

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНЕ НЕКОМЕРЦІЙНЕ ПІДПРИЄМСТВО «ДЕРЖАВНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ «КИЇВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ДУЛЕПОВ АНДРІЙ АНДРІЙОВИЧ

УДК 621.3.012.5(043.5)

ДИСЕРТАЦІЯ

УДОСКОНАЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРА
ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ
НАДРОТОРНОГО ПРИСТРОЮ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ А.А. Дулепов

Науковий керівник: Балалаєва Катерина Вікторівна, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри авіаційних двигунів

Київ – 2025

АНОТАЦІЯ

Дулєнов А.А. Удосконалення характеристик вентилятора газотурбінного двигуна шляхом застосування надроторного пристрою. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 – Енергетичне машинобудування.

Дисертаційна робота присвячена удосконаленню характеристик вентилятора газотурбінного двигуна (ГТД) шляхом застосування надроторного пристрою (НРП).

Ефективність та економічність ГТД залежить від багатьох параметрів, в тому числі, від аеродинамічної навантаженості вентилятора та компресора, високого запасу газодинамічної стійкості вентилятора та компресора, коефіцієнту корисної дії (ККД) всіх його вузлів та ін. Тенденціями сучасної авіації є застосування турбореактивних двоконтурних двигунів (ТРДД) з високим та надвисоким ступенем двоконтурності.

Одним із важливих вузлів таких ГТД є вентилятор. Задля зменшення ваги літака розробники ГТД п'ятого та шостого покоління відмовляються від вхідного напрямного апарату. Відмова від вхідного напрямного апарату підвищує рівень нерівномірності потоку на вході, що може негативно сказатися на характеристиках як вентилятора, так і всього компресора. Забезпечення стійкої роботи вентилятора в широкому діапазоні експлуатаційних режимів є вкрай важливим для забезпечення високого рівня надійності літака. Тому удосконалення характеристик вентилятора ТРДД з високим та надвисоким ступенем двоконтурності є важливою науково-прикладною задачею.

Застосування керування примежовим шаром у лопаткових вінцях лопаткових машин дозволяє покращити їх характеристики, підвищити аеродинамічну навантаженість, забезпечити високий запас газодинамічної стійкості, розширити діапазон стійкої роботи. Активні методи управління примежовим шаром – ежекція, всмоктування, застосування приводів штучного

струменя повітря та плазмового приводу потребують додаткового підводу енергії. Серед пасивних методів керування примежовим шаром можна виділити турбулізатори у формі генераторів вихорів, акустичні резонаторів та НРП.

Перевагою застосування НРП є відсутність потреби підводу додаткової енергії. Їх основна задача полягає в зменшенні радіальних втрат в лопатковому вінці. Однак залишається не до кінця вирішена задача раціонального вибору параметрів НРП, не отримано рекомендації щодо їх застосування для вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Отже, тема дисертаційної роботи є актуальною і має важливе науково-прикладне значення.

Метою дослідження є покращення характеристик вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності шляхом застосування надроторного пристрою.

У **вступі** описано актуальність дисертаційного дослідження, перелічено мету, основні завдання дослідження, наведено інформацію про зв'язок роботи з науковими темами. Обґрунтовано наукову новизну отриманих результатів дисертаційного дослідження та їх практичне значення, приділено увагу особистому внеску здобувача у публікаціях фахових видань та апробації матеріалів дослідження за темою роботи, описано кількісні показники щодо структури та обсягу дисертаційної роботи.

В **першому розділі** роботи проведено огляд та надано класифікацію методів керування примежовим шаром, зокрема і щодо місця НРП в загальній системі, для ГТД. ГТД є популярними типом силових установок, що використовуються в авіаційній галузі та енергетичній сфері. Експлуатаційна надійність, економічність та висока ефективність – характерні особливості ГТД. Однією із основних тенденції розвитку двигунобудування є підвищення ступеня двоконтурності ТРДД. З метою підвищення запасу газодинамічної стійкості вентилятора, покращення його характеристик вченими проводяться дослідження, що дозволяють удосконалювати конструкції ступеня вентилятора. Одним із таких рішень є застосування активних і пасивних методів керування примежовим шаром. НРП класифікують як один зі способів пасивного методу керування

примежовим шаром. Його застосування передбачає розширення стійкої роботи вентилятора, покращення його характеристик. Однак, застосування НРП для ТРДД з високим ступенем двоконтурності залишається до кінця не дослідженим, існує потреба і розробці методики щодо розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з над роторним пристроєм та науково-обґрунтованих рекомендацій щодо застосування НРП у вентиляторах ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

В другому розділі сформульовано та описано методику розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП.

Розрахунок параметрів вентилятора ТРДД з НРП здійснюється за допомогою числового експерименту. Розроблена методика складається з декількох кроків. Спершу необхідно провести вибір та обґрунтування параметрів числового експерименту: обрати топологію розрахункової сітки та модель турбулентної в'язкості. З цією метою виконується тестова задача. Наступним кроком є моделювання течії з подальшим розрахунком характеристики досліджуваного вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності без НРП у визначеному діапазоні масових витрат та частот обертання. Наступним кроком є дослідження характеристик вентилятора з НРП, при цьому кількість стінок в НРП варіюється в залежності від вихідних даних. Після отримання всіх характеристик вентилятора з НРП проводиться порівняння і обирається варіант НРП, який дозволяє покращити характеристику вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності. У випадку, коли характеристики вентилятора з НРП стають гірше, ніж без НРП, повертаються до блоку з вибором параметрів і проектуванням НРП. Апробацію методики представлено у третьому четвертому розділі роботи.

В третьому розділі представлено вибір та обґрунтування параметрів числового експерименту для моделювання течії у вентиляторі ТРДД. Представлено огляд методів для дослідження течії у вентиляторах. Проаналізовано переваги та недоліки експериментальних методів дослідження течії у вентиляторах ТРДД. Розглянуто основи метод числового експерименту дослідження течії у вентиляторах ТРДД. Проведено тестову задачу моделювання течії у одноступеневому компресорі Rotor 37. В ході розрахунку тестувались сім

моделей турбулентної в'язкості, а саме: k- ϵ , k- ϵ EARSM, SST, BSL, BSL RS, SSG RS, QI RS. За результатами порівняння результатів числового і фізичного експерименту для подальших досліджень течії у вентиляторі ТРДД обрано модель SST Ментера.

У четвертому розділі представлено науково - обґрунтовані рекомендації щодо застосування над роторного пристрою у вентиляторі ТРДД з високим ступенем двоконтурності. За результатами моделювання течії отримано характеристику вентилятора без НРП при відносній частоті обертання від 70% до 100%, побудовано лінію зриву на характеристиці вентилятора. Відповідно до розробленої методики, представленої у другому розділі роботи, спроектовано НРП і проведено дослідження впливу НРП з кількістю стінок від 0 до 3 на характеристику вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності. Проведений аналіз результатів показав, що застосування НРП з двома стінками дозволить підвищити ступінь підвищення тиску вентилятора на 1..2,1% при відносній частоті обертання від 70% до 100%, при цьому лінія зриву на характеристиці зсувається вліво, що приводить до розширення діапазону стійкої роботи вентилятора. Також, запропонована конструкція вентилятора з НРП має можливість застосовувати НРП тільки на тих режимах, де є в цьому необхідність, що не погіршить роботу вентилятора на інших режимах роботи.

У висновках наведено основні результати дисертаційної роботи, що комплексно описують розв'язання науково-прикладної задачі створення методики розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП методом числового експерименту задля удосконалення характеристик вентилятора ГТД.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше отримано характеристику для вентилятора з надроторним пристроєм турбореактивного двоконтурного двигуна з високим ступенем двоконтурності методом числового експерименту;
2. Удосконалено характеристику вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з високим ступенем двоконтурності шляхом застосування надроторного пристрою;

3. Отримала подальший розвиток теорія теплових двигунів у питаннях покращення характеристик вентиляторів турбореактивних двоконтурних двигунів з високим ступенем двоконтурності шляхом застосування надроторних пристроїв.

Практичне значення полягає в тому, що отримана методика розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП та розроблені науково-обґрунтовані рекомендації щодо застосування НРП у вентиляторах можуть бути застосовані при розробці перспективних та модернізації існуючих ТРДД з високим ступенем двоконтурності. Практичне значення результатів дисертаційного дослідження підтверджується довідкою про впровадження від АТ«АНТОНОВ».

