0 |
| Р <sub>0а</sub> перед 2-м ст., МПа | 18,94    | 16,96 | 14,95 | 13,29 | 11,89  | 11,45  | 9,58   | 5,05  |
| Т <sub>0а</sub> перед 2-м ст., °С  | 508,0    | 494,5 | 485,6 | 477,0 | 449,0  | 470,74 | 472,34 | 402,7 |
| Р за 2-м ст., МПа                  | 16,58    | 14,95 | 13,14 | 11,63 | 10,822 | 9,97   | 8,31   | 4,754 |
| Витрата пари, кг/с                 | 277,87   | 250,0 | 222,2 | 194,4 | 180,89 | 166,7  | 138,9  | 79,47 |

Таблиця 3.2 – Граничні умови для розрахунків 1-го і 2-го ступенів ЦВТ

В роботі при дослідженні вихідної проточної частини враховано міждискові та надбандажні перетікання пари, схема та значення яких зображені на рисунку 3.4 та в таблиці 3.3 відповідно.



Рисунок 3.4 – Схема перетікань пари

| Режим, % | $G_{KY1}$ , кг/с | <i>G<sub>PK1</sub></i> , кг/с | <i>G<sub>HA1</sub></i> , кг/с | $G_{PK2}$ , кг/с | $G^*_{PK2},$ кг/с | $G_{PK2}^{**}$ , кг/с |
|----------|------------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------|-------------------|-----------------------|
| 100      | 3.614            | 4.64                          | 1.98                          | 2.36             | 3.98              | 3.76                  |
| 90       | 3.18             | 2.9                           | 1.74                          | 2.09             | 3.51              | 3.4                   |
| 80       | 3.18             | 2.6                           | 1.58                          | 1.74             | 3.22              | 3.13                  |
| 70       | 2.367            | -                             | 1.29                          | 1.58             | 2.73              | 2.64                  |
| 60       | 2.169            | -                             | 1.19                          | 1.45             | 2.5               | 2.42                  |
| 50       | 1.678            | -                             | 0.91                          | 1.12             | 1.93              | 1.87                  |

Таблиця 3.3 – Перетікання пари

Для чисельного дослідження течій використовувався програмний комплекс IPMFlow, в якому реалізовані такі елементи математичної моделі: осереднені за нестаціонарні рівняння Нав'є-Стокса, Рейнольдсом двопараметрична диференціальна модель турбулентності SST Ментера, неявна квазімонотонна ЕЮ-схема підвищеної точності. Результати розрахунків, отримані 3 використанням програмного комплексу IPMFlow, мають необхідну достовірність як по якісній структурі течії, так і по кількісній оцінці характеристик ізольованих турбінних решіток і проточних частин турбомашин в цілому.

#### 3.2. Чисельні результати моделювання потоку

### 3.2.1. Дослідження впливу режиму роботи на енергетичні характеристики регулюючого відсіку

Розглянемо режими роботи, що відповідають витратам пари 100 %, 90 %, 80 %, 70 %, 60 % та 50 %. Для чисельного моделювання відсік відображається на розрахункову область за допомогою структурованої сітки Н-типу з сумарною кількістю ~2.4 млн. комірок, характеристики якої наведено в таблиці 3.4. Дослідження виконано з використанням рівняння стану Таммана. Для визначення констант рівняння стану Таммана використано значення на вході та виході розрахункової області: повний тиск  $P_{0a}$ , повна температура  $T_{0a}$  та статичний тиск P.

| Поромотр               | Регулююч  | ий ступінь  | 1-й ступінь тиску |           |  |
|------------------------|-----------|-------------|-------------------|-----------|--|
| Параметр               | HA        | РК          | HA                | РК        |  |
| $N^{1)}$               | 72.72.100 | 72.72.128   | 72.72.128         | 72.72.100 |  |
| ${ m N_\delta}^{(2)}$  | 18        | 18          | 18                | 18        |  |
| $\delta \cdot 10^{43}$ | 67        | $\approx 8$ | 78                | ≈7        |  |
| Y+                     | 2.4       | 3.65        | 2.4               | 6.2       |  |

Таблиця 3.4 – Характеристики розрахункової сітки

<sup>&</sup>lt;sup>1)</sup> Кількість комірок в каналі у вигляді N<sub>рад.</sub> · N<sub>колов.</sub> · N<sub>осьов.</sub>

<sup>&</sup>lt;sup>2)</sup> Кількість комірок в приграничному шарі

<sup>&</sup>lt;sup>3)</sup> Товщина сіткового приграничного шару

На рисунку 3.5 наведено вектори швидкості в середньому меридіональному перерізі регулюючого відсіку для номінального режиму роботи. Слід зазначити, що в першому ступені течія майже незмінна за висотою каналу, а в другому спостерігається значний відрив потоку, що займає більш ніж 2/3 (візуально) висоти каналу. Приклад візуалізації просторової структури ліній току в міжлопатковому каналі НА 2-го ступеня представлено на рисунку 3.6. Виходячи із зазначеної структури, для візуалізації характерної течії в меридіональній площині достатньо обрати середній переріз.



Рисунок 3.5 – Вектори швидкості, меридіональний переріз, режим 100 %



Рисунок 3.6 – Візуалізація ліній току в міжлопатковому каналі вихідного НА2

На рисунках 3.7 – 3.9 наведено вектори швидкості в середньому перерізі вінців 1-го та 2-го ступеня для режимів роботи 100 %, 80 % та 50 %.

З наведених результатів видно, що у потоці в вирівнюючій камері присутні значні вихрові зони. Така поведінка майже не залежить від режиму роботи регулюючого відсіку. Наявність відривних течій сприяє появі суттєвих втрат кінетичної енергії та зниженню ККД як регулюючого, так і першого ступеня тиску.



Рисунок 3.7 – Вектори швидкості, середній перетин, режим 100 %: а, б – НА 1-го та 2-го ступеня; в, г – РК 1-го та 2-го ступеня

В каналах робочого колеса регулюючого ступеня для всіх розглянутих режимів спостерігається відрив потоку на стороні розрядження. Абсолютний кут натікання потоку суттєво відрізняється від осьового, що також сприяє появі неоптимальної картини течії в другому ступені, де форма лопаток НА є чутливою до нерозрахункових кутів натікання.



Рисунок 3.8 – Вектори швидкості, середній перетин, режим 80 %: а, б – НА 1-го та 2-го ступеня; в, г – РК 1-го та 2-го ступеня





В таблиці 3.5 наведено інтегральні характеристики проточної частини перших двох ступенів, а на рисунку 3.10 також представлено порівняння потужності з даними АТ «Турбоатом». Оцінка потужності всього ЦВТ базується на даних одномірних розрахунків АТ «Турбоатом» для 10 останніх ступенів ЦВТ: 100 % – 89,1 МВт, 90 % – 76,1 МВт, 80 % – 68,3 МВт, 70 % – 53,6 МВт, 60 % – 49 МВт, 50 % – 37,4 МВт.

Наведені результати свідчать, що навіть при номінальному режимі роботи кут натікання на направляючий апарат другого ступеня істотно відхилений від

осьового напрямку, через що в проточній частині утворюються значні відриви потоку, що займають половину міжлопаткового каналу. Для розглянутого діапазону режимів роботи із зменшенням витрати пари кут натікання на лопатки НА2 змінюється в діапазоні від +60° до –60° (від осьового напрямку).

| Попомотр                             | Режими роботи турбіни |       |           |        |        |       |  |
|--------------------------------------|-----------------------|-------|-----------|--------|--------|-------|--|
| Параметр                             | 100 %                 | 90 %  | 80 %      | 70 %   | 60 %   | 50 %  |  |
| Р <sub>0вх</sub> , МПа               | 22,73                 | 22,53 | 21,4      | 22,0   | 19,40  | 16,1  |  |
| Т <sub>0вх</sub> , К                 | 808,5                 | 808,5 | 808,5     | 808,5  | 808,5  | 808,5 |  |
|                                      |                       | 1-i   | і ступінь |        |        |       |  |
| Р <sub>1вих</sub> , МПа              | 18,798                | 16,91 | 15,16     | 13,02  | 11,50  | 9,31  |  |
| ξ <sub>1cτ</sub> , %                 | 16,9                  | 20,08 | 19,83     | 32,75  | 28,76  | 28,88 |  |
| $N_{1ct}$ , MBt                      | 13,23                 | 17,75 | 16,97     | 21,07  | 19,56  | 16,54 |  |
| α, градус <sup>1)2)</sup>            | 54,4                  | -3,3  | -23,4     | -57,6  | -58    | -58,2 |  |
| 2-й ступінь                          |                       |       |           |        |        |       |  |
| Р <sub>2вих</sub> , МПа              | 16,58                 | 16,81 | 13,439    | 11,627 | 10,038 | 8,36  |  |
| ξ <sub>2cτ</sub> , %                 | 16,54                 | 15,61 | 21,03     | 9,85   | 21,97  | 26,22 |  |
| N <sub>2ст</sub> , МВт               | 8,48                  | 7,49  | 6,56      | 6,00   | 5,36   | 4,43  |  |
| α, градус <sup>1)</sup>              | 15,8                  | 16,2  | -9,2      | 18,3   | 17,8   | 14,62 |  |
| Сумарні характеристики двох ступенів |                       |       |           |        |        |       |  |
| ξ <sub>вих. шв.</sub> , %            | 2,06                  | 1,45  | 1,3       | 0,86   | 0,95   | 0,87  |  |
| ξ, %                                 | 16,94                 | 18,4  | 24,27     | 28,67  | 28,0   | 29,14 |  |
| N, MBt                               | 21,71                 | 25,24 | 23,53     | 27,07  | 24,92  | 20,97 |  |

Таблиця 3.5 – Інтегральні характеристики

<sup>1)</sup> α – абсолютний тангенціальний кут виходу потоку.

<sup>2)</sup> Шар за робочим колесом на відстані ~25 % ширини лопатки.



▲ - — одновимірна методика АТ «Турбоатом», — — розрахунок *IPMFlow* Рисунок 3.10 – Потужність регулюючого відсіку (а) та всього ЦВТ (б)

турбіни К-325-23,5

Втрати кінетичної енергії для 1-го ступеня становлять 16,9 %, для 2-го – 16,54 % і в двох ступенях – 16,84 %. Отриманий рівень втрат в 1-му ступені, з урахуванням особливостей його конструкції (парціальність), є допустимим. Значення втрат кінетичної енергії в 2-му ступені високе і може бути пояснено тільки наявністю істотних відривів.

## 3.2.2. Оцінка ефективності використання лопаток направляючого апарату, малочутливих до нерозрахункових кутів натікання, в ЦВТ парової турбіни

Для підвищення маневреності та надійності турбіни К-325-23,5 на різних режимах роботи використовується парціальний підвід пари через блоки клапанів і соплові коробки перед першим ступенем циліндра високого тиску.

Парціальний підвід пари призводить до нерівномірності потоку в коловому напрямку в першому ступені ЦВТ парової турбіни, а також до великих динамічних навантажень на лопатки робочого колеса. Вирівнююча камера призначена для часткового зниження колової нерівномірності потоку перед НА другого ступеня. Однак потік перед входом в другий ступінь залишається істотно нестаціонарним і нерівномірним, що в свою чергу призводить до значного погіршення картини течії та інтегральних характеристик в другому ступені. Наявність вирівнюючої камери в проточній частині перших двох ступенів ЦВТ парової турбіни призводить до збільшення втрат кінетичної енергії, віднесених до перепаду на ступені.

Направляючий апарат першого ступеня конструктивно аналогічний направляючому апарату другого ступеня. Вважається, що подовжена вхідна частина сприяє стабілізації лопаток НА при нерівномірному натіканні, а оптимізована форма вхідної кромки і стоншена вихідна кромка призводять до зниження кінцевих втрат. Вхідна частина каналу НА конфузорна, що в загальному випадку сприяє вирівнюванню потоку. Однак лопатка НА є чутливою до нерозрахункових кутів натікання [70]. Різкий розворот каналу після вхідної кромки підвищує нерівномірність розподілу швидкості по профілю лопатки, призводить до утворення зони гальмування на коритці профілю (до 50 % довжини кривої коритця) і, як наслідок, збільшенню як профільних, так і сумарних втрат кінетичної енергії. Така особливість профілю також призводить до зростання опору набігаючому потоку і до збільшення градієнта тиску між відповідними точками спинки і коритця на вихідній стоншеній частині профілю, що може призвести до її передчасного зносу.

Із метою збільшення газодинамічної ефективності другого ступеня розроблено нову форму циліндричної широкохордної лопатки направляючого апарата, малочуттєвої до нерозрахункових кутів натікання. Профіль створено з застосуванням методу аналітичного профілювання лопаткових вінців осьового типу, наведеного в підрозділі 2.5. В таблиці 3.6 наведено параметри профілю. За рахунок того, що запропонований профіль виконано без подовжувача, але при цьому збережено ширину решітки, кількість лопаток зменшилася з 58 до 28.

| Παραγοτη                       | Тип решітки профілів |               |  |  |
|--------------------------------|----------------------|---------------|--|--|
| Параметр                       | Вихідна              | Модернізована |  |  |
| Шаг решітки, м                 | 0,04683              | 0,07988       |  |  |
| Ширина лопатки, м              | 0,0801               | 0,0801        |  |  |
| Кількість лопаток, шт.         | 58                   | 34            |  |  |
| Ефективний кут решітки, градус | 12,693               | 12,627        |  |  |

Таблиця 3.6 – Параметри профілів

Отримана конструкція дозволяє суттєво знизити втрати кінетичної енергії в проточній частині, однак її використання виявилося неможливим через обмеження вимог віброміцності, в результаті чого спроектовано НА 2-го ступеня з 34 лопатками [71], вигляд якого зображено на рисунку 3.11. Для перевірки ефективності роботи модернізованого ступеня на першому етапі виконано розрахунки його обтікання без урахування впливу 1-го ступеня та вирівнюючої камери. Розрахунки проводилися для чотирьох режимів роботи турбіни (табл. 3.2) при різних кутах натікання потоку на вході.



Рисунок 3.11 – Профіль та просторовий вигляд модернізованої лопатки НА2

На рисунку 3.12 наведено візуалізацію течії у вихідному і модернізованому НА2 для режиму 100 % (номінальний режим), а на рисунку 3.13 – зіставлення втрат кінетичної енергії на всіх режимах роботи при різних кутах натікання.



Рисунок 3.12 – Ізолінії статичного тиску і вектори швидкості. Середній переріз каналу НА 2-го ступеня. Режим 100%:
1, 3, 5, 7 – вихідний НА; 2, 4, 6, 8 – модернізований НА;
1, 2 – αb<sub>x</sub> = 60°; 3, 4 – αb<sub>x</sub> = 30°; 5, 6 – αb<sub>x</sub> = 0°; 7, 8 – αb<sub>x</sub> = -30°



Рисунок 3.13 – Втрати кінетичної енергії у 2-му ступені

Одержані результати свідчать про те, що розроблений профіль лопатки НА менш чутливий до нерозрахункових кутів натікання потоку. Завдяки цьому забезпечується майже безвідривне обтікання й істотне зниження втрат кінетичної енергії у 2-му ступені в широкому діапазоні режимів роботи.

Застосування цього НА дозволило збільшити ефективність роботи всього регулюючого відсіку ЦВТ. На рисунках 3.14 – 3.16 показана візуалізація отриманих результатів розрахунку. Так на номінальному режимі втрати кінетичної енергії зменшились для 1-го ступеня на 0,4 %, для 2-го – на 8,1 %, а в двох ступенях – на 4,2 %.



Рисунок 3.14 – Ізолінії статичного тиску і вектори швидкості. Середній переріз у меридіональній площині



Рисунок 3.15 – Ізолінії статичного тиску і вектори швидкості: а – середній переріз каналу НА2; б – середній переріз каналу РК2



Рисунок 3.16 – Візуалізація ліній току в каналі модернізованого НА2

Ефект від застосування модернізованого НА для регулюючого відсіку вище в порівнянні з отриманим при дослідженні ізольованого 2-го ступеня. Це свідчить про те, що запропонована лопатка НА2 забезпечує сприятливіше обтікання при нерозрахункових кутах натікання потоку не тільки в коловому напрямку, а й у меридіональній площині, а також при нерівномірному розподіленні параметрів за висотою каналу (ці фактори не враховувалися при дослідженні ізольованого 2-го ступеня).