Ключові слова: газотурбінний двигун, осьовий вентилятор, робочі лопатки, надроторний пристрій, математична модель, витратна характеристика, числовий експеримент, тиск, ККД, газодинамічна стійкість, моделювання, моделі турбулентності, підвищення ефективності, рівняння Нав'є –Стокса, CFD моделювання

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Публікації, де представлено основні наукові результати дисертації:

1. Колков О.О., Дулепов А.А., Глобін Є.В., Довгалюк Д.В., Балалаєва К.В. Вплив інжекції повітря у вхідні стійки турбовального двигуна. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2022, №4 спецвыпуск 1 (181). С. 36–41. doi: 10.32620/akt.2022.4sup1.06 (Фахове видання, “Б”).

2. Дулепов А.А., Глобін Є.В., Ковтун А.А., Хижняк М.В., Балалаєва К.В. Тестова задача моделювання течії у ступені компресора Rotor 37. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023, №4 (188). С. 73-78. doi: 10.32620/akt.2023.4.09 (Фахове видання, “Б”).

3. Дулепов А.А. Моделювання течії у ступені вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2024, №4 спецвыпуск 1 (197). С. 25-30. doi: 10.32620/akt.2024.4sup1.04 (Фахове видання, “Б”).

4. Дулепов А.А., Балалаєв А.В. Моделювання течії у ступені вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2024, №4 спецвыпуск 2 (198). С.5-11. doi: 10.32620/akt.2024.sup2.01 (Фахове видання, “Б”).

Публікації, що підтверджують апробацію матеріалів дисертації:

1. Дулепов А.А. Питання вдосконалення енергоефективності вентиляторів турбореактивних двоконтурних двигунів. *Матеріали VII Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених і студентів “Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті”*. Київ, 30 листопада 2021. С. 16.

2. Дулепов А. Проблема використання активних надроторних пристроїв у турбореактивних двоконтурних двигунах. *Тези доповідей XXII Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених “Політ. Сучасні проблеми науки. Сучасні авіаційні технології”*. Київ, 5-7 квітня 2022. С. 47-49.

3. Колков О.О., Дулепов А.А., Глобін Є.В., Довгалюк Д.В., Балалаєва К.В. Моделювання течії у вхідних стійках турбовального двигуна з інжекцією повітря. *Тези доповідей XXVII Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 5-10 вересня 2022, С. 34-35.

4. Dulieпов A. Innovative ways of improving the characteristics of turbofan engine fans with a large and an ultra-large bypass ratio. *Матеріали X Всесвітнього конгресу «Авіація в XXI сторіччі»*. Київ, 28-30 вересня 2022, С. 1.4.20-1.4.22.

5. Дулепов А.А., Глобін Є.В., Балалаєва К.В. Моделювання течії в ступені осьового компресора ROTOR 37. *Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»*. Київ, 15-16 грудня 2022. С. 176-179.

6. Балалаєва К.В., Глобін Є.В., Дулепов А.А. Переваги чисельного експерименту при дослідженні течії в лопаткових машинах. *Матеріали IX Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених і студентів*

“Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті”. Київ, 28 лютого 2023, С. 40-41.

7. Глобін Є, Дулепов А. Методи та засоби забезпечення газодинамічної стійкості ГТД. *Тези доповідей XXIII Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки. Сучасні авіаційні технології»*. Київ, 4-7 квітня 2023. С. 5-6.

8. Дулепов А.А., Глобін Є.В., Ковтун А.А., Хижняк М.В., Балалаєва К.В. Моделювання течії у ступені компресора Rotor 37. *Тези доповідей XXVIII Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 5-8 вересня 2023. С. 26-27.

9. Дулепов А.А. Числове моделювання течії у ступені осьового вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна. *Тези доповідей XXIX Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 3-7 вересня 2024. С. 11-12.

10. Дулепов А.А., Балалаєв А.В. Оцінка параметрів вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм. *Тези доповідей XXIX Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 3-7 вересня 2024. С. 12.

ABSTRACT

Dulieпов A.A. Improvement of the gas turbine engine fan parameters using the casing treatment. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the Doctor of Philosophy on a specialty 142 – Power Engineering.

The dissertation is devoted to improving the characteristics of a gas turbine engine fan by using a casing treatment.

The efficiency and economy of a gas turbine engine depends on many parameters, including the aerodynamic loading of the fan and compressor, the high reserve of gas-dynamic stability of the fan and compressor, the efficiency of all its components, etc. Trends in modern aviation are the use of turbojet two-ducted engine with a high and ultra-high bypass ratio.

One of the important components of such gas turbine engines is the fan. In order to reduce the weight of the aircraft, the developers of the fifth and sixth generation of gas turbine engines abandon the inlet guide vane. The abandonment of the inlet guide vane increases the level of flow unevenness at the inlet, which can negatively affect the characteristics of both the fan and the entire compressor. Ensuring stable operation of the fan in a wide range of operating modes is extremely important for ensuring a high level of aircraft reliability. Therefore, improving of the characteristics of turbojet two-ducted engines with a high and ultra-high bypass ratio is an important scientific and applied problem.

The use of boundary layer control in impellers of bladed machines allows to improve their characteristics, increase aerodynamic loading, provide a high margin of gas-dynamic stability, and expand the range of stable operation. Active methods of boundary layer control - ejection, suction, use of artificial air jet drives and plasma drives require additional energy supply. Among passive methods of boundary layer control, one can distinguish turbulizers in the form of vortex generators, acoustic resonators and the casing treatment.

The advantage of using a casing treatment is the absence of the need for additional energy supply. Their main task is to reduce radial losses in the impeller. However, the problem of rational selection of casing treatment parameters remains unresolved, and recommendations for its application for a turbojet two-ducted engine with a high bypass ratio have not been received.

Therefore, the topic of the dissertation is relevant and has important scientific and applied significance.

The purpose of the research is to improve the characteristics of a turbojet two-ducted engine with a high bypass ratio by using a casing treatment.

The introduction describes the relevance of the dissertation research, lists the purpose, main objectives of a research, provides information about the connection of the work with scientific topics. The scientific novelty of the obtained results of dissertation research and their practical significance are substantiated, attention is paid to the personal contribution of the applicant in publications in professional publications and

approbation of research materials on the topic of the work, quantitative indicators of the structure and volume of the dissertation work are described.

The first section of the work reviews and provides a classification of boundary layer control methods, in particular regarding the place of a casing treatment in the overall system, for gas turbine engines. Gas turbine engines are a popular type of power plant used in the aviation industry and the energy sector. Operational reliability, economy and high efficiency are characteristic features of gas turbine engines. One of the main trends in the development of engine engineering is to increase the bypass ratio of turbojet two-ducted engines. In order to increase the reserve of gas-dynamic stability of the fan and improve its characteristics, scientists are conducting research that allows improving the designs of the fan stage. One of such solutions is the use of active and passive boundary layer control methods. Casing treatment is classified as one of the ways of the passive boundary layer control method. Its application involves expanding the stable operation of the fan and improving its characteristics. However, the application of a casing treatment for turbojet two-ducted engines remains not fully explored, there is a need to develop a methodology for calculating the parameters of a turbojet two-ducted engine with a casing treatment and scientifically based recommendations for the application of a casing treatment in turbojet two-ducted engines with a high bypass ratio.

The second section formulates and describes the methodology for calculating the parameters of a turbojet two-ducted engine fan with a casing treatment.

The calculation of parameters of a fan of a turbojet two-ducted engine with a casing treatment is carried out using a numerical experiment. The developed methodology consists of several steps. First, it is necessary to select and justify the parameters of the numerical experiment: to choose the topology of the mesh and the turbulent viscosity model. For this purpose, a test task is performed. The next step is to simulate the flow with subsequent calculation of the characteristics of the studied fan of a turbojet two-ducted engine with a high bypass ratio without a casing treatment in a certain range of mass flows and rotation frequencies. The next step is to study the characteristics of a fan with a casing treatment, while the number of walls in a one

varies depending on the initial data. After obtaining all the characteristics of the fan with a casing treatment, a comparison is made and a casing treatment variant is selected that allows improving the characteristics of the turbojet two-ducted engines with a high bypass ratio. In the case when the characteristics of the fan with a casing treatment become worse than without one, we return to the block with the selection of parameters and design of a casing treatment. The testing of the methodology is presented in the third and fourth sections of the work.

The third section presents the selection and justification of the parameters of the numerical experiment for modeling the flow in a turbojet two-ducted engines fan. An overview of the methods for studying the flow in fans is presented. The advantages and disadvantages of experimental methods for studying the flow in turbojet two-ducted engine fans are analyzed. The basics of the numerical experiment method for studying the flow in turbojet two-ducted engine fans are considered. Test problem of modeling the flow in a single-stage compressor Rotor 37 is carried out. During the calculation, seven turbulent viscosity models were tested, namely: $k-\varepsilon$, $k-\varepsilon$ EARSM, SST, BSL, BSL RS, SSG RS, QI RS. Based on the results of comparing the results of the numerical and physical experiment, the Menter SST model was selected for further studies of the flow in turbojet two-ducted engines fan.

The fourth section presents scientifically substantiated recommendations for the use of a casing treatment in a fan of a turbojet two-ducted engine with a high bypass ratio. According to the results of flow modeling, the characteristic of a fan without a casing treatment was obtained at a relative frequency of rotation from 70% to 100%, and the stall line was constructed on the fan characteristic. In accordance with the developed methodology presented in the second section of the work, a casing treatment was designed and a study of the influence of a casing treatment with a number of walls from 0 to 3 on the characteristics of a fan of turbojet two-ducted engine with a high bypass ratio was conducted. The analysis of the results showed that the use of a casing treatment with two walls will allow to increase the degree of pressure increase of the fan by 1.2,1% at a relative speed of rotation from 70% to 100%, while a stall line on the characteristic shifts to the left, which leads to an expansion of the range of stable

operation of the fan. Also, the proposed design of a fan with casing treatment has the ability to use one only in those modes where it is necessary, which will not impair the operation of a fan in other operating modes.

The conclusions present the main results of the dissertation work, which comprehensively describe the solution to the scientific and applied problem of creating a methodology for calculating the parameters of a turbojet two-ducted engine fan with a casing treatment using the numerical experiment method in order to improve the characteristics of the gas turbine engine fan.

Scientific novelty of the obtained results:

1. For the first time, the characteristic of a fan with a casing treatment of a turbojet two-ducted engine with a high bypass ratio was obtained by the method of numerical experiment;
2. Was improved the characteristic of a fan of a turbojet two-ducted engine with a high bypass ratio by using a casing treatment;
3. Was further developed the theory of heat engines in terms of improving the characteristics of fans of turbojet two-ducted engines with a high bypass ratio was improved by using a casing treatment.

The practical significance lies in the fact that the obtained methodology for calculating the parameters of a turbojet two-ducted engine fan with a casing treatment and the developed scientifically based recommendations for the use of a casing treatment in fans can be applied in the development of promising and modernization of existing turbofans with a high bypass ratio. The practical significance of the results of the dissertation research is confirmed by a certificate of implementation from JSC “ANTONOV”.

Key words: gas turbine engine, axial fan, rotor blades, casing treatment, mathematical model, flow characteristic, numerical modeling, pressure, efficiency, gas-dynamic stability, modeling, turbulence models, efficiency improvement, Navier-Stokes equation.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE RECIPIENT

Publications presenting the main scientific results of the dissertation:

1. Kolkov O.O., Dulieпов A.A., Globin E.V., Dovgalyuk D.V., Balalaieva K.V. The effect of air injection into the inlet struts of a turboshaft engine. *Aerospace Engineering and Technology*. 2022, No. 4 special issue 1 (181). P.36-41. doi: 10.32620/akt.2022.4sup1.06 (Specialized Edition, “B”).
2. Dulieпов A.A., Globin E.V., Kovtun A.A., Khyzhnyak M.V., Balalaieva K.V. Test problem of flow modeling in the stage of the Rotor 37 compressor. *Aerospace Engineering and Technology*. 2023., No. 4 (188). P. 73-78. doi: 10.32620/akt.2023.4.09 (Specialized edition, “B”).
3. Dulieпов A.A. Modeling the flow in the fan stage of a turbojet two-ducted engine. *Aerospace Engineering and Technology*. 2024. No. 4 special issue 1 (197). P. 25-30. doi: 10.32620/akt.2024.4sup1.04 (Specialized Edition, “B”).
4. Dulieпов A.A., Balalaiev A.V. Modeling of the flow in the fan stage of a turbojet two-ducted engine with an annular case treatment. *Aerospace Engineering and Technology*. 2024, No. 4 special issue 2 (198). P. 5-11. doi: 10.32620/akt.2024.sup2.01 (Specialized Edition, “B”).

Publications confirming the approval of the dissertation materials:

1. Dulieпов A.A. The issue of improving the energy efficiency of fans of turbojet double-ducted engines. *Materials of the VII All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Young Scientists and Students “Energy Safety and Energy Efficiency in Transport”*. Kyiv, November 30, 2021. P. 16.
2. Dulieпов A. The problem of using active annular case treatment in turbojet two-ducted engines. *Abstracts of reports of the XXII International Scientific and Practical Conference of Higher Education Students and Young Scientists “Flight. Modern Problems of Science. Modern Aviation Technologies”*. Kyiv, April 5-7, 2022. P. 47-49.

3. Kolkov O.O., Dulieпов A.A., Globin E.V., Dovgalyuk D.V., Balalaieva K.V. Modeling of the flow in the inlet struts of a turboshaft engine with air injection. *Abstracts of reports of the XXVII International Congress of Engine Builders*. Kharkiv, September 5-10, 2022. P. 34-35.

4. Dulieпов A. Innovative ways of improving the characteristics of turbofan engine fans with a large and an ultra-large bypass ratio. *Materials of the X World Congress "Aviation in the 21st Century"*. Kyiv, September 28-30, 2022. P. 1.4.20-1.4.22.

5. Dulieпов A.A., Globin E.V., Balalaieva K.V. Flow modeling in the stage of the axial compressor ROTOR 37. *Materials of the XXIII International Scientific and Technical Conference of the AS PGP "Industrial Hydraulics and Pneumatics"*. Kyiv, December 15-16, 2022. P. 176-179.

6. Balalaieva K.V., Globin E.V., Dulieпов A.A. Advantages of numerical experiment in studying flow in bladed machines. *Materials of the IX All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Young Scientists and Students "Energy Safety and Energy Efficiency in Transport"*. Kyiv, February 28, 2023. P. 40-41.

7. Globin E., Dulieпов A. Methods and Means of Ensuring Gas-Dynamic Stability of GTE. *Abstracts of Reports of the XXIII International Scientific and Practical Conference of Higher Education Students and Young Scientists "Flight. Modern Problems of Science. Modern Aviation Technologies"*. Kyiv, April 4-7, 2023. P. 5-6.

8. Dulieпов A.A., Globin E.V., Kovtun A.A., Khyzhnyak M.V., Balalaieva K.V. Flow Modeling in the Compressor Stage Rotor 37. *Abstracts of Reports of the XXVIII International Congress of Engine Builders*. Kharkiv, September 5-8, 2023. P. 26-27.

9. Dulieпов A.A. Numerical simulation of flow in the fan stage of a turbofan engine. *Abstracts of Reports of the XXIX International Congress of Engine Engineers*. Kharkiv, September 3-7, 2024. P. 11-12.

10. Dulieпов A.A., Balalaiev A.V. Fan parameters estimation of a turbofan engine with annular grooves casing treatment. *Abstracts of Reports of the XXIX International Congress of Engine Engineers*. Kharkiv, September 3-7, 2024. P. 12.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	17
ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМА ВДОСКОНАЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД.....	23
1.1. Основні шляхи покращення характеристик вентиляторів ТРДД з високим та надвисоким ступенем двоконтурності	23
1.2. Переваги та недоліки активних і пасивних методів керування примежовим шаром у вентиляторах ГТД.....	33
1.3. НРП у вентиляторах та компресорах ГТД	46
Висновки до розділу 1.....	53
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД З НАДРОТОРНИМ ПРИСТРОЄМ	56
2.1. Базові рівняння для розрахунку течії у вентиляторі ТРДД	56
2.2. Формулювання методики розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП.....	61
Висновки до розділу 2.....	64
РОЗДІЛ 3. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЧИСЛОВОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ У ВЕНТИЛЯТОРІ.....	66
3.1. Огляд методів для дослідження течії у вентиляторах.....	66
3.1.1. Експериментальний метод.....	66
3.1.2. Метод числового експерименту	76
3.2. Основні поняття числового експерименту.....	83
3.3. Тестова задача щодо вибору параметрів числового експерименту для моделювання течії у вентиляторі	89
Висновки до розділу 3.....	94
РОЗДІЛ 4. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ У СТУПЕНІ ВЕНТИЛЯТОРА	96
4.1. Моделювання течії у вентиляторі без НРП	96
4.2. Моделювання течії у вентиляторі з НРП	103

4.4. Розрахунок ККД ступеня вентилятора.....	118
4.5. Рекомендації щодо застосування НРП.....	123
Висновки до розділу 4.....	124
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	127
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	129
ДОДАТОК А. ПЕРЕЛІК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	140
ДОДАТОК Б. ДОВІДКА ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ В АТ «АНТОНОВ».....	143

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ГТД – газотурбінний двигун;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

НРП – надроторний пристрій;

ТРДД – турбореактивний двоконтурний двигун.