Далі розглянуто можливість використання лопаток НА, малочутливих до нерозрахункових кутів натікання, в ступенях №3 – 12 ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 [46]. На рисунку 3.17 надано загальний вигляд ПЧ ЦВТ із 1-го по 12-тий ступені [74]. На рисунку 3.18 наведено вигляд, а в таблицях 3.7 та 3.8 – основні геометричні параметри НА і РК з 2-го по 12-тий ступені ЦВТ парової турбіни К-325-23,5. Основні газодинамічні параметри робочого тіла представлено в таблиці 3.9 (R – газова постійна, γ – показник адіабати).



Рисунок 3.17 – Загальний вигляд ПЧ ЦВТ турбіни К-325-23,5



Рисунок 3.18 – Вигляд перерізів напрямних і робочих лопаток ступенів ЦВТ К-325-23,5: а – НА 2-го і 3-го ст.; б – НА 4-го ст.; в – НА 5-го ст.; г – НА 6-8 ст.; д – НА 9-12 ст.; е – РК 2-9 ст.; ж – РК 10-11 ст.; з – РК 12-го ст.

| Вінець | <i>D</i> <sub>ср</sub> , м | l/b   | <i>t/b</i> (на <i>D</i> <sub>ср</sub> ) | $D_{ m cp}/l$ | <i>Z</i> , шт. | β <sub>2еф</sub> , градус |
|--------|----------------------------|-------|---|---------------|----------------|---------------------------|
| HA 3   | 0,8680                     | 0,437 | 0,587                                   | 24,800        | 58             | 12,74                     |
| HA 4   | 0,8725                     | 0,498 | 0,640                                   | 22,089        | 54             | 12,85                     |
| HA 5   | 0,8770                     | 0,699 | 0,841                                   | 19,932        | 52             | 13,01                     |
| HA 6   | 0,8820                     | 0,761 | 0,581                                   | 18,000        | 74             | 12,99                     |
| HA 7   | 0,8870                     | 0,838 | 0,585                                   | 16,426        | 74             | 13,05                     |
| HA 8   | 0,8920                     | 0,916 | 0,588                                   | 15,119        | 74             | 13,10                     |
| HA 9   | 0,8990                     | 1,027 | 0,757                                   | 13,621        | 58             | 13,25                     |
| HA 10  | 0,9010                     | 1,058 | 0,759                                   | 13,250        | 58             | 13,28                     |
| HA 11  | 0,9105                     | 1,205 | 0,767                                   | 11,748        | 58             | 13,40                     |
| HA 12  | 0,9210                     | 1,369 | 0,776                                   | 10,466        | 58             | 13,53                     |

Таблиця 3.7 – Основні геометричні характеристики НА ЦВТ К-325-23,5

Таблиця 3.8 – Основні геометричні характеристики РК ЦВТ К-325-23,5

| Вінець | <i>D</i> <sub>ср</sub> , м | l/b   | <i>t/b</i> (на <i>D</i> <sub>ср</sub> ) | $D_{ m cp}/l$ | <i>Z</i> , шт. | β <sub>2еф</sub> , градус |
|--------|----------------------------|-------|---|---------------|----------------|---------------------------|
| РК 3   | 0,8725                     | 1,094 | 0,889                                   | 23,267        | 90             | 19,83                     |
| РК 4   | 0,8770                     | 1,226 | 0,893                                   | 20,881        | 90             | 19,94                     |
| РК 5   | 0,8815                     | 1,357 | 0,898                                   | 18,957        | 90             | 20,04                     |
| РК 6   | 0,8865                     | 1,503 | 0,903                                   | 17,214        | 90             | 20,16                     |
| РК 7   | 0,8915                     | 1,649 | 0,908                                   | 15,779        | 90             | 20,29                     |
| РК 8   | 0,8965                     | 1,795 | 0,913                                   | 14,577        | 90             | 20,41                     |
| РК 9   | 0,9035                     | 1,999 | 0,920                                   | 13,190        | 90             | 20,58                     |
| РК 10  | 0,9080                     | 1,869 | 0,949                                   | 12,611        | 78             | 19,09                     |
| РК 11  | 0,9175                     | 2,115 | 0,959                                   | 11,258        | 78             | 19,33                     |
| РК 12  | 0,9280                     | 2,124 | 0,961                                   | 10,087        | 70             | 19,59                     |

| Tuomity 5.7 Tuodinium ini nupumerph b susopus mix eryneminin LDT K 525 25, | Таблиця 3.9 - | Газодинамічні | параметри в з | азорах між сту | ленями ЦВТ К-325-2 | 3,5 |
|--|---------------|---------------|---------------|----------------|--------------------|-----|
|--|---------------|---------------|---------------|----------------|--------------------|-----|

| Номер   | Р <sub>0</sub> на вході, | р на вході,       | Т <sub>0</sub> на вході, | Р на виході,        | л     | 24    |
|---------|--------------------------|-------------------|--------------------------|---------------------|-------|-------|
| ступеня | кгс/см <sup>2</sup>      | кг/м <sup>3</sup> | °C                       | кгс/см <sup>2</sup> | K     | Ŷ     |
| 3       | 165,896                  | 57,023            | 486,0                    | 147,95              | 391,8 | 1,279 |
| 4       | 147,95                   | 51,237            | 464,6                    | 129,84              | 392,0 | 1,290 |
| 5       | 129,85                   | 46,109            | 444,2                    | 113,94              | 393,2 | 1,280 |
| 6       | 113,95                   | 41,499            | 424,2                    | 99,81               | 394,4 | 1,280 |
| 7       | 99,808                   | 37,298            | 404,4                    | 87,03               | 395,7 | 1,280 |
| 8       | 87,035                   | 33,397            | 384,6                    | 75,23               | 396,9 | 1,279 |
| 9       | 75,23                    | 29,687            | 364,2                    | 64,91               | 398,3 | 1,278 |
| 10      | 64,911                   | 26,365            | 344,1                    | 55,44               | 399,6 | 1,278 |
| 11      | 55,44                    | 23,126            | 324,8                    | 47,04               | 401,7 | 1,276 |
| 12      | 47,034                   | 20,269            | 303,8                    | 39,96               | 410,1 | 1,275 |
Газодинамічні розрахунки виконано з використанням рівняння стану досконалого газу на сітці Н-типу з сумарною кількістю ~1.64 млн комірок в одному ступені за умов, що відповідають режиму 100 % роботи турбіни. На рисунках 3.19 – 3.22 – результати розрахунку ступенів ЦВТ у вигляді ізоліній статичного тиску і векторів швидкості в середньому перерізі тангенціальної (рис. 3.19, 3.20) та меридіональної проекцій (рис. 3.21, 3.22).



Рисунок 3.19 – Ізолінії статичного тиску і вектори швидкості в середньому тангенціальному перерізі у ступенях ЦВТ турбіни К-325-23,5: а – 3-й ступінь; б – 4-й ступінь; в – 5-й ступінь; г – 6-й ступінь; д – 7-й ступінь



Рисунок 3.20 – Ізолінії статичного тиску і вектори швидкості у середньому тангенціальному перерізі в ступенях ЦВТ турбіни К-325-23,5:

а – 8-й ступінь; б – 9-й ступінь; в – 10-й ступінь; г – 11-й ступінь; д – 12-й ступінь





а – 3-й ступінь; б – 4-й ступінь; в – 5-й ступінь; г – 6-й ступінь; д – 7-й ступінь



Рисунок 3.22 – Ізолінії статичного тиску і вектори швидкості в середньому меридіональному перерізі в ступенях ЦВТ турбіни К-325-23,5: а – 8-й ступінь; б – 9-й ступінь; в – 10-й ступінь; г – 11-й ступінь; д –12-й ступінь

У таблиці 3.10 наведено основні інтегральні газодинамічні характеристики вихідних ступенів ЦВТ. Сумарна потужність ступенів ЦВТ склала 104,491 МВт. Втрати кінетичної енергії в ЦВТ склали 13,75 %, а ККД циліндра – 85,89 %.

Проведено модернізацію напрямних і робочих лопаток вінців 3, 6, 9 і 12-го ступенів. Удосконалення ступенів ЦВТ відбувалося в два етапи: на першому етапі виконано газодинамічні розрахунки з новими робочими лопатками з метою зниження втрат кінетичної енергії, кількість робочих лопаток у порівнянні з вихідним варіантом не змінено, на другому замінено вихідні напрямні лопатки з подовжувачами на профільовані. Це дозволило скоротити кількість напрямних лопаток з 58 (3, 9, 12-й ступені) і 74 (6-й ступінь) до 34 без зниження міцнісних характеристик.

| Номер<br>ступеня | <i>G<sub>вх</sub></i> , кг/с | $G_{\scriptscriptstyle {\it BUX}},$ кг/с | <i>N</i> , МВт | ξ, %  | ξ <sub>вих. шв.</sub> , % | ККД, % |
|------------------|------------------------------|--|----------------|-------|---------------------------|--------|
| 3                | 279,0                        | 279,0                                    | 9,1336         | 13,59 | 4,39                      | 82,02  |
| 4                | 274,0                        | 273,3                                    | 8,4254         | 14,56 | 4,52                      | 80,92  |
| 5                | 272,2                        | 272,6                                    | 8,2820         | 13,69 | 4,56                      | 81,75  |
| 6                | 281,0                        | 281,3                                    | 8,5370         | 12,48 | 4,74                      | 82,78  |
| 7                | 281,1                        | 281,3                                    | 8,6047         | 11,97 | 4,72                      | 83,31  |
| 8                | 281,5                        | 281,8                                    | 8,8968         | 11,73 | 4,62                      | 83,65  |
| 9                | 278,3                        | 278,7                                    | 8,6548         | 10,99 | 5,55                      | 83,46  |
| 10               | 252,1                        | 252,3                                    | 8,2730         | 11,05 | 4,11                      | 84,84  |
| 11               | 257,0                        | 257,2                                    | 8,5788         | 10,13 | 4,15                      | 85,72  |
| 12               | 250,8                        | 249,6                                    | 8,2508         | 8,99  | 4,66                      | 86,35  |
| ЦВТ              | -                            | -  | 104,491        | 13,75 | 0,36                      | 85,89  |

Таблиця 3.10 – Основні інтегральні газодинамічні характеристики ступенів ЦВТ

Проектування робочих і напрямних лопаток виконувалося за методикою, розробленою в ШМаш НАН України [69]. Вигляд модернізованих профілів напрямних і робочих лопаток зображено на рисунку 3.23, у таблиці 3.11 наведено їх основні геометричні характеристики. Розрахункові дослідження проводилися з тими ж газодинамічними параметрами, що і у вихідних ступенів (табл. 3.9).

Рисунок 3.24 містить результати розрахунку модернізованих 3, 6, 9 і 12 ступенів ЦВТ у вигляді ізоліній статичного тиску і векторів швидкостей в середньому перерізі в тангенціальній й меридіональній проекціях.

На рисунку 3.25 наведено розподіл тиску уздовж профілю перерізів вихідних і модернізованих напрямних і робочих лопаток ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5. У таблиці 3.12 наведено основні інтегральні газодинамічні характеристики модернізованих ступенів ЦВТ, отримані в результаті розрахункових досліджень.



Рисунок 3.23 – Вигляд модернізованих напрямних і робочих лопаток 3, 6, 9 і 12-го ступенів ЦВТ: а, в, д, ж – НА; б, г, е, з – РК; а, б – 3-й ступінь; в, г – 6-й ступінь; д, е – 9-й ступінь; ж, з – 12-й ступінь

| Вінець | <i>D</i> <sub>ср</sub> , м | l/b   | <i>t/b</i> (На<br>середньому<br>діаметрі) | $D_{ m cp}/l$ | <i>Z</i> , шт. | β <sub>2еф</sub> ,<br>градус |
|--------|----------------------------|-------|---|---------------|----------------|------------------------------|
| HA3    | 0,8680                     | 0,437 | 1,001                                     | 24,800        | 34             | 12,99                        |
| РК3    | 0,8725                     | 1,025 | 0,832                                     | 23,267        | 90             | 17,92                        |
| HA6    | 0,8820                     | 0,751 | 1,249                                     | 18,000        | 34             | 13,03                        |
| РК6    | 0,8865                     | 1,407 | 0,845                                     | 17,214        | 90             | 17,92                        |
| HA9    | 0,8990                     | 1,025 | 1,290                                     | 13,621        | 34             | 13,49                        |
| РК9    | 0,9035                     | 1,872 | 0,862                                     | 13,190        | 90             | 17,92                        |
| HA12   | 0,9210                     | 1,369 | 1,324                                     | 10,466        | 34             | 14,20                        |
| РК12   | 0,9280                     | 2,124 | 0,961                                     | 10,087        | 70             | 17,10                        |

Таблиця 3.11 – Геометричні параметри модернізованих лопаток ЦВТ



Рисунок 3.24 – Ізолінії статичного тиску і вектори швидкості у модернізованих ступенях ЦВТ:

а, д – 3-й ступінь; б, е – 6-й ступінь; в, ж – 9-й ступінь; г, з – 12-й ступінь



Рисунок 3.25 – Розподіл тиску уздовж профілю вихідних і модернізованих напрямних і робочих лопаток ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5:

a - HA 3-го ступеня; 6 - PK 3-го ступеня; B - HA 6-го ступеня;

ж – НА 12-го ступеня; з – РК 12-го ступеня

Як видно з рисунків, значна частина перерізу вихідних напрямних лопаток (подовжувач) не навантажена і не бере участі у створенні необхідного кута натікання на робочі лопатки, виконуючи тільки функцію збільшення міцності. Також у модернізованих лопатках решітка НА рівномірно навантажена по всій довжині профілю, обтікання більш плавне, ніж у вихідних профілів. Максимальне розрядження в робочих лопатках всіх ступенів розташоване посередині опуклого боку профілю.

| Номер   |                |                 | Потужність     | ل ع   | ۵۷ ع                  | <b>VVП 0</b> / |
|---------|----------------|-----------------|----------------|-------|-----------------------|----------------|
| ступеня | $O_{BX}, KI/C$ | $O_{BUX}, KI/C$ | <i>N</i> , МВт | 5, 70 | <b>Ѕ</b> вих. шв., ∕0 | ккд, 70        |
| 3       | 279,7          | 279,7           | 9,4055         | 8,77  | 3,92                  | 87,31          |
| 6       | 275,6          | 275,0           | 8,6587         | 8,91  | 3,76                  | 87,33          |
| 9       | 273,7          | 273,8           | 8,8614         | 8,46  | 4,43                  | 87,11          |
| 12      | 253,7          | 252,2           | 8,6933         | 8,40  | 4,67                  | 86,93          |
| ЦВТ     | -              | -               | 108,865        | 9,96  | 0,36                  | 89,68          |

Таблиця 3.12 – Інтегральні характеристики модернізованих ступенів ЦВТ

Значення сумарної потужності ЦВТ, втрат кінетичної енергії і ККД отримано за даними газодинамічного розрахунку 1–3, 6, 9 і 12 ступенів (при цьому до уваги взяті прогнозовані значення цих показників в інших ступенях).

Рівень втрат кінетичної енергії в модернізованих ступенях ЦВТ знизився на 3,79 %. Прогнозована сумарна потужність спроектованих ступенів ЦВТ становить 108,865 МВт, що на 4,374 МВт вище, ніж у вихідної конструкції ЦВТ [74].

На рисунку 3.26 зображено розподіл розрахункового значення втрат кінетичної енергії по ступенях для вихідного ЦВТ (АТ «Турбоатом») і модернізованого (ІПМаш НАН України, ступені 3, 6, 9, 12 – розрахунок, решта – прогноз).



Рисунок 3.26 – Втрати кінетичної енергії у вихідних і модернізованих ступенях ЦВТ парової турбіни К-325-23,5

Видно, що застосування розробленої в ІПМаш НАН України методики проектування й газодинамічного розрахунку дозволяє істотно знизити втрати кінетичної енергії у всіх ступенях. Це привело до значного підвищення ефективності ЦВТ у цілому.