ВСТУП

Актуальність дослідження. Ефективність та економічність ГТД залежить від багатьох параметрів, в тому числі, від аеродинамічної навантаженості вентилятора та компресора, високого запасу газодинамічної стійкості вентилятора та компресора, коефіцієнту корисної дії (ККД) всіх його вузлів та ін. Тенденціями сучасної авіації є застосування турбореактивних двоконтурних двигунів (ТРДД) з високим та надвисоким ступенем двоконтурності.

Одним із важливих вузлів таких ГТД є вентилятор. Задля зменшення ваги літака розробники ГТД п'ятого та шостого покоління відмовляються від вхідного напрямного апарату. Відмова від вхідного напрямного апарату підвищує рівень нерівномірності потоку на вході, що може негативно сказатися на характеристиках як вентилятора, так і всього компресора. Забезпечення стійкої роботи вентилятора в широкому діапазоні експлуатаційних режимів є вкрай важливим для забезпечення високого рівня надійності літака. Тому удосконалення характеристик вентилятора ТРДД з високим та надвисоким ступенем двоконтурності є важливою науково-прикладною задачею.

Застосування керування примежовим шаром у лопаткових вінцях лопаткових машин дозволяє покращити їх характеристики, підвищити аеродинамічну навантаженість, забезпечити високий запас газодинамічної стійкості, розширити діапазон стійкої роботи. Активні методи управління примежовим шаром – ежекція, всмоктування, застосування приводів штучного струменя повітря та плазмового приводу потребують додаткового підводу енергії. Серед пасивних методів керування примежовим шаром можна виділити турбулізатори у формі генераторів вихорів, акустичні резонаторів та НРП.

Перевагою застосування НРП є відсутність потреби підводу додаткової енергії. Їх основна задача полягає в зменшенні радіальних втрат в лопатковому вінці. Однак залишається не до кінця вирішена задача раціонального вибору параметрів НРП, не отримано рекомендації щодо їх застосування для вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Отже, тема дисертаційної роботи є актуальною і має важливе науково-прикладне значення.

Зв'язок дисертаційної роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі авіаційних двигунів «Державного університету «Київський авіаційний інститут». Надана робота є ініціативною та водночас частиною досліджень, що проводяться в «Державному університеті «Київський авіаційний інститут» та спрямована на підвищення ефективності та економічності перспективних ГТД згідно науково-дослідної роботи №15-2022/07.01.03 «Підвищення ефективності лопаткових машин авіаційних двигунів і газотурбінних установок».

Робота відповідає основним напрямкам Стратегії відродження вітчизняного авіабудування на період до 2030 року згідно з розпорядженням Кабінету Міністрів України від 8.07.2020 року №851-р та Державній цільовій науково-технічній програмі розвитку авіаційної промисловості на 2021-2030 роки відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України №951 від 01.09.2021 року.

Метою дослідження є покращення характеристики вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна шляхом застосування надроторного пристрою.

Для виконання поставленої мети сформульована та розв'язано наступні **завдання:**

- розробити методику розрахунку параметрів вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм;
- провести обґрунтований вибір параметрів числового експерименту моделювання течії в вентиляторі газотурбінного двигуна;
- отримати характеристики вентилятора у вигляді залежності ступеня підвищення тиску та ККД від масової витрати на основі моделювання течії у вентиляторі турбореактивного двоконтурного двигуна з різними варіантами виконання надроторного пристрою вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна;

- розробити рекомендації щодо застосування надроторного пристрою у вентиляторі турбореактивного двоконтурного двигуна.

Об'єкт дослідження: робоче колесо вентилятора ТРДД з НРП.

Предмет дослідження: робочий процес осьового вентилятора ТРДД з НРП.

Методи дослідження. Теоретична частина дослідження ґрунтується на методах теорії лопаткових машин, теорії теплових двигунів та методах примежового шару, за допомогою яких спроектовані досліджуваній вентилятор з надроторним пристроєм; експериментальна частина дослідження ґрунтується на методах числового експерименту та методах математичного моделювання, які дозволили дослідити характеристики вентилятора з над роторним пристроєм; методах аналізу і синтезу, на основі яких проаналізовано отримані характеристики вентилятора з надроторним пристроєм.

Наукова новизна дослідження:

уперше:

отримано витратну характеристику для вентилятора з надроторним пристроєм турбореактивного двоконтурного двигуна з високим ступенем двоконтурності методом числового експерименту;

удосконалено:

параметри вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з високим ступенем двоконтурності шляхом застосування надроторного пристрою;

отримала подальший розвиток:

теорія теплових двигунів у питаннях покращення характеристик вентиляторів турбореактивних двоконтурних двигунів з високим ступенем двоконтурності шляхом застосування надроторних пристроїв.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що отримана методика розрахунку параметрів вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм та розроблені науково-обґрунтовані рекомендації щодо застосування надроторного пристрою у вентиляторах можуть бути застосовані при розробці перспективних та модернізації існуючих ТРДД з високим ступенем двоконтурності. Практичне значення результатів

дисертаційного дослідження підтверджується довідкою про впровадження від АТ «АНТОНОВ».

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно розроблено концепцію дисертаційної роботи, її головні положення та принципи виконання задач, ідеї досліджень та загальні результати.

Достовірність результатів і правомірність висновків забезпечені використанням науково перевірених методів дослідження. Результати тестових задач було порівняно з вже відомими результатами фізичних експериментів.

Апробація результатів дослідження. Головні теоретичні положення, результати досліджень та висновки доповідалися автором, розглядалися та здобули позитивний відгук на засіданнях кафедри авіаційних двигунів «Державного університету «Київський авіаційний інститут» протягом 2021-2024 рр. Головні положення та результати роботи було представлено та обговорено на:

- VII Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів «Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті», 30 листопада 2021 р., м. Київ, Україна;
- XXII Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки. Сучасні авіаційні технології», 5-7 квітня 2022 р., м. Київ, Україна;
- XXVII Міжнародний конгрес двигунобудівників, 5-10 вересня 2022 р., м. Харків, Україна;
- X Всесвітній конгрес «Авіація в XXI сторіччі», 28-30 вересня 2022 р., м. Київ, Україна;
- XXIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», 15-16 грудня 2022 р.
- IX Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів «Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті», 28 лютого 2023 р., м. Київ, Україна;

- XXIII Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки. Сучасні авіаційні технології», 4-7 квітня 2023 р., м. Київ, Україна;
- XXVIII Міжнародний конгрес двигунобудівників, 5-8 вересня 2023 р., м. Харків, Україна;
- XXIX Міжнародний конгрес двигунобудівників, 3-7 вересня 2024 р., м. Харків, Україна.

Публікації за темою дисертації. Головні результати дисертаційної роботи представлено в 4 наукових статтях, опублікованих в журналах, що входять до категорії «Б» переліку фахових видань спеціальності 142, 10 тезах доповідей науково-технічних конференцій.

Структура та об'єм дисертаційної роботи. Робота складається з анотацій українською та англійською мовами, списку наукових праць здобувача, вступу, чотирьох розділів, висновків, двох додатків і списку використаних джерел зі 95 пунктів на 11 сторінках. Загальний об'єм дисертаційної роботи становить 143 сторінки, у тому числі основний текст роботи викладено на 111 сторінках. Всього в роботі 37 ілюстрацій, 2 таблиці.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМА ВДОСКОНАЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

1.1. Основні шляхи покращення характеристик вентиляторів ТРДД з високим та надвисоким ступенем двоконтурності

Енергетично-екологічна ефективність та безпека експлуатації є головними векторами удосконалення ГТД у ХХІ столітті. З метою покращення характеристик вузлів енергетичних установок багато уваги приділяється роботі над зміною конструкції вхідного пристрою та компресора, створенню більш жаротривких сплавів для камер згоряння, вибору геометричної форми проточної частини двигуна та кількості паливних форсунок, оптимізації геометричної форми лопаток вентилятора, компресора та турбіни тощо [1].

В роботі [2] наведено інформацію про те, що авіаційні перевезення є одним з найпопулярніших видів логістики у всьому світі, тому постійне поповнення парків літаків перевізників та як наслідок підвищене використання палива ними потребує побудови авіаційних ГТД з кращими характеристиками економічності. За даними, наданими в роботі [2], сектор авіаційних перевезень споживає приблизно 7.5% від загальної витрати вуглеводневих у світі. Тому перед інженерами-конструкторами та двигунобудівниками з кожним роком постає задача створення все більш ефективних авіаційних двигунів, так як запаси вуглеводнів є невідновлювальним джерелом енергії.

В роботі [3] описано, що підвищення економічності авіаційних ГТД також зменшує кількість викидів небезпечних парникових газів в навколишнє середовище.