Аналіз розрахунку запропонованої ПЧ показує, що лопатки НА 2-го ступеня є малочутливими до нерозрахункових кутів натікання. При часткових режимах усі основні зміни відбуваються на перших двох ступенях, а на інших обтікання змінюється несуттєво через малі коливання перепаду тисків і числа Рейнольдса. Отже, можна зробити висновок, що нова ПЧ буде більш ефективною і на часткових режимах роботи турбіни.

## 3.3. Дослідження впливу колової парціальності на нестаціонарну просторову структуру течії пари в регулюючому ступені

#### 3.3.1. Парціальність 0.8

При роботі регулюючого ступеня виникає істотна колова нерівномірність потоку, вплив якої поширюється на ефективність наступного ступеня і циліндра високого тиску в цілому [12].

Для визначення напрямків газодинамічного удосконалення відсіку регулюючого ступеня необхідне вивчення просторової структури турбулентного потоку [11, 12, 88], в тому числі з використанням методів математичного моделювання [68].

Для регулювання режиму роботи турбіни використовується парціальний підвід пари через 4 однакові соплові коробки, розташовані перед першим ступенем ЦВТ (рис. 3.3). На номінальному режимі роботи пар подається через всі коробки, що відповідає режиму з парціальністю  $\varepsilon = 0.8$ . З огляду на періодичність по геометричним і режимним параметрам в першому ступені, виконано спрощення задачі. В результаті розрахункова область складена з каналів однієї соплової коробки (13 відкритих каналів, що відповідають парціальності 0.2, і закрита частина), а також 18 каналів РК1. Для більш коректного моделювання розподілу параметрів в вирівнюючій камері додатково враховано другий ступінь (по одному каналу HA2 і PK2) (рис. 3.27).



Рисунок 3.27 – Просторовий вигляд розрахункової області

При моделюванні нестаціонарної течії пари в першому ступені враховується взаємне положення HA1 і PK1 в кожен момент часу. Передача параметрів пари між першим і другим ступенями відбувається в області перед HA2 і базується на процедурі осереднення в коловому напрямку, що відповідає квазістаціонарній постановці задачі для другого ступеня [75].

Газодинамічні розрахунки виконано з використанням рівняння стану досконалого газу з сумарною кількістю 8,73 млн комірок.

На рисунках 3.28 – 3.30 наведено розподіл в коловому напрямку повного тиску та температури, а також тангенціального кута α в абсолютному русі в перерізах вирівнюючої камери, що відрізняються віддаленням від вихідної кромки РК1 (у відсотках ширини робочого колеса).



Рисунок 3.28 – Розподіл повного тиску в коловому напрямку



Рисунок 3.29 – Розподіл повної температури в коловому напрямку



Всі значення відповідають фіксованому моменту часу. Видно, що слід від закритої частини клапанної коробки найбільше проявляється в діапазоні 50°–90° в перерізі 14,4 % вирівнюючої камери.

При просуванні вниз по потоку колова нерівномірність зменшується. На рисунку 3.31 представлено зміна параметрів потоку по довжині вирівнюючої камери. Втрати повного тиску на даній ділянці визначаються за формулою:

$$\Delta P = \frac{P_{0aex} - P_{0aex}}{P_{0aex}} \cdot 100 \% = 0,667 \%,$$

де  $P_{0aex}$ ,  $P_{0aex}$  – значення на виході з РК1 (переріз 14,4 %) і на вході в НА2 (шар 838,5 %), осереднені за витратами, МПа.



Рисунок 3.31 – Розподіл параметрів по довжині вирівнюючої камери: a – абсолютний повний тиск; б – абсолютний тангенціальний кут α

Локальні максимуми миттєвих втрат повного тиску (рис. 3.31, а) пов'язані з нестаціонарними процесами в РК регулюючого ступеня та вирівнюючої камери. Середній кут натікання на НА2 збігається з кутом, що формується перед входом в вирівнюючу камеру (рис. 3.31, б).

На рисунку 3.32 суцільною лінією зображені розподіли повного тиску по висоті каналу в перерізах на вході і виході вирівнюючої камери, побудовані по осередненими в коловому напрямку даними. Також відзначено діапазони відхилення від середнього значення в представлених перерізах. Видно вплив конфузорності каналу перед НА2 на вирівнювання розподілу  $P_{0a}$  по висоті. Максимальні відхилення від середнього значення зосереджені в прикореневій області (рис. 3.32, б). На рисунку 3.33 представлено нерівномірність в коловому напрямку навантаження РК регулюючого ступеня й розподілу витратної компоненти швидкості за ним.







🛛 – витратна компонента швидкості; 🗖 – потужність

Рисунок 3.33 – Нерівномірність навантаження РК регулюючого ступеня

Відзначимо, що простежується кореляція розглянутих величин. Вплив зони неактивної частини НА1 поширюється на 5–6 каналів РК регулюючого ступеня і супроводжується істотними вторинними течіями (рис. 3.34).



Рисунок 3.34 – Вектори швидкості в середньому перерізі каналу РК1

В таблиці 3.13 наведено коефіцієнти нерівномірності повного тиску, повної температури і тангенціального кута в абсолютному русі, що визначаються із співвідношення

$$\Phi_{\rm F} = \frac{F_{\rm max} - F_{\rm min}}{F_{\rm max} + F_{\rm min}} \cdot 100 \%,$$

де F<sub>max</sub>, F<sub>min</sub> – максимальне і мінімальне значення величини F в заданому перерізі.

| Шар, % ширини РК1 | $\Phi_{ m P0a}$ | $\Phi_{ m T0a}$ | $\Phi_{lpha}$ |
|-------------------|-----------------|-----------------|---------------|
| 14,41             | 1,195           | 0,799           | 33,045        |
| 110,88            | 0,797           | 0,574           | 14,311        |
| 221,68            | 0,703           | 0,409           | 12,608        |
| 307,62            | 0,685           | 0,326           | 14,864        |
| 396,14            | 0,533           | 0,220           | 11,157        |
| 512,83            | 0,368           | 0,196           | 8,562         |
| 610,44            | 0,369           | 0,197           | 6,745         |
| 708,76            | 0,409           | 0,220           | 5,655         |
| 787,26            | 0,438           | 0,254           | 5,932         |
| 838,48            | 0,425           | 0,258           | 5,020         |

Таблиця 3.13 – Коефіцієнти нерівномірності потоку

Нерівномірність повного тиску і температури в абсолютному русі значно зменшується (до трьох разів) в порівнянні із значеннями за РК регулюючого ступеня. Найбільший вплив вирівнюючої камери спостерігається на розподіл тангенціального кута в абсолютному русі (до шести разів).

#### 3.3.2. Парціальність 0.4

На частковому режимі роботи пар подається через дві коробки, що відповідає режиму з парціальністю  $\varepsilon = 0.4$ . Враховуючи періодичність за геометричними і режимними параметрами в першому ступені, постановка задачі розглянута в спрощеній формі. В результаті розрахункова область складена з каналів двох соплових коробок (13 відкритих каналів, що відповідають парціальності 0.2, і закрита частина), а також 36 каналів РК1. Для більш коректного моделювання розподілу параметрів у вирівнюючій камері додатково враховано другий ступінь (по одному каналу НА2 і РК2) [76].

Розрахунки виконано з використанням рівняння стану досконалого газу на сітці з сумарною кількістю 2,5088 млн комірок за умов, які відповідають режиму парціальності  $\varepsilon = 0.4$ :

- частота обертання ротора  $-3000 \text{ xB}^{-1}$ ;
- повна температура на вході 538,2°С;
- повний тиск на вході 20,565 МПа;
- статичний тиск на виході 10,822 МПа.

На рисунках 3.35, 3.36 і 3.37 представлено розподіли в коловому напрямку повного тиску та температури, а також тангенціального кута  $\alpha$  в абсолютному русі в перерізах вирівнюючої камери, що відрізняються віддаленням від вихідної кромки РК1 (у відсотках ширини робочого колеса). Усі значення представлені в один і той же момент часу. Видно, що слід від відкритої частини (активна дуга) більш проявляється в діапазоні 0°–80° перерізів вирівнюючої камери. У міру просування вниз по потоку колова нерівномірність зменшується.





Рисунок 3.36 – Розподіл повної температури в коловому напрямку



На рисунку 3.38 наведено розподіли повного тиску і тангенціального кута в абсолютному русі по довжині вирівнюючої камери. На відміну від режиму роботи з парціальністю 0.8 [75], середнє значення кута натікання на НА2 не співпадає з кутом, що формується перед входом в вирівнюючу камеру (рис. 3.31).



Рисунок 3.38 – Розподіл параметрів по довжині вирівнюючої камери: а – абсолютний повний тиск; б – абсолютний тангенціальний кут *а* 

На рисунках 3.39 і 3.40 суцільною лінією зображено розподіли повного тиску та повної температури по висоті каналу в перерізах на вході і виході вирівнюючої камери, побудовані по осередненими в коловому напрямку даними. Також відмічено діапазони відхилення від середнього значення в представлених перерізах.







(справа)

Видно, що конфузорність каналу перед НА2 сприяє вирівнюванню розподілів по висоті для середніх значень повного тиску та температури. Для повного тиску середня товщина смуги відхилень зменшується з 0,66 МПа до 0,27 МПа, а для повної температури – з 30,33 К до 6,72 К. Найбільші значення відхилень зосереджені в периферійній області каналу, а найменші – в кореневій зоні. При натіканні на направляючий апарат 2-го ступеня відхилення повного тиску в частині каналу від середини і до периферії за величиною досить близькі до тих, які утворюються після виходу з робочого колеса першого ступеня, і складають 1,9 % від абсолютної величини. Відхилення повної температури в частині каналу по висоті від 0,9 до 1,0 становлять 1,3 % від абсолютної величини.

На рисунку 3.41 представлено розподіли по каналах навантаженості РК регулюючого ступеня й витратної компоненти швидкості за ним. Видно подібну поведінку отриманих розподілів. Основний внесок у формування сумарної корисної потужності робочого колеса вносять канали № 3-16. У каналах, в яких спостерігається зменшення витрати пари, відповідно зменшується потужність.



Рисунок 3.41 – Нерівномірність навантаження РК регулюючого ступеня

У таблиці 3.14 наведено коефіцієнти нерівномірності повного тиску і температури гальмування, які визначаються з описаного вище співвідношення.

Також представлено нерівномірність середньоквадратичного відхилення δ<sub>α</sub> для абсолютного тангенціального кута.

|                            |       | Шар, % ширини РК1 |       |       |       |       |       |       |       |  |
|----------------------------|-------|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
|                            | 14,0  | 102,9             | 233,9 | 339,9 | 440,0 | 527,2 | 638,9 | 733,8 | 836,8 |  |
| $\Phi_{ m P0a}$            | 1,810 | 1,547             | 0,751 | 0,931 | 0,817 | 0,898 | 0,701 | 0,709 | 0,786 |  |
| $\Phi_{ m T0a}$            | 1,728 | 1,183             | 0,708 | 0,580 | 0,589 | 0,524 | 0,343 | 0,348 | 0,312 |  |
| $\delta_{\alpha}$ , градус | 54,02 | 34,27             | 22,34 | 16,76 | 20,37 | 18,42 | 16,47 | 20,05 | 9,68  |  |

Таблиця 3.14 – Коефіцієнти нерівномірності

Нерівномірність повного тиску в абсолютному русі від входу до виходу камери вирівнювання зменшилась більш ніж в два рази. Варто зазначити, що основне вирівнювання відбувається відразу ж після повороту потоку в вирівнюючу камеру (234 % ширини).

Нерівномірність повної температури в вирівнюючій камері зменшилась майже в шість разів у порівнянні із значенням за РК. На відміну від тиску, вирівнювання температури відбувається по всій довжині вирівнюючої камери.

Середнє відхилення тангенціального кута зменшилось більш ніж в п'ять разів. Варто відзначити ступінчатий характер процесу вирівнювання. Основний вплив вирівнюючої камери спостерігається в області повороту за РК 1-го ступеня (234 % ширини) і в конфузорній частині каналу перед НА 2-го ступеня (після 733,8 % ширини).

#### 3.4. Висновки по розділу 3

 Виконано чисельне дослідження впливу соплового паророзподілу з коловою парціальністю на просторову структуру потоку регулюючого відсіку ЦВТ парової турбіни потужністю 325 МВт. Проведено аналіз газодинамічної ефективності роботи перших ступенів ЦВТ для основних режимів парціального підводу пари [49, 50].

- Встановлено особливості навантаженості РК регулюючого ступеня при парціальному підводі з коловою нерівномірністю. Вплив зони неактивної частини НА регулюючого ступеня супроводжується суттєвими вторинними течіями [75].
- 3. Встановлено особливості впливу вирівнюючої камери на просторову структуру потоку:
  - при проходженні камери коефіцієнт нерівномірності повного в абсолютному русі тиску зменшується в 2-3 рази, а повної температури – до 6 разів у порівнянні із значеннями за РК 1-го ступеня [75];
  - при переході до режимів з меншою парціальністю спостерігається збільшення відхилення середнього значення кута натікання на направляючий апарат 2-го ступеня від кута, який формується перед входом в вирівнюючу камеру [51, 76];
  - діапазон відхилення від значення тангенціального кута на виході вирівнюючої камери досягають ± 10°.
- 4. Показано, що навіть на номінальному режимі роботи турбіни кут натікання на направляючий апарат 2-го ступеня істотно відхилений від осьового напрямку, через що в проточній частині НА другого ступеня утворюються значні відриви потоку [45, 47, 48, 71].
- Розроблено форму лопатки направляючого апарату 2-го ступеня, малочутливу до нерозрахункових кутів натікання потоку, застосування якої дозволило знизити втрати кінетичної енергії в відсіку на 4,2 % [71].

#### **РОЗДІЛ 4**

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЮЮЧИХ ВІДСІКІВ З ВІДСУТНЬОЮ** КАМЕРОЮ ВИРІВНЮВАННЯ ТИСКУ

Вперше представлено новий підхід організації парціального ДО паророзподілу \_ радіальний паророзподіл, на основі якого розроблено конструктивне рішення регулюючого відсіку парової турбіни К-325-23,5, у якого відсутня вирівнююча камера.

Запропоновано теоретичну схему регулюючого ступеня з радіальним підводом пари до кільцевих камер. Встановлено, що використання паророзподілу з радіальною парціальністю забезпечує параметри часткових режимів роботи парової турбіни. Вплив радіальної парціальності на параметри газодинамічної ефективності найбільш проявляється в регулюючому ступені й істотно менше в другому і третьому ступенях.

Запропоновано проточну частину регулюючого відсіку К-325-23,5, що складається з трьох ступенів діагонального типу та використовує лопатки, малочутливі до нерозрахункових кутів натікання. При використанні існуючої системи паророзподілу та габаритів ЦВТ турбіни К-325-23,5 показано збільшення газодинамічної ефективності у порівнянні з вихідною конструкцією для широкого діапазону режимів роботи.

#### 4.1. Регулюючий відсік з радіальним парціальним підводом пари

# 4.1.1. Принцип роботи і схематичний вид конструкції з радіальним парціальним паророзподілом

Відомі такі системи соплового паророзподілу [95, 96], що містять кілька регулюючих клапанів, від яких пара по паровпускних патрубках потрапляє до окремих соплових коробок регулюючого ступеня. Соплові коробки розміщені по окружності. Такий спосіб компонування передбачає наявність закритої частини каналу навколо місць сполучення соплових коробок. Регулюючі клапани

відкриваються послідовно, відповідно до збільшення навантаження і витрати свіжої пари. Значення середнього діаметра вихідної частини соплових коробок і робочого колеса РС значно більше, ніж відповідне значення для перших ступенів тиску ЦВТ. Стикування обводів соплових коробок і робочого колеса, а також каналів підводу пари здійснюється по всій висоті проточної частини соплового апарата регулюючого ступеня.

Відома також система соплового паророзподілу парової турбіни з регулюючим сопловим апаратом, що містить діафрагму з розміщеними в ній лопатками, паропровідні канали розділені по ярусах і поворотне кільце з отворами, що збігаються з каналами [3].

Недоліком відомих пристроїв є те, що конструктивне розміщення соплових коробок по довжині дуги підводу пари викликає колову нерівномірність потоку навіть на номінальному режимі роботи, що призводить до виникнення аеродинамічних впливів і зниження газодинамічної ефективності регулюючого відсіку. Негативний вплив змінних сил особливо проявляється при проходженні робочих лопаток вздовж сектора закритого клапана з подальшим переходом в зону відкритого сектора. В лопатках виникають циклічні напруження згину, що знижують їх надійність. З метою подальшого підвищення надійності зазвичай збільшують ширину лопатки, що збільшує витрати на виробництво і ускладнює пошук оптимальної форми профілю РК.

Найбільш близьким аналогом до системи соплового паророзподілу парової турбіни є система паророзподілу в регулюючому відсіку ЦВТ парової турбіни великої потужності К-325-23,5 [84], що містить 4 соплові коробки, причому подача пари до кожної з них виконується по паровпускних каналах від свого регулюючого клапана. Введення пари у внутрішній корпус циліндра здійснюється за допомогою самокерованих втулок з поршневими кільцями. В соплових коробках розміщуються елементи соплового апарата першого одновінцевого регулюючого ступеня. Пропускний переріз соплових коробок відповідає 80 % площі поперечного перерізу регулюючого ступеня перед робочим колесом.

Недоліком вищезазначеного пристрою є таке. Розміщення соплових коробок по довжині дуги призводить до утворення закритих ділянок, які займають 20 % площі прохідного перерізу. Це призводить до того, що потік пари навіть при подачі через усі відкриті соплові коробки має колову нерівномірність. Таким чином на часткових режимах, коли через деякі соплові коробки пара не подається, ступінь колової нерівномірності збільшується. В результаті лопатки РК регулюючого ступеня піддаються нестаціонарному навантаженню. На часткових режимах РК практично не сприяє перемішуванню та вирівнюванню потоку. В існуючих конструкціях з метою зниження нерівномірності підводу потоку пари до наступних ступенів виконує вирівнююча камера регулюючого ступеня, що призводить до збільшення втрат енергії пари. Як правило, РС є більш навантаженим, ніж наступні і має низький ККД на всіх режимах роботи, а вирівнююча камера має високий аеродинамічний опір.

Використовуючи фізичний [105] та обчислювальний [111] експерименти, Jens Fridh i Narmin B. Hushmandi в своїх роботах показали, що наявність колової нерівномірності призводить не тільки до зменшення газодинамічної ефективності, але й до виникнення суттєвих нестаціонарних навантажень, що діють на елементи конструкції проточної частини.

Задача організації парціального підводу з нерівномірністю в радіальному напрямку в літературних джерелах не відображена. Передумови до появи даного напрямку проглядаються в роботі [117], де в рамках багатоступінчатого відсіку показано, що хоча «розмазування» колової парціальності і призводить до деякого погіршення газодинамічної ефективності РС, проте, значно підвищує ефективність другого ступеня та відсіку в цілому. Радіальний парціальний підвід може бути розглянутий як граничний випадок такого «розмазування».

Таким чином, була поставлена задача створення системи соплового паророзподілу парової турбіни, в якій за рахунок утворення самостійних соплових блоків, що не містять закритих каналів, досягається зниження нерівномірної колової навантаженості лопаток РК регулюючого ступеня і підвищення їх надійності, а також підвищення газодинамічної ефективності відсіку регулюючого ступеня.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в системі соплового паророзподілу парової турбіни паропроводи від регулюючих клапанів, які підводять пару до груп сопел за паророзподільною камерою, розміщених перед РК регулюючого ступеня, згідно к корисною моделлю, паророзподільна камера і сопловий апарат регулюючого ступеня розділені перегородками на кільцеві області, що являють собою самостійні соплові блоки, які не містять закритих каналів [62].

Поділ перегородками паророзподільної камери і соплового апарата регулюючого ступеня на кільцеві області дозволяє підводити пару до робочого колеса без внесення колової нерівномірності в потік. Відсутність колової нерівномірності дає можливість виконати регулюючий ступінь на меншому діаметрі, тим самим зменшити її навантаженість і, отже, підвищити надійність РК регулюючого ступеня, а також підвищити газодинамічну ефективність відсіку регулюючого ступеня.

На рисунку 4.1 зображена схема підводу пари у сопловий апарат і до робочих лопаток. Пара підводиться через кільцеві камери і одночасно рівномірно надходить до робочого колеса через напрямні лопатки, поділені по висоті перегородками на відповідні кільцеві камери. При послідовному відкритті клапанів пара надходить спочатку у першу кільцеву камеру "1" і заповнює переважно прикореневу зону, завдяки цьому окрім того що усувається нерівномірність парового потоку, ще і знижуються напруги згину у робочих лопатках.



Рисунок 4.1 – Схема підводу пари:

1–4 – паропроводи від регулюючих клапанів; 5 – паророзподільна кільцева камера; 6 – перегородки паророзподільної камери; 7 – кільцеві перегородки;
 8 – сопловий апарат; 9 – робоча лопатка; 10 – козирок соплового апарата;

11 – диск ротору

У роботі на основі даного підходу розроблено конструктивне рішення регулюючого відсіку для парової турбіни К-325-23,5. Теоретична схема РС з радіальним підводом пари до РК показана на рисунку 4.2.



Рисунок 4.2 – Схематичний вид РС з радіальним парціальним підводом

Пара подається в кільцеві камери лопаток соплового апарату, розділені по висоті перегородками, що забезпечує рівномірний по колу підвід робочого тіла до РК. Послідовність роботи РС для реалізації режимів наступна:

- відкриття регулюючих клапанів в підводі 1 (режим 30 % та 65 %);

– відкриття регулюючих клапанів в підводі 2 при відкритих клапанах в підводі 1 (режим 80 %);

– відкриття регулюючих клапанів в підводі 3 при відкритих клапанах в підводах 1 і 2 (режим 100 %).

## 4.1.2. Геометричні характеристики і режими роботи регулюючого відсіку з радіальним парціальним підводом

Як було показано в розділі 3, проведені чисельні дослідження в регулюючому відсіку парової турбіни К-325-23,5 показали наявність суттєвої колової нерівномірності в розподілах параметрів потоку в РС та вирівнюючої камери, а також перевантаженість першого РК як на номінальному режимі роботи (режим 100 %), так і на часткових режимах роботи турбіни.

У разі застосування підходу із радіальною парціальністю РС зникає необхідність використання вирівнюючої камери. При відсутності вирівнюючої камери РС виконується із середнім діаметром близьким до діаметрів ступенів тисків, а для забезпечення спрацювання необхідного теплового перепаду і більш оптимальної навантаженості РС, додатково, на місці вирівнюючої камери встановлюється ще один ступінь тиску.

В результаті застосування методу проектування парових турбін осьового типу (див. підрозділ 2.5) одержано основні геометричні та газодинамічні характеристики ступенів: кути і швидкості потоку в абсолютному і відносному рухах; середні радіуси міжлопаткових каналів; висоти лопаток; середні значення всіх термодинамічних величин (табл. 4.1). Для організації паророзподілу застосовано схему підводу камер до кільцевих камер [77, 78], що представлена на рисунку 4.2. Вид розробленого регулюючого відсіку представлено на рисунку 4.3. Розглянуті умови роботи відсіку представлено в таблиці 4.2. Перетікання пари не враховано.

| Параметр  | HA1   | PK1   | HA2   | РК2   | HA3   | РК3   |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| l/b (на <i>D</i> <sub>ср</sub> )                      | 0,557 | 0,759 | 0,550 | 0,730 | 0,540 | 0,752 |
| <i>D</i> <sub>ср</sub> , м                            |       |       | 0,8   | 675   |       |       |
| $t/b$ (на $D_{cp}$ )                                  | 1,135 | 1,148 | 1,262 | 0,911 | 1,262 | 0,911 |
| D/1   | 25,97 | 25,97 | 27,02 | 27,02 | 26,21 | 26,21 |
| <i>Z</i> , шт.  | 40    | 54    | 36    | 68    | 36    | 68    |
| $\alpha_{1e\phi}, \beta_{2e\phi}$ на $D_{cp},$ градус | 16,2  | 17,4  | 12,1  | 19,0  | 12,9  | 20,1  |

Таблиця 4.1 – Геометричні характеристики ступенів ЦВТ парової турбіни



Рисунок 4.3 – Проточна частина перших трьох ступенів ЦВТ парової турбіни: 1 – меридіональний переріз;

2 – НА 1-го ступеня (НА1); 3 – РК 1-го ступеня (РК1); 4 – НА 2-го ступеня (НА2); 5 – РК 2-го ступеня (РК2); 6 – НА 3-го ступеня (НА3); 7 – РК 3-го ступеня (РК3)

| Таблиця 4.2 – | Граничні | умови для | розрахунків | перших | 3-х ступенів ЦВТ |  |
|---------------|----------|-----------|-------------|--------|------------------|--|
|               |          |           |             |        |                  |  |

|  |         | Pez    | КИМ          |            |
|--|---------|--------|--------------|------------|
| Параметр                                 | Nº1     | №2     | N <u></u> ⁰3 | <u>№</u> 4 |
|  | 100 %   | 80 %   | 65 %         | 30 %       |
| Ступінь парціальності (вихідна констр.)  | 0,8     | 0,6    | 0,4          | 0,4        |
| Повний тиск перед 1-м ступенем, МПа      | 22,82   | 21,887 | 20,565       | 9,051      |
| Повна температура перед 1-м ступенем, °С | 535,809 | 533,6  | 538,2        | 475,0      |
| Статичний тиск за 2-м ступенем, МПа      | 16,81   | 13,439 | 10,822       | 4,754      |
| Витрата, кг/с                            | 277,8   | 243,6  | 165,1        | 79,5       |

Лопатки ступенів регулюючого відсіку циліндричні. Для реалізації часткових режимів за допомогою радіальної парціальності лопатки НА1 виконані з трьома кільцевими областями з наступними висотами: 10,0 мм коренева, 6,7 мм середня та 16,7 мм верхня області. Розглянуто спрощену постановку задачі без урахування реальної товщини кільцевих роздільників.

## 4.1.3. Чисельні результати моделювання потоку в триступеневому відсіку з радіальним парціальним ступенем

Для чисельного моделювання триступеневий відсік з радіальним парціальним ступенем відображається на розрахункову область за допомогою структурованої сітки Н-типу з сумарною кількістю комірок 3,28 млн [77], характеристики якої наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Характеристики розрахункової сітки Н-типу

| Параметр               | Регулюючи                    | ий ступінь | 1-й ступі | нь тиску  | 2-й ступінь тиску |           |  |
|------------------------|------------------------------|------------|-----------|-----------|-------------------|-----------|--|
|                        | HA                           | РК НА      |           | РК        | HA                | РК        |  |
| Ν                      | $96^{4)} \cdot 72 \cdot 100$ | 72.72.104  | 72.72.96  | 72.72.104 | 72.72.96          | 72.72.104 |  |
| ${N_\delta}^{(2)}$     | 818                          | 16         | 16        | 16        | 16                | 16        |  |
| $\delta \cdot 10^{43}$ | 518                          | 812        | 1119      | 812       | 1119              | 812       |  |
| Y+                     | 510                          | 8          | 48        | 1011      | 48                | 1011      |  |

<sup>1)</sup> Кількість комірок в каналі у вигляді N<sub>рад.</sub> · N<sub>колов.</sub> · N<sub>осьов.</sub>

<sup>2)</sup> Кількість комірок в приграничному шарі

<sup>3)</sup> Товщина сіткового приграничного шару

<sup>4)</sup> Кількість комірок в радіальному напряму від кореня складає 32, 24, 40 за шарами відповідно

На рисунках 4.4, 4.5 наведені графіки розподілів статичного тиску, ізолінії швидкості і проекції векторів швидкості в середньому перерізі каналів НА і РК регулюючого ступеня для номінального режиму. Спостерігається безвідривне обтікання і рівномірне навантаження лопаток ступеня. Для елементів другого і третього ступенів істотних якісних відмінностей в структурі потоку немає.

На рисунку 4.6 для всіх режимів показана структура потоку в середньому меридіональному перерізі. В таблиці 4.4 представлено інтегральні характеристики окремих ступенів і відсіку в цілому.



Рисунок 4.4 – Розподіл статичного тиску на поверхнях лопаток:

1 - HA1; 2 - PK1



Рисунок 4.5 – Ізолінії швидкості і проекції векторів швидкості:

1 – НА1; 2 – РК1



4

Рисунок 4.6 – Вектори швидкості в середньому перерізі каналу 1-го ступеня:

1 – Режим №1; 2 – Режим №2; 3 – Режим №3; 4 – Режим №4

З наведених проекцій векторів швидкості видно, що на часткових режимах через різке розширення каналу спостерігається утворення відриву в кореневій зоні РК першого ступеня, а вирівнювання потоку починається вже в каналах робочого колеса. Найбільший вплив радіальної парціальності спостерігається в РС (табл. 4.4). При переході до часткових режимів відбувається різке зниження ККД ступеня.

|  | Режими      |              |            |              |  |  |  |
|--|-------------|--------------|------------|--------------|--|--|--|
| Параметри                                  | Nº1         | N <u>o</u> 2 | <u>№</u> 3 | N <u>∘</u> 4 |  |  |  |
|  | 100 %       | 80 %         | 65 %       | 30 %         |  |  |  |
| Р <sub>0вх</sub> , МПа                     | 22,819      | 21,887       | 20,564     | 9,051        |  |  |  |
| Т <sub>овх</sub> , К                       | 808,802     | 806,597      | 811,192    | 748,004      |  |  |  |
|  | 1-й ступіні | Б            |            |              |  |  |  |
| α <sub>вих. потоку</sub> , градус          | 0,71        | -10,61       | 12,51      | 3,39         |  |  |  |
| ξ <sub>1cr</sub> , %                       | 4,058       | 27,347       | 49,041     | 49,352       |  |  |  |
| N <sub>1ct</sub> , MBt                     | 5,839       | 10,472       | 8,82       | 4,253        |  |  |  |
| η <sub>1ст</sub> (по повним параметрам), % | 96,543      | 64,029       | 40,503     | 44,851       |  |  |  |
| <u> η<sub>1ст</sub> (по статиці), %</u>    | 92,241      | 60,722       | 39,461     | 43,886       |  |  |  |
| реактивність ступені                       | 0,42        | 0,175        | 0,079      | 0,086        |  |  |  |
|  | 2-й ступіні | 6            |            |              |  |  |  |
| α <sub>вих. потоку</sub> , градус          | -0,82       | -4,6         | 10,9       | 9,18         |  |  |  |
| ξ <sub>2cτ</sub> , %                       | 5,529       | 16,732       | 15,234     | 13,588       |  |  |  |
| N <sub>2ct</sub> , MBt                     | 9,175       | 8,365        | 4,808      | 2,100        |  |  |  |
| η <sub>2ст</sub> (по повним параметрам), % | 94,605      | 88,133       | 88,308     | 89,251       |  |  |  |
| <u> η<sub>2ст</sub> (по статиці), %</u>    | 90,934      | 84,275       | 84,913     | 85,999       |  |  |  |
| реактивність ступені                       | 0,136       | 0,107        | 0,147      | 0,167        |  |  |  |
|  | 3-й ступіні | Ь            |            |              |  |  |  |
| α <sub>вих. потоку</sub> , градус          | 8,16        | 0,31         | 18,49      | 19,94        |  |  |  |
| ξ <sub>3cr</sub> , %                       | 7,211       | 8,997        | 5,451      | 10,775       |  |  |  |
| N <sub>3ct</sub> , MBt                     | 8,755       | 8,508        | 4,601      | 2,052        |  |  |  |
| η <sub>3ст</sub> (по повним параметрам), % | 92,238      | 90,405       | 92,255     | 93,117       |  |  |  |
| η <sub>3ст</sub> (по статиці), %           | 87,656      | 86,403       | 87,896     | 88,332       |  |  |  |
| реактивність ступені                       | 0,122       | 0,106        | 0,157      | 0,164        |  |  |  |
| Сумарні хар                                | зактеристик | и 3-х ступен | iB         |              |  |  |  |
| ξ, %                                       | 5,879       | 19,572       | 36,137     | 36,819       |  |  |  |
| ξ <sub>вих. шв.</sub> , %                  | 1,932       | 1,237        | 0,779      | 0,86         |  |  |  |
| N, MBT                                     | 23,769      | 27,345       | 18,229     | 8,405        |  |  |  |
| G, кг/с                                    | 277,754     | 243,551      | 165,112    | 73,306       |  |  |  |
| η (по повним параметрам), %                | 94,209      | 78,336       | 57,777     | 60,860       |  |  |  |
|  | 92,397      | 77,389       | 57,351     | 60,366       |  |  |  |

Таблиця 4.4 – Інтегральні характеристики ступенів регулюючого відсіку

Сумарні характеристики трьох ступенів істотно залежать від характеристик першого ступеня, що пояснює актуальність оцінки впливу її геометричних параметрів на газодинамічну ефективність. При цьому ступінь спрацьовує більшу частину перепаду ентальпії, підведеної до відсіку. Значення абсолютного тангенціального кута на виході з РК1 знаходяться в діапазоні ±13°. Вплив

часткового режиму на ефективність 2-го і 3-го ступенів проявляється в меншій мірі. Потік на виході з РК наступних ступенів також близький до осьового. При цьому значення тангенціального кута укладаються в діапазон від 0° до 20°.