В роботі [4] обґрунтовано можливість використання водневого палива в енергетичних установках. Дослідження довели, що даний тип палива зменшує кількість викидів приблизно на 99%, однак погано впливає на роботу двигуна та компонентів, а особливо на камеру згоряння. В умовах складності виготовлення

вуглеводневого палива це змушує відмовитися конструкторів від масового використання такого типу енергії та зосередити увагу на конструктивних варіантах удосконалення авіаційних ГТД.

В роботі [5] наведено інформацію про те, що ГТД є найбільш широко поширеною силовою установкою в авіаційній промисловості. В основному під час використання установки в літаках вона створює енергію у вигляді тяги для того, щоб рухати повітряне судно вперед. Це різновидність двигуна внутрішнього згоряння з одночасною роботою всіх вузлів, в той час як у поршневому двигуні процес роботи є переривчастим. ГТД складається з компресора, що є з'єднаним з турбіною, та камери згоряння розташованої між ними, де відбувається процес згоряння палива після його впорскування форсунками у робоче тіло. Типовий робочий процес ГТД є подібним до паротурбінної установки, але в даному випадку робочим тілом є повітря, в той час як в парових турбінах – вода. ГТД складається з різних ступенів для досягнення необхідної тяги. В загальному, він може мати такі вузли, як вхідний пристрій, компресор, камеру згоряння, турбіну, вихідний пристрій разом з компонентами, що обертаються або не обертаються, наприклад, вентилятор, форсажні камери тощо.

Робочий цикл ГТД починається з того, що повітря потрапляє в вхідний пристрій або дифузор за допомогою вентилятора. Він всмоктує атмосферне повітря в двигун. Далі повітря проходить через компресор, де стискається до величини заданого конструкторами ступеня підвищення тиску. Після цього стиснене повітря потрапляє до камери згоряння, де розміщені паливні форсунки. Вони розпилюють паливо в потік стисненого повітря де як наслідок відбувається процес горіння. Газы з високою температурою та тиском рухаються далі проточною частиною через турбіну. Через появу великої кількості енергії в результаті згоряння палива її значна частина передається через лопатки турбіни на ротор, що одночасно з'єднує її з компресором та вентилятором. В переважній більшості випадків конструктори застосовують двокаскадні компресори з турбінами та відповідні ротори для підвищення ефективності циклу. Велика кількість енергії у вигляді тяги утворюється при потраплянні гарячих газів в

вихідний пристрій (або сопло) після турбіни. Через розширення маси газу відбувається збільшення швидкості потоку на виході з ГТД [5].

В роботі [5] автор описує різноманітність типів ГТД. Широке застосування в комерційній авіації знаходять ТРДД. Вони обладнуються вентилятором на вході у двигун, що всмоктує повітря всередину проточної частини та направляє його по контурам для створення додаткової тяги.

Всі ТРДД двигуни можна класифікувати за ступенем двоконтурності – відношенням масової витрати повітря, що проходить на вході в двигун, до масової витрати повітря через внутрішній контур двигуна. На основі сучасних прикладів застосування вентиляторів у силових установках даного типу можна вирізнити два різновиди ТРДД: традиційний та з передачею крутного моменту через редуктор. Традиційний відповідає за пряме з'єднання з валом. З'єднання через редуктор є другим з них.

Вентилятор є критично важливим елементом серед інших частин ГТД. До нього висуваються високі вимоги за такими характеристиками, як маса, собівартість, конструкційна надійність, вибір матеріалів виготовлення, стійка робота у широкому діапазоні експлуатаційних режимів роботи, висока ефективність та ККД тощо.

Лопатки вентилятора є одними з головних деталей в ТРДД. Вихід з ладу даних деталей часто є спричинений втомою матеріалу через повторювані циклічні навантаження під час польотів, зльоту, приземлення та під час технічного обслуговування.

На даний момент майже всі авіаційні запчастини та компоненти двигунів намагаються замінити на композитні. Відбувається перехід від металевих до неметалевих сплавів для того, що досягнути високої жорсткості та міцності при меншій масі. Композитні матеріали є одними з ключових матеріалів, що застосовуються в більшості авіаційних структурних компонентів на даний час. Використання композитів допомагає збільшити запас стійкості деталей [5].

В роботі [5] також досліджено можливість заміни титанового сплаву, що широко використовується для виготовлення робочого колеса вентилятора, на

посилені волокнами полімери. Результати дослідження свідчать про те, що використання спеціальних композитних матеріалів значно збільшує запас міцності лопаток вентилятора, однак не покращує ККД вузла та жодним чином не впливає на характеристики потоку, а отже, є малоефективним способом покращення аеродинамічних характеристик роботи вентилятора ГТД.

В роботі [6] описано ТРДД з різними ступенями двоконтурності. Дані енергетичні установки мають наступні переваги перед своїми конкурентами: менша витрата палива при числі Маха 0,8, яке є найбільш широко поширеною крейсерською швидкістю великих цивільних літаків; нижчі рівень шуму та швидкість викиду вихлопних газів, що робить їх значно тихішими.

Через широку розповсюдженість ТРДД існує велика кількість напрямів досліджень для покращення характеристик даних енергетичних установок, особливо вентиляторів. Сьогодні такими напрямками є зниження шуму та викидів шкідливих речовин, що також можуть включати поглиблений розгляд фізичних процесів паливного менеджменту; покращення систем автоматичного керування та діагностики для збільшення терміну служби та прибутковості силової установки. Дані явища можуть бути використані як основа для багатьох покращень, що впливають з вище перелічених.

В роботі [7] наведено інформацію про те, що силові установки, що застосовуються на сучасних цивільних повітряних суднах, є прикладом удосконалення принципу реактивної тяги на основі газових турбін, що був вперше відкритий інженерами конструкторами Гансом фон Охайном та Френком Уіттлом приблизно вісім десятиліть тому.

Класифікація ТРДД за ступенем двоконтурності може мати вигляд, як у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

Класифікація ТРДД за ступенем двоконтурності

Ступінь двоконтурності	Позначення двигуна	Межі використання
0,2...3	з низьким ступенем двоконтурності	військові двигуни, двигуни з високими числами Маха, перші комерційні літаки
4...6	з високим ступенем двоконтурності	звичайні комерційні літаки, військово-транспортні літаки
8...12	з надвисоким ступенем двоконтурності	сучасні двигуни з зменшеними витратами палива та кількістю шкідливих викидів до навколишнього середовища

Концепт силових установок видозмінився від використання турбогвинтових, турбореактивних, турбореактивних з низьким ступенем двоконтурності двигунів в період другої половини ХХ століття до двовальних та тривальних турбореактивних з високим та надвисоким ступенем двоконтурності двигунів в наш час. Даний період показав значний прогрес в експлуатації та надійності даних силових установок. Літаки стали в три рази більш ефективними в плані споживання палива у порівнянні з першими турбореактивними двигунами. Дві третини всіх цих удосконалень пов'язані з величезними успіхами, отриманими в результаті скорочення кількості витрати палива двигунами.

Іншим важливим напрямком удосконалення конструкції двигунів впродовж останніх приблизно п'яти-шести десятиліть є зменшення шумового забруднення, спричиненого швидким поширенням тренду будівництва аеропортів у великих містах-хабах та роботою турбореактивних двигунів літаків, його вплив на місцеве населення. На даний момент машинобудівна промисловість змогла розробити конструкцію ТРДД, який є на 70-80% тихішим, ніж перші його прототипи. Сталий розвиток літальних апаратів, що використовують турбореактивні двигуни у якості

силових установок, підтвердився збільшенням ступеню двоконтурності від низьких величин до відносно високих завдяки значним покращенням характеристик на дозвукових швидкостях та зменшення рівня шуму. Відносно високі значення були досягнуті завдяки технологічним покращенням в частині таких параметрів, як сумарний ступінь підвищення тиску, температура газів на вході в турбіну, охолодження гарячих частин та нові конструкційні матеріали [7].

В роботі [7] наведено інформацію про те, що ТРДД з високим та надвисоким ступенем двоконтурності забезпечують кращі показники економічності, по-перше, через нижчу питому витрату палива та рівень шуму в та поза межами аеропортів, тому що мають нижчі швидкості потоків в проточній частині двигуна та зовнішньому контурі, по-друге, через коротші відстані зльоту та швидшу можливість набору висоти, тому що створюють більшу тягу на виході з двигунів, які підлаштовуються для балансу сумарної тяги з аеродинамічним опором.