4.1.4. Чисельні результати моделювання потоку в триступеневому відсіку з радіальним парціальним ступенем з урахуванням реальної товщини кільцевих перегородок

Наступним кроком було розглянуто постановку задачі з урахуванням реальної товщини кільцевих роздільників [78]. Товщина кільцевих перегородок дорівнює 3 мм. Значення вибрано з умови збігу висоти НА1 зі значенням висоти відповідної лопатки прототипу. На рисунку 4.7 представлено вид розробленого регулюючого відсіку з урахуванням товщини кільцевих перегородок.



Рисунок 4.7 – Меридіональний переріз проточної частини перших трьох ступенів ЦВТ парової турбіни

Для чисельного моделювання триступеневий відсік з радіальним парціальним ступенем відображається на розрахункову область за допомогою структурованої сітки H-типу з сумарною кількістю комірок 3,28 млн. Сіткове згущення біля непроникних стінок характеризується значеннями  $Y^+$  в діапазоні  $4 \div 8$ .

В таблиці 4.5 представлено значення коефіцієнта нерівномірності абсолютного повного тиску, які визначаються зі співвідношення

$$\Phi_{\rm F} = \frac{F_{\rm max} - F_{\rm min}}{F_{\rm max} + F_{\rm min}} \cdot 100\%,$$

де F<sub>max</sub>, F<sub>min</sub> – максимальне і мінімальне значення величини в заданому перерізі.

Дані обчислені в поперечних шарах (рис. 4.8), розташованих на заданій відстані від вхідної кромки РК1 (у відсотках від ширини лопатки РК).



## Рисунок 4.8 – Схематичне розташування поперечних шарів в регулюючому відсіку

|        | Номер шару, % ширини РК1 |       |       |       |        |       |       |       |       |        |
|--------|--------------------------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Номер  | Шар 1                    | Шар 2 | Шар З | Шар 4 | Шар 5  | Шар б | Шар 7 | Шар 8 | Шар 9 | Шар 10 |
| режиму | -16,9%                   | 9,9%  | 50,9% | 90,9% | 115,1% | Перед | Перед | Перед | Перед | За РКЗ |
|        |                          |       |       |       |        | HA2   | РК2   | HA3   | РК3   |        |
| 1      | 0,91                     | 0,69  | 0,57  | 0,19  | 0,14   | 0,17  | 3,31  | 0,30  | 2,83  | 0,46   |
| 2      | 7,84                     | 7,66  | 3,38  | 1,32  | 0,79   | 0,48  | 3,43  | 0,27  | 2,65  | 0,51   |
| 3      | 18,35                    | 17,94 | 6,81  | 2,19  | 1,04   | 0,80  | 0,49  | 0,15  | 1,18  | 0,19   |
| 4      | 20,17                    | 12,97 | 7,62  | 2,45  | 1,30   | 0,82  | 1,90  | 0,25  | 2,01  | 0,24   |

Таблиця 4.5 – Коефіцієнт нерівномірності абсолютного повного тиску

На рисунку 4.9 наведені графіки розподілу коефіцієнта нерівномірності статичного і абсолютного повного тисків, статичної і абсолютної повної температури, а також середньоквадратичного відхилення  $\delta_{\alpha}$  для радіальної компоненти швидкості (V<sub>r</sub>).

З наведених на рисунку 4.9 графіків видно, що основний вплив від радіального паророзподілу зосереджено між перерізами з номерами 1 і 6. Ця область повністю відповідає розташуванню робочого колеса першого ступеня. Зниження ступеня парціальності призводить до збільшення коефіцієнта нерівномірності і середнього квадратичного відхилення компоненти швидкості. Найбільшу нерівномірність мають розподіли параметрів статичного та абсолютного повного тисків на режимах №3 та №4.



— – режим №1; — – режим №2; — ▲ – – режим №3; — – – режим №1;
 Рисунок 4.9 – Розподіл коефіцієнта нерівномірності:
 а – статичний тиск; б – абсолютний повний тиск; в – статична температура;

г – абсолютна повна температура; д – радіальна компонента швидкості

На рисунку 4.10 представлено розподіл по висоті каналу для абсолютного повного тиску, статичної температури та радіальної швидкості на часткових режимах №2 і №3. Видно, що всередині РК 1-го ступеня при просуванні до виходу спостерігається вирівнювання потоку по всій висоті каналу. При цьому основний потік зміщується з прикореневої області до периферії з утворенням зон вторинних течій.


а, в, д – режим №2; б, г,  $\epsilon$  – режим №3;

а, б – абсолютний повний тиск; в, г – статичний тиск; д,  $\varepsilon$  – радіальна швидкість

На рисунку 4.11 для всіх режимів показана структура потоку в середньому меридіональному перерізі. З проекцій векторів швидкості видно, що на часткових

режимах через різке розширення каналу спостерігається утворення відриву в кореневій зоні РК першого ступеня, а вирівнювання потоку починається вже в каналах робочого колеса.



Рисунок 4.11 – Вектори швидкості в середньому перерізі каналу 1-го ступеня: 1 – Режим №1; 2 – Режим №2; 3 – Режим №3; 4 – Режим №4

Аналіз даних в перерізах після 7-го показує, що кількісно і якісно нерівномірність потоку на часткових режимах близька до розподілу для номінального режиму, зазначеного безперервною лінією без маркерів. Найвиразніше це простежується за графіками статичного тиску, де однаково спостерігається підвищення нерівномірності потоку перед робочими колесами 2-го і 3-го ступенів (перерізи 7 і 9 відповідно) і її зменшення на виході з них (перерізи 8 і 10 відповідно).

На режимах №3 і №4 при проходженні потоком РК регулюючого ступеня найбільше значення коефіцієнта нерівномірності Р і Р<sub>0а</sub> зменшується в 15 – 25 разів, а для інших компонент – в 7 – 9 разів.

Врахування реальної товщини кільцевих роздільників проявляє вплив на структуру потоку та газодинамічні характеристики. Найбільш чітко це можна відстежити для номінального режиму роботи.

На рисунках 4.12 та 4.13 наведено розподіл осьової компоненти вектора швидкості та абсолютного повного тиску у перерізах перед робочими колесами 1-3 ступенів (~10 % перед РК). Видно, що навіть спрощена постановка без урахування реальної товщини роздільників надає можливість враховувати вплив аеродинамічного сліду на структуру потоку. Урахування товщини призводить до збільшення сліду насамперед перед РК 1-го ступеня, що чітко видно з обох розподілів. Середнє відхилення осьової швидкості складає 1,3 м/с для випадку d=0 мм, що дорівнює 3 % від середньої швидкості потоку, тоді як для випадку d=3 мм маємо 6,1 м/с, що складає 13,7 %. Незалежно від постановки простежується відсутність аеродинамічного сліду від кільцевих роздільників перед 2-м та 3-м ступенем, а структура потоку в зазначених перерізах є подібною якісно та кількісно. Встановлено, що урахування товщини роздільників d=3 мм зменшенню потужності на 0,1 – 0,2 MBт залежно від режиму роботи.

В таблиці 4.6 наведено порівняння інтегральних характеристик досліджуваного відсіку вихідної конструкції та запропонованого відсіку з радіальним паророзподілом.



— – без урахування товщини кільцевих роздільників; — 

 — – товщина кільцевих роздільників Змм

 Рисунок 4.12 – Осьова компонента вектора швидкості, режим №1:

 a) – перед РК 1ст.; б) – перед РК 2ст.; в) – перед РК 3ст.





|  | Режими  |              |              |              |  |  |  |  |
|--|---------|--------------|--------------|--------------|--|--|--|--|
| Параметри                                  | Nº1     | N <u>∘</u> 2 | N <u>∘</u> 3 | N <u>∘</u> 4 |  |  |  |  |
|  | 100 %   | 80 %         | 65 %         | 30 %         |  |  |  |  |
| Р <sub>0вх</sub> , МПа                     | 22,819  | 21,887       | 20,564       | 9,051        |  |  |  |  |
| Т <sub>овх</sub> , К                       | 808,802 | 806,597      | 811,192      | 748,004      |  |  |  |  |
| G, кг/с                                    | 277,754 | 243,551      | 165,112      | 73,306       |  |  |  |  |
| Вихідний регулюючий відсік (див. розділ 3) |         |              |              |              |  |  |  |  |
| ξ, %                                       | 16,94   | 18,4         | —            | —            |  |  |  |  |
| ξ <sub>вих. шв.</sub> , %                  | 2,06    | 1,45         | _            | _            |  |  |  |  |
| N, MBT                                     | 21,71   | 25,24        | _            | _            |  |  |  |  |
| Відсік з радіальним паророзподілом, d=0 мм |         |              |              |              |  |  |  |  |
| ξ, %                                       | 5,879   | 19,572       | 36,137       | 36,819       |  |  |  |  |
| ξ <sub>вих. шв.</sub> , %                  | 1,932   | 1,237        | 0,779        | 0,86         |  |  |  |  |
| N, MBt                                     | 23,769  | 27,345       | 18,229       | 8,405        |  |  |  |  |
| Відсік з радіальним паророзподілом, d=3 мм |         |              |              |              |  |  |  |  |
| ξ, %                                       | 6,67    | 20,3         | 36,8         | 37,4         |  |  |  |  |
| N, MBt                                     | 23,65   | 27,16        | 18,01        | 8,28         |  |  |  |  |

Таблиця 4.6 – Порівняння характеристик регулюючих відсіків

Видно, що газодинамічна ефективність регулюючого відсіку з радіальним паророзподілом для основних режимів вища за вихідну конструкцію, а для режимів з найменшим відкриттям не відрізняється суттєво. Для номінального режиму збільшення потужності складає понад 2 МВт, при цьому втрати кінетичної енергії менші на 11 %. Для всіх режимів основні процеси вирівнювання нерівномірності зосереджені в робочому колесі.

Слід зазначити, що наведена конструкція з радіальним паророзподілом не є результатом розв'язку задач оптимізації конструкції і має низку напрямів подальшого покращення.

# 4.2. Регулюючий відсік зі ступенями діагонального типу

Враховуючи той факт, що зазначений схематичний вигляд підводу з радіальним паророзподілом може мати труднощі при реалізації, прийнято рішення додатково розглянути можливість підвищення ефективності регулюючого ступеня за рахунок використання діагональних ступенів. Задача дослідження полягає у розробці нової проточної частини регулюючого відсіку парової турбіни К-325-23,5, що забезпечить суттєве покращення його газодинамічної ефективності в широкому діапазоні режимів роботи з одночасним забезпеченням надійності конструкції при дії статичних та динамічних навантажень.

Основні положення щодо напрямків покращення, які є основою цього дослідження, повністю співпадають з тими, що формулювались раніше [78, 79], а саме:

відмова від використання вирівнюючої камери та застосування профілів,
 малочутливих до нерозрахункових кутів натікання;

 переміщення регулюючого ступеня на середній діаметр, що розміщений максимально близько до діаметра першого ступеня тиску;

 забезпечення мінімально можливого значення ступеня парціальності регулюючого ступеня;

– встановлення в осьовому напрямку додаткового ступеня на місце камери вирівнювання для забезпечення ефективного використання теплового перепаду.

Як і раніше, при проектуванні спочатку виконується розрахунок основних геометричних характеристик проточної частини за одновимірною методикою, а потім побудова 3D геометрії проточної частини, проведення 3D розрахунків і доведення проточної частини [69]. За такою схемою, базуючись на більш ніж 100 варіаційних розрахунках просторової турбулентної течії пари, розроблено просторову модель лопатевої проточної частини регулюючого відсіку парової турбіни К-325-23,5, фрагмент меридіонального перерізу якого наведено на рисунку 4.14.

Об'єкт дослідження складається з регулюючого ступеня (1-й ступінь) та двох ступенів тиску (2-й та 3-й) (рис. 4.15–4.17). Конструктивними особливостями є використання ступенів діагонального типу, профілі лопаток НА яких є малочутливими до нерозрахункових кутів натікання (рис. 4.16). Більше інформації щодо геометричних характеристик наведено в таблиці 4.7.



Рисунок 4.14 – Вигляд меридіонального перерізу проточної частини регулюючого відсіку, погоджений з АТ «Турбоатом»



Рисунок 4.15 – Схема перетікань в регулюючому відсіку



Рисунок 4.16 – Вигляд перерізів направляючих лопаток 1-3 ступеня



Рисунок 4.17 – Вигляд перерізів робочих лопаток 1-3 ступеня

| Параметр                                       | HA1              | PK1    | HA2    | РК2    | HA3    | РК3   |
|--|------------------|--------|--------|--------|--------|-------|
| $1/b^{1)}$                                     | 0,71             | 0,938  | 0,803  | 0,895  | 0,763  | 0,891 |
| D <sub>ср</sub> , м                            | 0,9547           | 0,9391 | 0,9062 | 0,8935 | 0,8701 | 0,868 |
| t/b <sup>1)</sup>                              | 0,592            | 0,666  | 0,508  | 0,78   | 0,58   | 0,75  |
| D/1  | 15,92            | 20,87  | 12,09  | 25,53  | 14,51  | 28,94 |
| Ζ, шт.   | 48 <sup>2)</sup> | 92     | 60     | 92     | 60     | 108   |
| $\alpha_{1e\phi}, \beta_{2e\phi}, градус^{1)}$ | 14,0             | 19,0   | 15,4   | 20,0   | 15,7   | 19,0  |

Таблиця 4.7 – Геометричні характеристики ступенів ЦВТ

<sup>1)</sup> На середньому діаметрі.

<sup>2)</sup> Ступінь парціальності 0.8.

3D газодинамічні розрахунки виконано за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*. Режими роботи співпадають з тими, що наведено у таблиці 3.2 для регулюючого відсіку парової турбіни К-325-23,5. Для регулювання режиму роботи так само використовується парціальний підвід пари через блоки клапанів і соплові коробки перед першим ступенем ЦВТ, розміщені по колу. Подачу пари виконано з різним ступенем парціальності залежно від режиму, а саме:

- 100 % 0,8 (48 канали відкриті / 60 каналів НА1);
- 90, 80 % 0,58333 (35 каналів відкриті / 60 каналів НА1);
- 70, 60 и 50 % 0,36666 (22 канали відкриті / 60 каналів НА1).

На всіх режимах роботи враховано міждискові та надбандажні перетікання пари, схема та значення яких зображені на рисунку 4.15 та в таблиці 4.8 відповідно.

| Режим, % | G1    | Gку   | Gрк1  | G2-4  | Gна2 | Gрк2 | Gна3 | <b>Gpк3</b> |
|----------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|-------------|
| 100      | 277,1 | 3,614 | 7,216 | 273,5 | 1,81 | 3,04 | 2,02 | 3,00        |
| 90       | 250,2 | 3,180 | 5,830 | 247,0 | 1,63 | 2,75 | 1,82 | 2,71        |
| 80       | 223,6 | 3,180 | 5,120 | 220,4 | 1,45 | 2,44 | 1,62 | 2,41        |
| 70       | 191,8 | 2,367 | -     | 189,4 | 1,27 | 2,15 | 1,42 | 2,12        |
| 60       | 168,7 | 2,169 | -     | 166,5 | 1,09 | 1,83 | 1,21 | 1,81        |
| 50       | 137,8 | 1,678 | -     | 136,1 | 0,90 | 1,41 | 1,01 | 1,51        |

Таблиця 4.8 – Значення перетікань в регулюючому відсіку (кг/с)

Для чисельного моделювання відсік відображається на розрахункову область за допомогою структурованої сітки Н-типу з сумарною кількістю ~3.2 млн комірок, характеристики якої наведено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Характеристики розрахункової сітки Н-типу

| Параметр               | Регулюючий ступінь |           | 1-й ступ  | інь тиску | 2-й ступінь тиску |           |  |
|------------------------|--------------------|-----------|-----------|-----------|-------------------|-----------|--|
|                        | HA                 | РК        | HA        | РК        | HA                | РК        |  |
| $N^{1)}$               | 72.72.104          | 72.72.108 | 72.72.100 | 72.72.100 | 72.72.100         | 72.72.108 |  |
| $N_{\delta}^{(2)}$     | 18                 | 18        | 18        | 18        | 18                | 18        |  |
| $\delta \cdot 10^{43}$ | 810                | ≈7        | 810       | ≈7        | ≈8…10             | ≈7        |  |
| Y+                     | 2.6                | 4.8       | 2.4       | 5.8       | 2.8               | 6.8       |  |

<sup>1)</sup> Кількість комірок в каналі у вигляді  $N_{pag.} \cdot N_{колов.} \cdot N_{осьов.}$ <sup>2)</sup> Кількість комірок в приграничному шарі.

<sup>3)</sup> Товшина сіткового приграничного шару.

На рисунках 4.18 – 4.23 наведено візуалізацію просторової в'язкої течії в проточній частині для режимів роботи 100 %, 80 % та 50 %. Із наведених результатів спостерігається покращена картина натікання без істотних відривів потоку. Для номінального режиму кут натікання є близьким до безударного натікання. Для режиму 80%, починаючи з РК 1-го ступеня, спостерігається натікання з додатнім кутом натікання. Режим 50 % характеризується збільшеним додатнім кутом натікання, тобто потік пари ще більше взаємодіє зі стороною тиску лопатки. При цьому картина натікання є безвідривною, що сприяє високому рівню газодинамічної ефективності регулюючого відсіку.







а, в, д – НА 1, 2 та 3 ступеня відповідно; б, г, е – РК 1, 2 та 3 ступеня відповідно







Рисунок 4.21 – Ізолінії статичного тиску, режим 80 %: а, в, д – НА 1, 2 та 3 ступеня відповідно; б, г, е – РК 1, 2 та 3 ступеня відповідно



б, г, е – РК 1, 2 та 3 ступеня відповідно



а, в, д – НА 1, 2 та 3 ступеня відповідно; б, г, е – РК 1, 2 та 3 ступеня відповідно

В таблиці 4.10 та на рисунку 4.24 наведено порівняння інтегральних характеристик, отриманих за результатами розрахунків просторової течії, для регулюючого відсіку К-325-23,5 та розробленої проточної частини діагонального типу. На графіках потужності також зображені результати розрахунку, отримані за одновимірною методикою АТ «Турбоатом».

| Порометри                       | Режими  |            |            |         |        |        |  |  |
|---------------------------------|---------|------------|------------|---------|--------|--------|--|--|
| Параметри                       | 100 %   | 90 %       | 80 %       | 70 %    | 60 %   | 50 %   |  |  |
| $N_{2ct12ct.}^{1)}, MBt$        | 89,10   | 76,10      | 68,30      | 53,60   | 49,00  | 37,40  |  |  |
|                                 | Регулюю | очий відсі | к К-325-23 | 3,5     |        |        |  |  |
| Витрати, т/г                    | 1001,00 | 894,00     | 798,00     | 701,00  | 614,00 | 501,00 |  |  |
| ККД, %                          | 83,70   | 83,40      | 74,00      | 74,7    | 73,70  | 73,70  |  |  |
| ККД <sup>2)</sup> , %           | 78,94   | 78,44      | 65,04      | 70,06   | 61,26  | 52,55  |  |  |
| N <sub>PC</sub> , MBt           | 13,20   | 17,70      | 17,00      | 21,1    | 19,60  | 16,50  |  |  |
| N <sub>2ст.</sub> , МВт         | 8,48    | 7,49       | 6,56       | 6,0     | 5,36   | 4,43   |  |  |
| N <sub>PC+2ct</sub> ., MBt      | 21,71   | 25,24      | 23,53      | 27,07   | 24,93  | 20,97  |  |  |
| N <sub>ЦВТ</sub> , MBт          | 110,80  | 101,30     | 91,80      | 80,6    | 74,00  | 58,40  |  |  |
| I                               |         | відсік діа | гональног  | го типу |        |        |  |  |
| Витрати, т/г                    | 997,00  | 901,00     | 805,00     | 690,00  | 607,00 | 496,00 |  |  |
| ККД, %                          | 91,00   | 88,80      | 81,80      | 80,00   | 79,80  | 78,60  |  |  |
| ККД <sup>2)</sup> , %           | 85,83   | 83,52      | 71,91      | 75,03   | 66,33  | 56,04  |  |  |
| N <sub>PC</sub> , MBt           | 9,10    | 12,70      | 12,60      | 16,70   | 15,30  | 12,80  |  |  |
| N <sub>2ст.</sub> , МВт         | 7,37    | 7,96       | 8,35       | 7,31    | 6,76   | 5,67   |  |  |
| N <sub>3ст.</sub> , МВт         | 7,24    | 6,37       | 5,38       | 4,55    | 4,34   | 3,57   |  |  |
| N <sub>PC+2ct.+3ct.</sub> , MBt | 23,70   | 27,00      | 26,30      | 28,60   | 26,30  | 22,00  |  |  |
| N <sub>ЦВТ</sub> , MBт          | 112,80  | 103,10     | 94,60      | 82,20   | 75,40  | 59,50  |  |  |
| Δ ККД, %                        | 7,30    | 5,40       | 6,50       | 5,30    | 6,10   | 4,90   |  |  |
| $\Delta N, MBT$                 | 2,00    | 1,79       | 1,98       | 1,52    | 1,42   | 1,06   |  |  |

Таблиця 4.10 – Інтегральні характеристики

<sup>1)</sup> Потужність останніх 10 ступенів ЦВТ К-325-23,5 (без змін) отримано за результатами одновимірного розрахунку АТ «Турбоатом».

<sup>2)</sup> Втрати на клапанах враховані за результатами одновимірного розрахунку АТ «Турбоатом».

Для порівняння потужності всього ЦВТ використані значення потужності з одновимірних розрахунків АТ «Турбоатом» для останніх 10-ти ступенів тиску. Втрати на клапанах так само враховані за даними АТ «Турбоатом».



-•- розроблена проточна частина діагонального типу, розрахунок *IPMFlow*;
 -Δ- – вихідна проточна частина, одновимірна методика AT «Турбоатом»;
 ---- – вихідна проточна частина, розрахунок *IPMFlow*

Рисунок 4.24 – Порівняння енергетичних характеристик:

а, б – потужність регулюючого відсіку та ЦВТ;

г, д – ККД регулюючого відсіку без та з врахуванням втрат на клапанах

ККД розробленої проточної частини регулюючого відсіку ЦВТ за результатами виконаних досліджень становить 91,0 % (з урахуванням відбору пари) на номінальному режимі без урахування втрат на клапанах та 85,8 % із

урахуванням втрат на клапанах. Збільшення газодинамічної ефективності у порівнянні з вихідною конструкцією становить від 6 до 10 % за коловим ККД, а також від 1 до 2 МВт потужності в залежності від режиму роботи.

## 4.3. Подальші напрямки вдосконалення регулюючого відсіку

Отримані результати безумовно розв'язують задачу вдосконалення регулюючого відсіку парових турбін великої потужності, проте слід зазначити деякі особливості:

 – радіальна парціальність: задача пошуку оптимальної конструкції не розв'язувалась, хоча це є важливим для розробки проточної частини підвищеної ефективності у всьому діапазоні режимів роботи;

– діагональні ступені: розроблено проточну частину регулюючого відсіку, що є кращою за вихідну конструкцію для всіх режимів роботи; проте зазначена конструкція зберігає всі недоліки парціального підводу пари з коловою нерівномірністю та потребує подальших досліджень щодо методу зниження колової нерівномірності (вибір форми вирівнюючої камери, застосування спеціальних конструктивних рішень типу сито, тощо).

Виходячи з цього, важливим є формулювання напрямків та задач для подальшого вдосконалення регулюючих ступенів ЦВТ парових турбін великої потужності, що спираються на розроблені підходи. Зокрема такі:

– оцінка впливу форми меридіональних обводів проточної частини регулюючого ступеня (прямі; з прикореневим та периферійним розкриттям; з конфузорністю каналу перед РК регулюючого ступеня/перед НА першого ступеня тиску) на газодинамічну ефективність регулюючого відсіку;

 оцінка впливу міжступеневого зазору першого та другого ступеня, а також міжвінцевого зазору регулюючого ступеня на газодинамічну ефективність регулюючого відсіку з радіальною парціальністю;  – оцінка впливу компонування паророзподільної кільцевої камери на газодинамічну ефективність регулюючого ступеня та регулюючого відсіку в цілому;

 формулювання та розробка методів вирішення комплексної задачі проектування регулюючого відсіку з парціальним паророзподілом радіального типу та ступенями осьового/діагонального типу.

## 4.4. Висновки по розділу 4

- Запропоновано новий підхід до організації парціального паророзподілу радіальний паророзподіл, на основі якого розроблено конструктивне рішення регулюючого відсіку для парової турбіни К-325-23,5 без вирівнюючої камери і з трьома кільцевими камерами висотою 10,0 мм коренева, 6,7 мм середня і 16,7 мм верхня відповідно [52, 62, 77].
- Встановлено, що використання паророзподілу з радіальною парціальністю забезпечує необхідні параметри часткових режимів роботи турбіни і має високу газодинамічну ефективність на номінальному режимі [53, 54, 77].
- Показано, що вплив радіальної парціальності на параметри газодинамічної ефективності в більшій мірі проявляється в регулюючому ступені й істотно меншій в другому і третьому ступенях. Рівень ККД 2-го ступеня тиску суттєво не залежить від режиму роботи [77].
- Для всіх режимів основні процеси вирівнювання нерівномірності потоку зосереджені в робочому колесі. Для режиму парціальності ε = 0.4 (режими №3, 4) найбільше значення коефіцієнта нерівномірності Р і Р<sub>0а</sub> зменшується в 15 25 разів, а для інших компонент в 7 9 разів у порівнянні із параметрами за сопловим апаратом регулюючого ступеня [56, 78].
- 5. Встановлено, що урахування товщини роздільників d=3 мм призводить до збільшення втрат кінетичної енергії потоку ξ на 0,7 0,8 % та зменшення потужності на 0,1 0,2 МВт залежно від режиму роботи. Вплив аеродинамічного сліду від кільцевих роздільників регулюючого ступеня з

радіальним паророзподілом на структуру потоку в перших ступенях тиску не встановлено [56].

- 6. Встановлено, що газодинамічна ефективність регулюючого відсіку з радіальним паророзподілом для основних режимів вища за вихідну конструкцію з коловим сопловим паророзподілом, а для режимів з найменшим відкриттям не відрізняється суттєво. Для номінального режиму збільшення потужності складає понад 2 МВт, при цьому втрати кінетичної енергії менші на 11 %.
- 7. Встановлено, що використання регулюючого відсіку із ступенями діагонального типу та коловим парціальним підводом забезпечує необхідні параметри часткових режимів роботи турбіни і має високу газодинамічну ефективність в широкому діапазоні режимів роботи.
- 8. Розроблено проточну частину регулюючого відсіку К-325-23,5, що складається з трьох ступенів діагонального типу та використовує лопатки, малочутливі до нерозрахункових кутів натікання. ККД розробленого регулюючого відсіку становить 91,0 % на номінальному режимі без урахування втрат на клапанах та 85,8 % із урахуванням втрат на клапанах. Збільшення газодинамічної ефективності у порівнянні з вихідною конструкцією становить від 6 до 10 % за коловим ККД, а також від 1 до 2 МВт потужності залежно від режиму роботи [55].

#### ВИСНОВКИ

Дисертаційну роботу присвячено розв'язку важливої науково-практичної задачі, а саме розробці та дослідженню способів підвищення газодинамічної ефективності та зниженню колової нерівномірності потоку в регулюючих відсіках ЦВТ парових турбін з сопловим паророзподілом. Основні результати та висновки:

1. Сформульовано математичну модель та реалізовано в програмному комплексі *IPMFlow* спрощену квазінестаціонарну постановку розрахунку нестаціонарних просторових турбулентних течій пари, основне припущення якої полягає у знехтуванні зміною взаємного положення границь ковзання між суміжними вінцями у часі. Наведено результати верифікації методу для задач чисельного дослідження газодинамічних процесів в проточних частинах відсіків циліндра високого тиску парової турбіни. Показано задовільне узгодження експериментальних та розрахункових даних.

2. Виконано чисельне дослідження впливу соплового паророзподілу з коловою парціальністю на просторову структуру потоку регулюючого відсіку ЦВТ парової турбіни потужністю 325 МВт. Проведено аналіз газодинамічної ефективності роботи перших ступенів ЦВТ для основних режимів парціального підводу пари.

3. Розроблено форму широкохордної лопатки направляючого апарату першого ступеня тиску, малочутливу до нерозрахункових кутів натікання потоку в діапазоні –60 до +60 градусів від осьового напрямку, застосування якої дозволило знизити втрати кінетичної енергії в відсіку на 4,2 %.

4. Виконано аналіз особливостей вирівнювання параметрів потоку в регулюючому відсіку, спричинених коловою парціальністю. Показано, що вирівнююча камера знижує коефіцієнт нерівномірності повного тиску до 3-х разів, а повної температури – до 6-ти разів, порівняно зі значеннями за робочим колесом регулюючого ступеня.

5. Вперше запропоновано новий підхід до організації парціального паророзподілу — радіальний паророзподіл, на основі якого розроблено

конструктивне рішення регулюючого відсіку для парової турбіни К-325-23,5 без вирівнюючої камери і з трьома кільцевими камерами. Розробка захищена патентом на корисну модель.

6. Встановлено степінь впливу радіальної парціальності на газодинамічну ефективність регулюючого ступеня та перших ступенів тиску. Найбільша залежність спостерігається для регулюючого ступеня й істотно менша в ступені тиску. Рівень ККД 2-го ступеня тиску суттєво не залежить від режиму роботи.

7. Встановлено вплив режиму роботи на процеси вирівнювання нерівномірності потоку в проточній частині регулюючого відсіку з радіальним паророзподілом. Показано, що основні процеси вирівнювання відбуваються в робочому колесі регулюючого ступеня, яке знижує коефіцієнт нерівномірності в 15-25 разів для тиску та в 7-9 разів для інших компонент у порівнянні зі значеннями на вході. Використання регулюючого відсіку з радіальним паророзподілом забезпечує збільшення потужності ЦВТ на 1-2 МВт та зниження втрат кінетичної енергії на 6-11% для основних режимів порівняно з вихідною конструкцією.

8. Розроблено проточну частину регулюючого відсіку К-325-23,5, що складається з трьох ступенів діагонального типу та використовує лопатки, малочутливі до нерозрахункових кутів натікання. Радіальна камера вирівнювання тиску відсутня. ККД розробленого регулюючого відсіку становить 91,0 % на номінальному режимі без урахування втрат на клапанах та 85,8 % із урахуванням втрат на клапанах. Коловий ККД збільшився на 6–10 %, а потужність відсіку – на 1–2 МВт залежно від режиму роботи.