Існує припущення, що двигуни з ступенем двоконтурності вищим за ті, що існують на даний момент, забезпечать нові переваги в авіаційних перевезеннях, коротші відстані зльоту, нижчий рівень шуму. Менша питома витрата палива є характерною рисою двигунів з високим та надвисоким ступенями двоконтурності. Швидкість падіння тяги, величина за якої сумарна тяга двигуна зменшується зі швидкістю польоту – це також одна з важливих функцій ступеня двоконтурності, тому двигуни, які конструюються спеціально для співпадіння сумарної тяги з аеродинамічним опором, зможуть додатково покращити тягу при зльоті, що одночасно буде відображено в збільшенні ступеня двоконтурності. Окрім цього, при високих та надвисоких ступенях двоконтурності може бути реалізований принцип перенаправлення вихідного потоку з низькою швидкістю над або через систему закрилків для збільшення коефіцієнту підйому при взльоті, зменшення відстані зльоту, збільшення набору швидкості та зменшення рівня шуму без погіршення льотних характеристик.

В роботі [7] описано можливість неповноти реалізації потенційних покращень ТРДД з високим та надвисоким ступенями двоконтурності через вплив

монтажу на літаках. Зростання швидкості падіння тяги прямо пропорційне підвищенню ступеня двоконтурності. Силіві установки, що конструюються для збереження в балансі сумарної тяги з аеродинамічним опором, будуть ставати більш габаритними та важчими в міру збільшення ступеня двоконтурності. Зростання масо-габаритних характеристик викликає або збільшення загальної маси повітряного судна при зльоті, або зменшенням кількості палива, котрими можливо заправити паливні баки, чи корисного навантаження при тій же масі бруто. Експлуатаційні втрати пов'язані з монтажем двигуна можуть також бути викликані надто низькими ступенями підвищення тиску у вентиляторах.

В роботі [8] описана важлива роль ступеня двоконтурності вентилятора в ТРДД. Найменше збільшення ступеня в результаті призводить до величезного спаду витрати палива в силівій установці. Всі спроби збільшити значення обмежуються збільшенням діаметру вентилятора, що викликає аеродинамічні та конструкційні небажані наслідки. Проблема неспівпадіння швидкостей обертання роторів є однією з аеродинамічних проблем між силовою турбіною та вентилятором через різність їх аеродинамічних вимог. Збільшення діаметру вентилятора веде до нижчих швидкостей обертання даного вузла, обмеження високих чисел Маха на кінцях лопаток та надлишкових напружень у кореневих частинах. З іншого боку, вузол турбіни з'єднаний з вентилятором вимагає вищих швидкостей обертання для уникнення великих навантажень, низьких ефективності та сили тяги. Існує певна кількість запропонованих інженерами-конструкторами рішень проблеми неспівпадіння швидкостей обертання роторів, наприклад: трикаскадний двигун з трьома роторами, відкриті ротори, турбовентиляторні двигуни з редукторами тощо. Однак дані способи покращення є надзвичайно складними, дороговартісними при конструюванні й виробництві та обмеженими для деяких компаній.

Іншим способом вирішення даної проблеми був турбовентиляторний двигун, що містив додатковий вентилятор з приводом від потоку з кінця лопаток основного вентилятора. Додатковий вентилятор мав додаткову турбіну, що приводилася в рух деякою кількістю стисненого повітря, згенерованого основним

вентилятором. В роботі [9] проведено попередній термоаеродинамічний аналіз для такої компоновки вузла. Результати завсвідчили, що додатковий вентилятор як аеродинамічний спосіб передачі енергії може повноцінно замінити механічну муфту, однак є неймовірно складним способ покращення, має величезні аеродинамічні втрати та потребує додаткових компонентів.

Варто взяти до уваги, що всі вищезгадані рішення є допустимими для збільшення ступеня двоконтурності при постійних діаметрах проточної частини. Як наслідок з'являється нова проблема збільшення діаметру. В роботі [9] було досліджено інноваційну конструкцію осьового вентилятора, що допускає збільшення кількості повітря, що проходить через вентилятор, через пропускання більшої маси потоку через хвостові перерізи лопаток. Нова конструкція має можливість підвищити ступень двоконтурності при постійному діаметрі без використання додаткових компонентів при розрахункових та нерозрахункових режимах роботи.

При конструюванні компресорів або вентиляторів більшість інженерів звертають увагу на оптимізацію окремих існуючих геометрій [10], а не на пошук можливостей для збільшення навантажень на лопатки. Часто метою оптимізації є профілювання перерізів лопаток для покращення ККД та ступеня підвищення тиску. Деякі конструктори використовують закрутку або зміну кута, змінюючи хорду лопаток, для розширення діапазону надзвукової експлуатації ротора. В роботах [11-15] не було значно покращено характеристики вентилятора або компресора через обмеження оптимізації. З іншого боку, оптимізована геометрія часто не має ніякого потенціалу для зміни ступеня двоконтурності.

Деякі інші дослідники приділяють значну увагу методу попередньої побудови та проводять аналіз його впливу на характеристики вентилятора або компресора. У роботі [8] вперше розглянуто меридіонально прискорений осьовий вентилятор з надвеликим ступенем підвищення тиску. Однак попри низький ризик поломки при великих навантаженнях даний тип вентилятора не підлягає експлуатації. Сконструйований осьовий вентилятор з великим навантаженням за відношенням осьових швидкостей на виході до входу був отриманий в результаті

зменшення меридіонального перерізу. Проте в конструкції даного вентилятора не було враховано комбінацію відцентрової рівноваги з обмеженнями по навантаженню. В результаті було застосовано закономірність розповсюдження вихрів при постійному розподіленні осьової швидкості на виході з робочого колеса. Нова конструкція осьового вентилятора не мав здатності жодним чином збільшити кількість повітря, що поступало в зовнішній контур.

В роботі [16] було запропоновано метод розробки осьового компресора на основі одновимірного проектування. Даний метод використовував принципи термодинаміки та співвідношення аеродинаміки на базі середньоквадратичного значення радіуса по середній лінії, щоб побудувати багатоступеневий компресор. Метод мав ітераційний характер, що передбачав зміну навантаження для досягнення бажаного ступеня підвищення тиску. Однак даний метод не використовував засоби обчислювальної гідродинаміки для досягнення цілей побудови або покращення геометрії. Лише попередня побудова була проведена для отримання геометричних розмірів.

В роботі [17] було розвинено ідею з одновимірним моделюванням та запропоновано підхід з використання двовимірного моделювання. Метод використовував закономірність розповсюдження обертальних вихрів для отримання попередніх геометричних розмірів робочих лопаток в кореновому, середньому та хвостовому перерізах. Метод не передбачав використання засобів обчислювальної гідродинаміки для відображення графіків та вихідних умов конструювання.

В роботі [18] було зосереджено увагу на збільшенні ступеня підвищення тиску осьового компресора для ступеня через високо навантаженні ряди лопаток. Було досліджено вплив вхідного кута лопатки та навантаження на її характеристики. Постійна робота без загальної зміни ентальпії була використана на довжині спинки лопатки, де кореневий переріз мав більше навантаження, ніж хвостовий. Було досліджено, що для менших втрат через збільшення навантаження на лопатку, реакція має зменшуватися. Високо навантажені лопатки мали нижчу ефективність, ніж звичайно навантаженні.

В роботі [19] було представлено засіб для попередньої побудови надзвукового осьового вентилятора, що використовує різні співвідношення експериментальних даних для розрахунку втрат збурень та профіля, кутів атаки та відхилення. Виконане параметричне дослідження було здійснене з метою вивчення впливу різних параметрів, наприклад, обертальна швидкість та кут установки, на оптимальну роботу вентилятора. Отримана геометрія була придатною лише для числового моделювання та потребувала безлічі покращень.

В роботі [20] було досліджено вплив розподілу навантаження на ступень підвищення тиску вентилятора. Різноманітні циркуляції по спинці робочої лопатки та розподілення абсолютного числа Маха були спостережені в створених випадках. Результати дослідження показали, що збільшення ступеня підвищення тиску можуть забезпечити краще розподілення реакції та приблизно рівномірне розподілення числа Маха по всій довжині спинки лопатки. Однак не було враховано обмеження аеродинамічних навантажень, відцентрової рівноваги на виході з робочого колеса та досліджено впливу розподілення навантаження на повітря, що прямувало до зовнішнього контуру.

В роботі [8] був запропонований метод невільних вихрів для перебудови надзвукових осьових компресорів для досягнення вищих характеристик під час експлуатації. Проте даний метод не був розроблений для вентиляторів з високими та надвисокими ступенями двоконтурності.

В роботі [21] розглянено можливість використання керування примежовим шаром у лопаткових машинах. Наявність даного явища значно знижує ККД енергетичної установки та її важливих вузлів – вентилятора та компресора.

В ГТД останніх двох поколінь конструктори часто відмовляються від вхідного напрямляючого апарату задля зменшення загальної маси установки та літака. Це викликає збільшення рівня нерівномірності на вході у двигун та додаткові втрати у лопатковому вінці.