Результати роботи використані АТ «Турбоатом» (м. Харків) при виборі 9. газодинамічної підвищення ефективності проточної напрямків частини регулюючого відсіку та перших ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5, а також в учбовому процесі на кафедрі теплоенергетики та енергозберігаючих технологій Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків), що підтверджено відповідними актами.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андерсон Д., Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. М.: Мир, 1990. 725 с.

2. А. с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С. В. Єршов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, ПА № 77; 19.02.96. – 1 с.

3. А. с. Регулируемый сопловой аппарат паровой турбины / В. А. Вахрушев, И. Г. Левит, Ю. П. Осипов. – Государственный комитет СССР по делам изобретений и открытий, SU № 802562; 15.02.81. – 2 с.

4. А. с. Регулируемая турбомашина / Ю. В. Демин, Е. А. Игнатьевский,
Б. А. Коршунов, Т. Н. Степанова, В. А. Фадеев. – 1281684 СССР, МКИ F OID 17/12 – 1984. – 1 с.

5. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин / Кириллов И. И., Яблоник Р. М., Карцев Л. В. и др.; под общ. ред. И. И. Кириллова, проф. Москва : Машгиз, 1958. 248 с.

6. Аэродинамика турбин и компрессоров / Под ред. У.Р. Хауторна. М.: Машгиз, 1958. 248с.

7. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Афанасьева Н. Н., Бусурин В. Н., Гоголев И. Г. и др.; под общ. ред.
В. А. Черникова. Л.: Машиностроение: Ленингр. отделение, 1980. 263 с.

8. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение комбинированной программы регулирования для турбоустановок большой мощности с сопловым парораспределением // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. № 17 (1126). С. 75–80.

9. Баринберг Г. Д. Система подвода пара к цилиндру турбины / Пат. Российская Федерация, МПК F01D 9/00. – № 2217598, 2003 г. – 1 с.

10. Бирюков А. В., Голушко А. Н., Осипов А. В. Повышение эффективности работы парциального отсека паровой турбины с использованием физического и численного моделирования // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. № 3. С. 40–45.

11. Бойко А. В., Говорущенко Ю. Н., Усатый А. П., Авдеева Е. П. Оценка влияния межвенцового зазора на эффективность регулирующей ступени на переменном режиме // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. № 7. С. 49–53.

12. Бойко А. В., Усатый А. П., Авдеева Е. П. Численное исследование эффективности уравнительной камеры за регулирующей ступенью на разных режимах работы // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. № 1(1044). С. 6–11.

13. Вольфсон И. М., Гребнев В. К. Влияние сопловой решетки на работу предыдущей ступени // Теплоэнергетика. 1974. № 6. С. 53–55.

14. Волков Ю. П. Газодинамічне вдосконалення ступенів активного типу циліндра високого тиску парової турбіни з використанням просторового профілювання лопаток : дис. ... к-та техн. наук: 05.05.16 / Волков Юрій Павлович. – Харків: ІПМаш А. М. Підгорного НАН України., 2012. – 158 с.

15. Галацан В. Н., Гольман В. И., Зарубин Л. А. Исследование регулировочной ступени совместно с последующим направляющим аппаратом // Теплоэнергетика. 1985. № 7. С. 61–63.

16. Галацан В. Н., Пясик Д. Н., Коломеец М. С. Влияние неравномерности входного потока на силовые характеристики последующего соплового аппарата // Теплоэнергетика. 1990. № 9. С. 45–47.

17. Лазарев Л. Я., Степанова Т. Н., Ряховская Н. В., Фадеев В. А. Геометрические и энергетические характеристики профилей турбинных лопаток постоянного сечения: учебное пособие по курсу Энергетические машины. М.: МЭИ, 2004. 51 с.

18. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Р. Жандковски. Нестационарные силы и упругие колебания рабочих лопаток осевого компрессора при парциальном поводе // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». Харків: НТУ «ХПІ», 2012. № 7. С. 29–38.

19. Гоголев И. Г., Климцов А. А. Зависимость КПД двухступенчатого отсека турбины от расстояния между ступенями // Теплоэнергетика. 1974. № 3. С. 20–21.

20. Гоголев И. Г., Дроконов А. М., Тарасов В. В. Характеристики двухступенчатого отсека и его второй ступени при парциальном впуске первой ступени // Теплоэнергетика. 1983. № 6. С. 24–26.

21. Гоголев И. Г. Совершенствование рабочего процесса тепловых турбин с целью снижения потерь энергии на основе аэродинамических исследований ступеней, входных, переходных и выходных патрубков при их совместной и изолированной работе: Автореф. дисс. ... доктора техн. Наук. – Брянск, 1985. – 20 с.

22. Совершенствование Голушко А. Н. камеры регулирующей за ступенью паротурбинной установки на основе численного моделирования: 05.04.12 "Турбомашины и автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. комбинированные турбоустановки" / Голушко Андрей Николаевич; СПбГТУ. – Санкт-Петербург, 2011. – 16 с.

23. Голушко А. Н. Система регулирования направлением потока в камере регулирующей ступени паровой турбины / А. Н. Голушко, А. В. Бирюков, В. Т. Буглаев, А. В. Осипов // Пат. Российская Федерация, МПК F01D 17/14, F01D 9/04. – № 2010112724/06(017880); заявл. 01.04.2010. – 6 с.

24. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С. К. Годунов, А. В. Забродин, М. Я. Иванов и др. М.: Наука, 1976. 400 с.

25. Губарев Э. И. О влиянии неравномерности потока на характеристики решеток // Теплотехника,1963. № 6. С. 46–48.

26. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965. 96 с.

27. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Исследование одновенечных ступеней при парциальном подводе пара // Теплоэнергетика, 1963. №7. С. 16–19.

28. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М.: Госэнергоиздат, 1961. 671 с.

29. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергия, 1968. 423 с.

30. Ермолаев В. В. Применение численного моделирования пространственных течений вязкого газа для совершенствования элементов проточной части ЦВД турбины Т-100-130 // Международная науч.-техн конференция "Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования". Харьков, 2006. – 11 с.

31. Отработка элементов модернизированной проточной части Т-100-12,8 средствами вычислительной аэродинамики / В. В. Ермолаев, Н. Н. Гудков, А. Н. Бабиев, В. И. Кириллов // Теплоэнергетика. 2007. № 4. С. 22–27.

32. Ершов С. В., Яковлев В. А. Аэродинамическая оптимизация лопаточных аппаратов турбин: подходы, методы, результаты // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 2. С. 3–13.

33. Зарянкин А. Е., Барановский Б. В., Тюфяков Н. И. Влияние входной неравномерности потока на величину потерь энергии в каналах различной формы // Изв. вузов «Энергетика». 1980. № 1. С. 74–77.

34. Завадовский А. Н. Основы проектирования проточной части паровых и газовых турбин. М.: Машгиз, 1960. 246 с.

35. Зарянкин А. Е., Зройчиков Н. А., Арианов С. В. Снижение неравномерности параметров потока при входе в сопловой аппарат первой нерегулируемой ступени паровой турбины с сопловым парораспределением // Теплоэнергетика. 2006. № 11. С. 4–9.

36. Пути снижения отрицательного влияния регулирующей ступени на экономичность последующих ступеней паровой турбины / А.Е.Зарянкин,

С. В. Арианов, В. А. Зарянкин, А. Н. Парамонов, О. М. Фичоряк // Проблемы машиностроения. 2006. № 4. С. 46–51.

37. Использование перфорированных экранов в камере регулирующей ступени паровой турбины с сопловым парораспределителем / А. Е. Зарянкин, С. В. Арианов, В. А. Зарянкин, А. Н. Парамонов, О. М. Фичоряк // Тяжелое машиностроение, 2007. № 1. С. 10–15.

Зарянкин А. Е. Проточная часть паровой турбины. Патент на изобретение №2296224 RU с приоритетом / А. Е. Зарянкин, С. В. Арианов, В. А. Зарянкин, А. Н. Парамонов, О. Н. Фичоряк – М., 2007. – 1 с.

39. Зоммерфельд А. Термодинамика и статическая физика. М.: Иностранная литература, 1995. 479 с.

40. Інформація про роботу електроенергетичного комплексу за 12 місяців 2018 року / М-во енергетики та вугільної промисловості України. URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245337826

41. Кириллов И. И., Ласкин А. С., Шпензер Г. Г. Влияние нестационарности потока на КПД турбинных ступеней // Теплоэнергетика,1970. № 10. С. 21–23.

42. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 535 с.

43. Кончаков Е. И. Совершенствование судовых парциальных турбомашин на малых моделях: автореф. дис. ... доктора техн. наук: спец. 05.08.05 "Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)" / Кончаков Евгений Иванович; Дальневосточный государственный технический университет им. В. В. Куйбышева. – Владивосток, 2001. – 39 с.

44. Кострыкин В. А., Шелепов И. Г., Шубенко А. Л. Теория тепловых процессов и современные проблемы реновации паротурбинных установок. Харьков, 2007. 208 с.

45. Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А.В.Русанов,

Е.В. Левченко, В.Л. Швецов, А.И. Косьянова // Проблемы энергосбережения Украины и пути их решения: тезисы докл. VI Всеукраинской научно-технической конференции. Харьков, 2010. С. 4.

46. Русанов А. В., Хорев О. Н., Косьянова А. И. Газодинамическое совершенствование ЦВД паровой турбины К-325-23,5 // Тезисы Международной научно-практической конференции «Физико-технические проблемы энергетики и пути их решения 2011», Харьков, 2011. С. 46.

47. Косьянова А. И. Газодинамическое совершенствование первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2011. С. 54.

48. Косьянова А. И. Повышение газодинамической эффективности первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на частичных режимах работы // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2012. С. 56.

49. Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження роботи перших ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 // XXII Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2014), НТУ «ХПІ», Харків, 2014. Ч. 1. С. 276.

50. Косьянов Д. Ю., Косьянова А. И. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на номинальном режиме работы // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2014. С. 38.

51. Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження роботи регулюючого відсіку ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 на частковому режимі експлуатації // ХХІІІ Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2015), НТУ «ХПІ», Харків, 2015. Ч. 1. С. 290.

52. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Применение регулирующих ступеней с радиальным парциальным парораспределением в паротурбинных установках [электронный ресурс] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тезисы докладов XV MHTK. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. 1 электрон. опт. диск.

53. Косьянова А. И. Новый способ организации парциального парораспределения паровых турбин // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. С. 28.

54. Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Розробка радіального паророзподілу для забезпечення часткових режимів роботи парових турбін // XXIV Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2016), НТУ «ХПІ», Харків, 2016. Ч. 1. С. 285.

55. Розробка системи соплового регулювання нового типу для парових турбін серії К-300 з метою підвищення їх економічності та надійності / Русанов А. В., Швецов В. Л., Пащенко Н. В., Чугай М. О., Кожешкурт І. І., Косьянова А. І. [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: АТ «Турбоатом», Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 1 електрон. опт. диск.

56. Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження процесів вирівнювання потоку в регулюючому відсіку з радіальним парціальним паророзподілом [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, АТ «Турбоатом», 2019 р. 1 електрон. опт. диск.

57. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. – 840 с.

58. Мацевитый Ю. М. Обеспечение устойчивого функционирования энергетического комплекса Украины на основе инновационных технологий / Ю. М. Мацевитый, В. В. Соловей, Н. Г. Шульженко и др. // Компрессор. и энерг. машиностроение. 2008. № 3. С. 9–13.

59. Марков Н. М. Расчет аэродинамических характеристик плоской решетки профилей осевых турбомашин. М.; Л.: Машгиз, [Ленингр. отд-ние], 1952.
 – 104 с.

60. Осипов А. В. Исследование камеры за регулирующей ступенью / А. В. Осипов, А. В. Бирюков, А. Н. Голушко; Под ред. Ю. И. Фокина // Совершенствование энергетических машин: сб. науч. Тр. Брянск: Изд-во БГТУ, 2009. С. 144–166.

61. Осипов А. В., Голушко А. Н., Бирюков А. В. Результаты экспериментального исследования течения потока в уравнительной камере за регулирующей ступенью // Вестник Брянского государственного университета. 2011. № 3(31). С. 80–87.

62. Патент № UA 113710 C2 (Україна). Система соплового парозподілу парової турбіни /МПК (2016.01) F24D 3/18(2006.01) F24H 4/02(2006.01) F01K 25/02(2006.01) / Русанов А. В., Шубенко О. Л., Сухінін В. П., Швецов В. Л., Косьянова А. І.; Заявл. № а 2016 08387. Дата подання 29.07.2016, Опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3, 4 с.

63. Парамонов А. Н. Разработка и исследование систем нерегулируемых отборов турбин ТЭС и АЭС: автореф. дисс. .... канд. техн. наук. – М., 1990. – 20 с.

64. Рейклейтис Г. Оптимизация в технике. В 2 кн. Кн.1 / Г. Реклейтис, А. Рейвиндрад, К. Рэгсдел. М.: Мир, 1986. 350 с.

65. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. М.: Мир, 1980. – 616 с.

66. Русанов А. В., Ершов С. В. Метод расчета трехмерных турбулентных течений в проточных частях произвольной формы // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: сб. науч. тр. – Харьков: ИПМАШ НАН Украины, 2003. С. 132–136.

67. Русанов А. В., Ершов С. В. Пространственная структура трехмерных вязких нестационарных течений в лопаточных аппаратах турбин // Компрессор. и энерг. машиностроение. 2006. № 1. С. 98–101.

68. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов; Монография. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.

69. Русанов А. В., Пащенко Н. В., Косьянова А. И. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Харьков, 2009. Т.2, № 7(38). С. 32–37.

70. Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А.В.Русанов, Е.В.Левченко, В.Л.Швецов, А.И.Косьянова // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. № 3. С. 12–18. ISSN 2078-774Х.

71. Повышение газодинамической эффективности первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 / А. В. Русанов, Е. В. Левченко, В. Л. Швецов, А. И. Косьянова // Компрессорное и энергетическое машиностроение. Сумы, 2011. № 1(23). С. 28–32. ISSN 2413-4554.

72. Русанов А. В., Косьянова А. И. Оценка возможности применения поворотных лопаток направляющего аппарата ступеней осевого и радиальноосевого типов ЦВД для регулирования режима работы паровой турбины К-325-23,5 // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. № 7. С. 39–48.

73. Русанов А. В. Использование современных компьютерных технологий для создания высокоэффективных проточных частей радиальноосевого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. Сумы, 2013. № 2(32). С. 4–9.

74. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5 / А. В. Русанов, А. И. Косьянова,

П. Н. Сухоребрый, О. Н. Хорев // Наука та інновації. Київ, 2013. № 1. С. 33–40. ISSN 1815-2066.

75. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325-23,5. Научно-технический журнал «Вестник двигателестроения». Харьков, 2014. № 2. С. 90–95. ISSN 1727-0219.

76. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на режиме парциальности 0.4. // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2015. № 9/126. С. 75–80. ISSN 1727-7337.

77. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Разработка нового способа парциального парораспределения для обеспечения частичных режимов работы мощных паровых турбин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Харьков, 2015. № 6(8). С. 24–28. ISSN 1729-3774.

78. Русанов А. В., Косьянов Д. Ю., Косьянова А. И. Исследование пространственного потока пара в регулирующем отсеке с радиальным парциальным парораспределением // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2016. № 7(134). С. 43–48. ISSN 1727-7337.

79. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок / А. В. Русанов, В. І. Гнесін, О. М. Хорєв та ін.: за заг. ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанова; Монографія. – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. – 386 с.

Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский; перевод с польского И. Д. Рудинского. М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 452 с.

81. Соколовский Г. А., Гнесин В. И. Нестационарные трансзвуковые и вязкие течения в турбомашинах. К.: Наук. думка, 1986. 264 с.