З метою отримання покращених характеристик ГТД під час експлуатації існує кілька напрямів досліджень. Один з них передбачає конструювання вдосконалених аеродинамічних компонентів, що в результаті призводить до

тривалих спроб оптимізації геометрії лопаткових машин. Більший інтерес викликає другий напрям, що передбачає керування потоком. Таким чином, можна виокремити активні та пасивні методи примежовим шаром, які мають як свої переваги, так і недоліки.

Активні методи керування примежовим шаром включають в себе ежекцію, всмоктування та застосування приводів штучного струменя повітря. У даних випадках необхідна наявність механічного приводу, що викликає додавання додаткової маси робочого тіла. В деяких умовах, реконструкція компонентів літального апарату необхідна в такому вигляді, щоб механічний привід був розміщений в корпусі. Однак, активні методи контролю є адаптивними до умов потоку, а це значить, що вони можуть бути деактивовані при менш суворих умовах польоту.

Плазмовий привід є іншим інноваційним підходом до активного керування примежовим шаром. Ефективність даного підходу в області скорочення втрат при низьких швидкостях польоту є підтверджена дослідями в роботі [21]. Проте через обмежену доступну потужність збуджень застосування даного підходу при надзвукових швидкостях потоку все ще потребує додаткових досліджень.

Пасивні методи керування примежовим шаром відрізняються від активних. Реалізація даних методів виконується через застосування статичних аеродинамічних пристроїв, що взаємодіють з місцевим потоком. Пристроями, що використовуються для пасивних методів керування, в переважній більшості є турбулізатори у формі генераторів вихорів, акустичних резонаторів та НРП. Ефективність застосування даного методу підтверджена у роботах [22, 23].

1.2. Переваги та недоліки активних і пасивних методів керування примежовим шаром у вентиляторах ГТД

Однією з найскладніших задач під час розробки турбокомпресорних систем є досягнення високих показників ефективності з одночасним забезпеченням газодинамічної стійкості в будь-який момент експлуатації.

Ежекція повітря в область радіальних зазорів між робочими лопатками та корпусом вентилятора є методом активного контролю, що передбачає поєднання збільшеного ККД та експлуатаційної надійності. Завдяки застосуванню даного методу можливо збільшити запас стійкості роботи вентилятора та компресора, тому що ежекція може відбуватися протягом деякого проміжку часу за потреби в ній. Даний принцип був перевірений численними аналітичними, експериментальними та числовими моделюваннями протягом останніх двох десятиліть.

В результаті досліджень, отриманих автором в роботі [24], було методично проаналізовано ежекцію повітря в радіальні зазори вентиляторів та компресорів, значно розширено запас стійкості роботи компресорів завдяки пульсуючій ежекції, детально розглянуто механізми активної стабілізації роботи дозвукового компресора шляхом ежекції повітря з застосуванням методів числового моделювання.

Автори робіт [25, 26] запропонували активну систему керування примежовим шаром для стабілізації роботи вузлів вентилятора та компресора низького тиску у ТРДД типу Larzak 04. Система була здатна запобігти нестійкій роботі, збільшити запас газодинамічної стійкості до виникнення помпажу компресора низького тиску та навіть повернути режим стабільної роботи вентилятора після появи такого небезпечного явища як обертовий вихровий зрив. Частину масової витрати ежектованого повітря пропонувалося перепускати з компресора високого тиску. Така рециркуляція виявилася не вигідною в порівнянні з загальною ефективністю ГТД через дві причини. Перша з них – певна частина масової витрати повітря, що вже була стиснута до цього певною частиною вузла компресора, є відведеною з термодинамічного циклу. Друга причина – повітря, що ежектується в проточну частину двигуна, має підвищену температуру, а це негативно впливає на холодну частину ГТД [27].

В роботі [24] також проаналізовано можливість покращення шляхом використання так званого ефекту ежекторного пристрою, що може скоротити кількість перепущеного повітря з компресора високого тиску зі збереженням

границь стійкості роботи вентилятора та компресора низького тиску. Як наслідок, дане явище зменшує негативний вплив на загальний ККД ГТД. Реалізація даного підходу можлива через ежекцію стисненого компресором високого тиску повітря, що позначається як первинний потік, в геометрію ежекторного пристрою, а не одразу в проточну частину. В такий пристрій повітря потрапляє також безпосередньо з навколишнього середовища і позначається як вторинний потік. Цей процес відбувається завдяки передачі моменту та енергії через шар зсуву, що з'являється між повітрям первинного та вторинного потоків. Приклад схематичного позначення процесів ежекції повітря в кільцевий зазор показано на рисунках 1.1 та 1.2. На рисунку 1.3 зображено принцип реалізації ежекції [24].

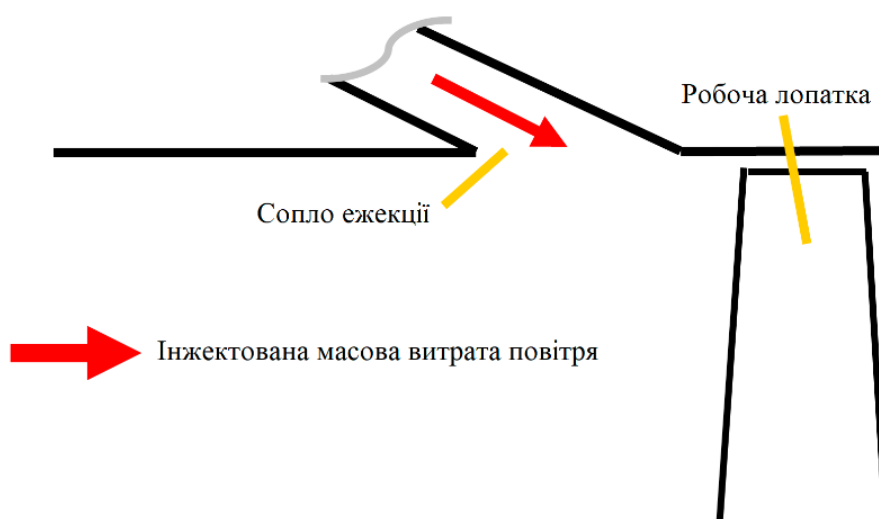


Рис. 1.1. Пряма ежекція в ТРДД

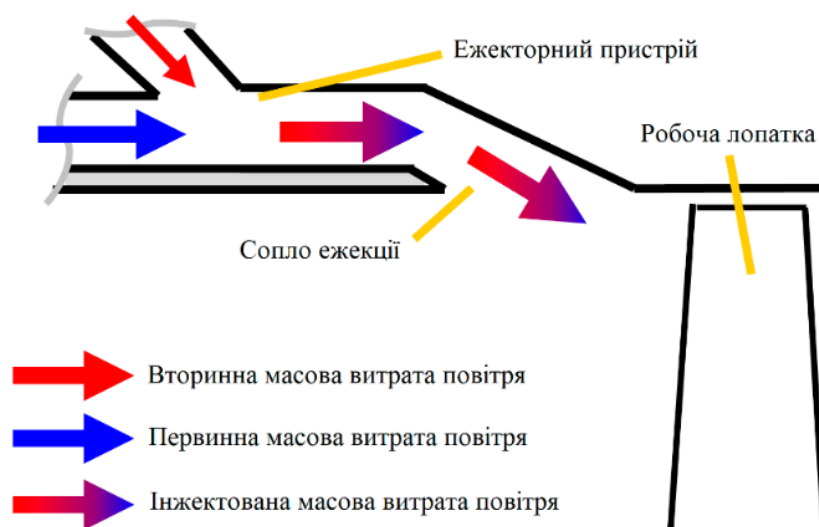


Рис. 1.2. Ежекція через ежекторний пристрій в ТРДД

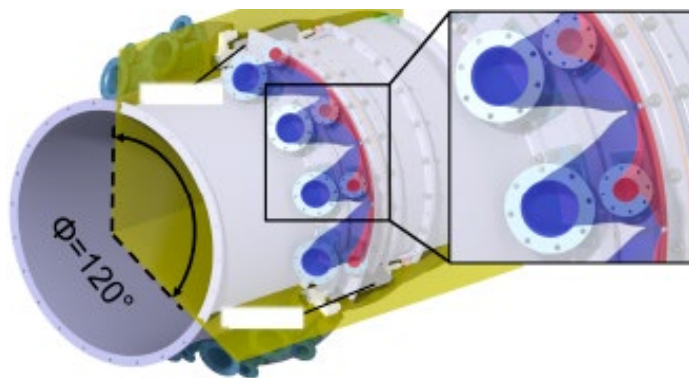


Рис. 1.3. Концепт виконання ежекторних пристроїв

У роботі [28] було оцінено ефективність активного методу керування шляхом одночасної ежекції та всмоктування повітря у вентиляторі ГТД для зменшення негативного впливу примежового шару, що виникає на поверхнях вентилятора та компресора. Перерозподілення примежового шару повітря по периферії робочого колеса вентилятора задля уникнення можливості появи вихрових кільцевих зривів в радіальних зазорах було головною метою даного дослідження. Під час проведення математичного моделювання за допомогою засобів обчислювальної гідродинаміки була проаналізована велика кількість різноманітних розташувань отворів для ежекції та всмоктування повітря, а підмножина з них підтверджена експериментально.