82. Стан теплових електростанцій України, перспективи їх оновлення і модернізації / Міністерство енергетики та вугільної промисловості України. URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art\_id=93895&cat\_id=35082

83. Стодола А. Паровые турбины и будущность тепловых двигателей – Опыты и теорет. исслед. А. Стодола, проф. Политехникума в Цюрихе; Пер. с разрешения авт. с соч. Die Dampfturbinen und die Aussichten der Wärmekraftmaschinen, Dr. A. Stodola, инж.-мех. В. Л. Малеев, лаборант при Инж. лаб. С.-Петерб. политехн. ин-та. – Санкт-Петербург: «Столичная скоропечатня» С. Х. Золотухина, 1904. – XVI. – 253 с.

84. Субботин В. Г., Левченко Е. В., Швецов В. Л. Паровые турбины ОАО «Турбоатом» для тепловых электростанций // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. № 3. С. 6–17.

85. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины // 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1990. 640 с. – ISBN 5-283-00069-9.

86. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний. М.: Издательство МЭИ, 2001. 488 с.

87. Фадеев В. А. Характеристика осевой турбинной ступени с радиальным сопловым аппаратом при полном и частичном подводе рабочего тела: автореферат дис. ... к-та техн. наук: 05.04.12 / Фадеев Валерий Александрович. – Москва: Московский энергетический институт, 1992. – 20 с.

88. Фичоряк О. М. Исследование и разработка способов повышения эффективности работы мощных теплофикационных турбин: дис. ... к-та техн. наук: 05.04.12 / Фичоряк Ольга Михайловна. – Москва: Московский энергетический институт, 2007. – 180 с.

89. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х т. М.: Мир, 1991. Т. 2. 552 с.

90. Фролов В. В., Игнатьевский Е. А. О краевых потерях энергии в турбинных ступенях с парциальным впуском // Теплоэнергетика. 1971. №1. С. 77–79.

91. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. М.: Мир, 1975. 535 с.

92. Хутский Г. И. Выбор оптимального смещения активных дуг сопел в группе парциальных ступеней // В кн.: Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин; Под общ. ред. И.И. Кириллова. М.: Машгиз, 1958. С. 159–164.

93. Хутский Г. И. Влияние неравномерности входного профиля скоростей на работу турбинной ступени // В кн. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин; Под общей ред. И.И. Кириллова. М.: Машгиз, 1958. С. 173–181.

94. Шубенко-Шубин Л. А. Особенности конструкций новейших паровых турбин большой мощности. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. 136 с.

95. Щегляев А.В. Паровые турбины: теория теплового процесса и конструкции турбин (Книга 1). М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.

96. Щегляев А.В. Паровые турбины: теория теплового процесса и конструкции турбин (Книга 2). М.: Энергоатомиздат, 1993. 416 с.

97. Энергетическая стратегия Украины на период до 2035 года «Безопасность, энергоэффективность, конкурентоспособность» // Схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України, розпорядження від 18 серпня 2017р. № 605-р – Київ, 2017 – 73 с. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-%D1%80

98. Яблонник Р. М. Влияние аэродинамического следа на обтекание турбинных решеток профилей // В кн.: Аэродинамика проточной части паровых турбин. Под ред. И.И. Кирилова. – Москва: Машгиз, 1955. – С. 22–30 с.

99. Beem R. M. An implicit factored scheme for the compressible flows /
R. M. Beem, R. F. Warming // AIAA J. – 1978. – Vol. 16, No. 4. – P. 393–402.

100. Bohn D. E. Experimental investigations into the non-uniform flow in a 4-stage turbine with special focus on the flow equalization in the first turbine stage [Text]
/ D. E. Bohn, H. H.-W. Funke // Proc. of ACME Turbo Expo 2003. Power for Land, Sea, and Air, 2003. – P. 1–9. doi: 10.1115/gt2003-38547

101. Boiko A. Optimization of the Axial Turbines Flow Paths / A. Boiko,
Y. Govorushchenko, A. Usaty // Science Publishing Group, New York, NY 10018,
U.S.A. – ISBN: 978-1-940366-67-8.

102. Boussinesq J. Essai Sur La Theorie Des Eaux Courantes / J. Boussinesq. –
 Mem. Pressentes Acad. Sci., Paris, 1877. – 23. – P. 46.

103. Denton J. D. Loss mechanisms in turbomachines / J.D. Denton // ASME Journal of Turbomachinery. – vol. 115, 1993. – 8 p.

104. Durand N. A combined Nelder-Mead Simplex and Genetic Algorithm / N. Durand, J-M. Alliot // GECCO'99: Proc. Genetic and Evol. Comp. Conf. – 1999. – P. 1–7.

105. Fridh J. Experimental investigation of performance, flow interactions and rotor forcing in axial partial admission turbines [Text]: Doctoral Thesis / J. Fridh. – Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2012 – 89 p.

106. Fridh J. Dynamic features of partial admission: outcomes from rotating measurements / J. Fridh, R. Wikstrom, T. Fransson // Euroturbo 7: Proceedings of the 7th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, Athens: Local Conference Organising Committee – 2007. – pp. 451–462.

107. Goldberg D. E. Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning. Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company Inc, 1989. – 408 p.

108. Harten A. Uniformly high-order accurate nonoscilatory schemes / A. Harten, S. Osher // SIAM J. Num. Analysis. – 1987. – Vol. 24, No. 2. – P. 279–309.

109. Haupt R. L. Practical genetic algorithms / R. L. Haupt, S. E. Haupt – 2-d ed. – John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2004. – 253 p.

110. Hedar A. Hybrid simulated annealing and direct search method for nonlinear unconstrained global optimization / A. Hedar, M. Fukushima // Optimization Methods and Software – 2002. – Vol. 17. – P. 891–912.

111. Narmin B. Hushmandi. Numerical analysis of partial admission in axial turbines [Text]: Doctoral Thesis Report / Narmin B. Hushmandi. – KTH Industrial Engineering and Management, 2010. – 118 p.

112. Nelder J. A. A simplex method for function minimization / J. A. Nelder, R. Mead // Computer J. -1965. - Vol. 7, No 4. - P. 308 - 313.

113. Lampart P. Numerical Investigation of Unsteady Flow in a Partial Admission Control Stage of a 200 MW Turbine / P. Lampart, M. Szymaniak, R.

Kwidziński // Proc. of 6<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery, Fluid and Thermodynamics, Lille, France, March 7-11. – 2005. – pp. 376–389.

114. Validation of a 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow / P. Lampart, A. Rusanov, S. Yershov et al. // Trans. ASME. J. Fluids Eng. – 2005. – Vol. 127, No. 1. – January. – P. 83–93.

115. Lewis K. L. The influence of partial admission on the performance of a multistage turbine // Whittle Laboratory internal report, University of Cambridge, UK – 1994.

116. Menter F. R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – Vol. 32, No. 8. – P. 1598–1605.

117. Moroz L. Analysis and Optimization of Partial Admission Stages [Text] /L. Moroz, B. Frolov, O. Guriev. – The Asian Congress on Gas Turbines, 2014. – 6 p.

118. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling / A. Rusanov, R. Rusanov, P. Lampart // Open Engineering (formerly Central European Journal of Engineering) 2015, Vol. 5, P. 399-410. – DOI 10.1515/eng-2015-0047, Online. – ISSN 2391-5439.

119. Sakai N. Numerical Study of Partial Admission Stages in Steam Turbine /
N. Sakai, T. Harada, Y. Imai // JSME International Journal. – vol. 49 (2), 2006. –
pp. 212–217.

120. Steger J. L. Implicit finite difference simulation of flow about arbitrary two dimensional geometries // AIAA J. – 1978. – Vol. 16, No. 7. – P. 679–686.

121. Tajc L. Radial control stage with partial steam admission / Ladislav Tajc, Lukas Bednar, Jiri Polansky, Miroslav Stastny // Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. – Lyon, 2007. – 7 p.

122. Wakeley G. Origins of loss within a multistage turbine environment under conditions of partial admission / Guy R Wakeley, Ian Potts // Presented at the International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Orlando, Florida. – 1997. – 8 p.
## ДОДАТОК А

# СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А.В.Русанов, Е.В. Левченко, В. Л. Швецов, А. И. Косьянова // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. № 3. С. 12–18. ISSN 2078-774Х.

2. Повышение газодинамической эффективности первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 / А. В. Русанов, Е. В. Левченко, В. Л. Швецов, А. И. Косьянова // Компрессорное и энергетическое машиностроение. Сумы, 2011. № 1(23). С. 28–32. ISSN 2413-4554.

3. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5 / А. В. Русанов, А. И. Косьянова, П. Н. Сухоребрый, О. Н. Хорев // Наука та інновації. Київ, 2013. № 1. С. 33–40. ISSN 1815-2066.

4. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325-23,5. Научнотехнический журнал «Вестник двигателестроения». Харьков, 2014. № 2. С. 90–95. ISSN 1727-0219.

5. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на режиме парциальности 0.4. // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2015. № 9/126. С. 75–80. ISSN 1727-7337.

6. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Разработка нового способа парциального парораспределения для обеспечения частичных режимов работы мощных паровых турбин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Харьков, 2015. № 6(8). С. 24–28. ISSN 1729-3774.

7. Русанов А. В., Косьянов Д. Ю., Косьянова А. И. Исследование пространственного потока пара в регулирующем отсеке с радиальным парциальным парораспределением // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2016. № 7(134). С. 43–48. ISSN 1727-7337.

8. Патент № UA 113710 C2 (Україна). Система соплового парозподілу парової турбіни /МПК (2016.01) F24D 3/18(2006.01) F24H 4/02(2006.01) F01K 25/02(2006.01) / Русанов А. В., Шубенко О. Л., Сухінін В. П., Швецов В. Л., Косьянова А. І.; Заявл. № а 2016 08387. Дата подання 29.07.2016, Опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3, 4 с.

9. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок / А. В. Русанов, В. І. Гнесін, О. М. Хорєв та ін.: за заг. ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанова; Монографія. – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. – 386 с.

10.Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А. В. Русанов, Е. В. Левченко, В. Л. Швецов, А. И. Косьянова // Проблемы энергосбережения Украины и пути их решения: тезисы докл. VI Всеукраинской научно-технической конференции. Харьков, 2010. С. 4.

11.Косьянова А. И. Газодинамическое совершенствование первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2011. С. 54.

12. Русанов А. В., Хорев О. Н., Косьянова А. И. Газодинамическое совершенствование ЦВД паровой турбины К-325-23,5 // Тезисы Международной научно-практической конференции «Физико-технические проблемы энергетики и пути их решения 2011», Харьков, 2011. С. 46.

13.Русанов А. В., Косьянова А. И. Оценка возможности применения поворотных лопаток направляющего аппарата ступеней осевого и радиальноосевого типов ЦВД для регулирования режима работы паровой турбины К-325-23,5 // Проблемы энергосбережения Украины и пути их решения: тезисы докл. VIII Всеукраинской научно-технической конференции, Харьков, 2012. 1 с.

14. Русанов А. В., Косьянова А. И. Повышение газодинамической эффективности первой ступени ЦВД паровой турбины К-325-23.5 на номинальном режиме работы [электронный ресурс] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тезисы XIV MHTK. Институт проблем докладов Харьков: машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2012. 1 электрон. опт. диск.

15.Косьянова А. И. Повышение газодинамической эффективности первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на частичных режимах работы // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2012. С. 56.

16.Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження роботи перших ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 // XXII Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2014), НТУ «ХПІ», Харків, 2014. Ч. 1. С. 276.

17.Косьянов Д. Ю., Косьянова А. И. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на номинальном режиме работы // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2014. С. 38.

18.Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження роботи регулюючого відсіку ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 на частковому режимі експлуатації // XXIII Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2015), НТУ «ХПІ», Харків, 2015. Ч. 1. С. 290.

19. Русанов А. В., Косьянова А. И., Косьянов Д. Ю. Применение регулирующих ступеней с радиальным парциальным парораспределением в паротурбинных установках [электронный ресурс] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тезисы

докладов XV МНТК. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. 1 электрон. опт. диск.

20. Косьянова А. И. Новый способ организации парциального парораспределения паровых турбин // Тез. докл. конф. молодых учёных и специалистов, Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. С. 28.

21.Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Розробка радіального паророзподілу для забезпечення часткових режимів роботи парових турбін // XXIV Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАД-2016), НТУ «ХПІ», Харків, 2016. Ч. 1. С. 285.

22.Розробка системи соплового регулювання нового типу для парових турбін серії К-300 з метою підвищення їх економічності та надійності / Русанов А. В., Швецов В. Л., Пащенко Н. В., Чугай М. О., Кожешкурт І. І., Косьянова А. І. [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: АТ «Турбоатом», Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 1 електрон. опт. диск.

23.Русанов А. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю. Дослідження процесів вирівнювання потоку в регулюючому відсіку з радіальним парціальним паророзподілом [електронний ресурс] // Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: тези доповідей XVII МНТК. Харків: АТ «Турбоатом», Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 1 електрон. опт. диск.

### ДОДАТОК Б

## АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Результати дисертаційної роботи пройшли апробацію на:

VI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження України та шляхи їх вирішення», Харків, 22 – 23 квітня 2010 р., доповідь;

 Міжнародній науково-практичній конференції «Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення», Харків, 15 – 16 листопада 2011 р., стендовий доклад;

Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, Харків, 7–11 листопада
2011 р., доповідь;

VIII Всеукраїнській науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження України та шляхи їх вирішення», Харків, 24 – 25 квітня, 2012 р., доповідь;

— XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання»,
с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл., 24 – 29 вересня 2012 р., доповідь;

Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, Харків, 5–8 листопада
2012 р., доповідь;

 – XXII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2014), НТУ «ХПІ», Харків, 15 – 7 жовтня 2014 р., доповідь;

Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, Харків, 17–20 листопада 2014 р., доповідь;

 XXIII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2015), НТУ «ХПІ», Харків, 20 – 22 травня 2015 р., доповідь;

XV Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання»,
с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл., 14–17 вересня 2015 р., доповідь;

Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, Харків, 16–19 листопада 2015 р., доповідь;

 XXIV Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (МісгоСАD-2016), НТУ «ХПІ», Харків, 18 – 20 травня 2016 р., доповідь;

 XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання», АТ «Турбоатом», IIIМаш НАНУ, Харків, 8 – 10 жовтня 2019 р., доповідь.

#### ДОДАТОК В

# АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ



пр. Московський 199, м. Харків, 61037, Україна тел.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54 факс: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62 e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua

BIA/dtd 05. 06. LOdo № OL - dlf Ha/ref №

Moskovsky ave. 199, Kharkiv, 61037, Ukraine tel.+ 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54 fax: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62 e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України Голові спеціалізованої вченої ради Д 64.180.0.2 Україна, 61046, м. Харків вул. Дм. Пожарського, 2/10

Акт

про використання результатів дисертаційної роботи

провідного інженера Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України Косьянової Анни Ігорівни «Підвищення ефективності регулюючого відсіку парової турбіни великої потужності», поданої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.16 - турбомашини та турбоустановки

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Косьянової А.І. по розробці підходів підвищення ефективності регулюючого відсіку парової турбіни великої потужності використовувались в АТ «Турбоатом» при обранні напрямків підвищення газодинамічної ефективності елементів проточних частин циліндрів високого тиску перспективних та існуючих парових турбін великої потужності, зокрема парової турбіни К-325-23,5.

Головний конструктор парових та газових турбін АТ «Турбоатом», канд. техн. наук

БШвенов В.Л. Швецов

ЗАТВЕРДЖУЮ Перний проректор з науково-педагогічної роботи країнської інженерно-педагогічної академії к.т.н., доцент, Петров С.В. " " 2020 p.

## АКТ

# впровадження результатів наукових досліджень Косьянової Анни Ігорівни

Результати дисертаційної роботи Косьянової А.І. «Підвищення ефективності регулюючого відсіку парової турбіни великої потужності» реалізовано в учбовому процесі на кафедрі Теплоенергетики та енергозберігаючих технологій факультету Енергетики, енергозберігаючих технологій та автоматизації енергетичних процесів при формуванні курсу лекцій «Основи енерго та ресурсозбереження» та «Надійність та подовження ресурсу теплоенергетичних об'єктів».

Завідувач кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій, д.т.н., професор

Канюк Г.І.