Власне всмоктування як єдиний спосіб реалізації активного методу керування був доведений як неефективний задля повного уникнення появи явища вихрових зривів. Однак всмоктування змогло значно скоротити втрати під час активного керування примежовим шаром, якщо масова витрата ежектованого повітря була більшою, ніж 1 % від загальної масової витрати повітря на вході у ГТД. Для зменшення кількості повітря, що перепускалося з компресора, було запропоновано збільшити ежектований потік за рахунок потоку, що виходив з отворів всмоктування використовуючи принцип ежекторного насосу [28].

Застосування умовної моделі ежекторного насосу допомогло максимально зменшити кількість кільцевих зривів в радіальних зазорах приблизно на 75% у

порівнянні з лише всмоктуванням, що забезпечило лише 28%. Дослідження також показали, що найбільш практично ефективною конфігурацією даного методу керування в межах дослідження була індивідуальна ежекція прямо в обернено направлені вторинні потоки в проточній частині, а не повне змішування, що могло стати причиною утворення великомасштабних кільцевих вихорів [28].

В роботі [29] автор описав недоліки методу активного керування примежовим шаром шляхом застосування ежекції. Серед них можна виділити появу міцних вторинних потоків, що призводять до сильних зривів потоку на периферії проточної частини, та високу ймовірність виникнення помпажу компресора.

Всмоктування або перепуск стисненого повітря є одним із важливих шляхів забезпечення безпечної експлуатації ТРДД. Повітря, що перепускається, може бути використаним для різноманітних цілей, наприклад, для подальшої ежекції в вузлах вентилятора або компресора, системи моніторингу стану навколишнього середовища, системи антиобледеніння, нагнітання тиску в паливних баках тощо. В цілому, перепущене повітря може забиратися від середніх або останніх ступенів компресора високого тиску та на виході з вентилятора. Однак це може негативно позначатися на роботі енергетичної установки. Приклади принципу реалізації та конструктивного виконання отворів для всмоктування у статорі ГТД наведені на рисунках 1.4 та 1.5 [30].

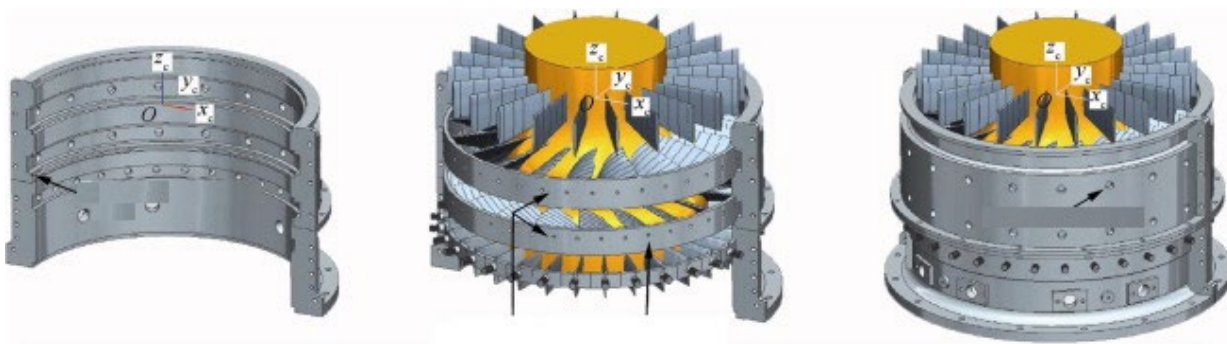


Рис. 1.4. Принцип реалізації керування шляхом всмоктування



Рис. 1.5. Виконання отворів для всмоктування повітря у ГТД

В роботі [30] описується дослідження впливу різних областей всмоктування на характеристики вентилятора. Результати даного дослідження показали, що втрата тяги та питома витрата палива були майже лінійними функціями від потоку повітря, що перепускається.

Можливість керування примежовим шаром через використання активного методу всмоктування у вентиляторі також була досліджена в роботі [31]. Найбільш ефективними місцями всмоктування повітря в районі радіального зазору робочого колеса виявилися передня та задня кромка робочої лопатки.

Автори роботи [32] експериментально дослідили вплив пульсуючого всмоктування на відокремлення потоку та аеродинамічні характеристики у високонавантаженому каскаді компресора. Частота збуджень досліджувалася як головний параметр, що визнає ефективність даного типу активного методу керування примежовим шаром. Потенціал застосування пульсуючого всмоктування був вивчений при низьких частотах обертання ротора з метою забезпечення задовільних характеристик каскаду. Також, для порівняння був досліджений відповідний параметр при постійному всмоктуванні.

Експериментальні результати показали, що пульсуюче всмоктування є ефективним під час керування примежовим шаром, навіть при 0,1% номінальної величини частоти обертання ротора. Воно згладжує вихори та покращує

аеродинамічні характеристики. Пульсуюче всмоктування забезпечує кращий контроль примежовим шаром у порівнянні з постійним за кількома параметрами збудження [32].

По-перше, при однакових швидкостях потоку всмоктування пульсуюче всмоктування володіє більшим моментом всмоктування впродовж фази всмоктування, що відображається в більшій силі всмоктування та якісніше впливає на характеристики потоку. По-друге, завдяки появі пульсуючих збуджень генеруються додаткові вихорові структури, що передають енергію примежовому шару через трансфер вільних потоків з високим моментом поруч зі стінкою. Пульсуюче всмоктування є також ефективним при великих кутах атаки, однак недоліком даного явища є зменшення впливу керування потоком [32].

В роботі [32] автори виконали тривимірне математичне моделювання єдиного отвору для всмоктування на плоскій пластині для дослідження природи взаємодії хвиль збудження та примежового шару. Результати засвідчили, що отвір для всмоктування може керувати відповіддю примежового шару на випадкові хвилі збудження. Дослідження також показало, що розміщення отвору для всмоктування відносно місць появи хвиль може вплинути на потік у верхній, поздовжній та нижній частинах довжин впливу.

В роботі [32] автори виконали аналогічний до описаного в попередньому абзаці дослід, однак збільшили кількість отворів до трьох, серед яких були виконані отвори з нахилом у 30° та під прямим кутом 90° . Дані отвори були об'єднані у групу, в якій потік міг бути керованим. Дослід дав змогу детально вивчити потік навколо отворів, особливо структуру бар'єру збудження.

Тривимірне математичне моделювання як засіб дослідження всмоктування і спосіб вдосконалення активного методу контролю було застосовано також в роботі [32]. Автори дослідили декілька отворів з різними дистанціями та ступінчастим розташуванням. Результати засвідчили, що бар'єр збудження виникає лише в першому та другому рядах отворів. Важливий вплив відіграли відстані між отворами, що значно впливали на швидкість всмоктування, тиск та число Маха.

Приводи штучного струменя повітря здатні надавати момент без створення сумарного масового потоку робочого тіла. Даний тип приводів був запропонований ще в другій половині минулого сторіччя. З того часу вони знайшли широке застосування в багатьох винаходах. Привід штучного струменя повітря типово складається з перетворювача, наприклад поршня або діафрагми, що є з'єднана з порожниною, яка у свою чергу приєднана до сопла. Елемент передачі коливається в межах його позиції рівноваги та періодично набирає або виштовхує робоче тіло в або з порожнини через сопло. Принцип роботи приводу зображений на рисунку 1.6 [33].



Рис. 1.6. Принцип роботи приводу штучного струменя повітря

Геометрія сопла може бути виконана у формі отвору або щілини. Існує декілька можливих варіантів виконання перетворювачів. Інженерні рішення також включають п'єзоелектричні, електродинамічні або конденсаторні перетворювачі. Частота коливання перетворювачів типово обмежується власною резонансною частотою за якої може відбутися втома матеріалу, що спричинить негативні наслідки. За відсутності поперечних потоків, такт набору забезпечує поглинання тиску та забір атмосферного повітря. Під час такту виштовхування потік повітря попередньо обмежується до скінченного вузького розміру в області осьової лінії струменя. Під час моментальної ежекції потік розділяється на гострих кромках отвору та створює вихор, що рухається в напрямку вихору примежового шару [33].

При взаємодії із зовнішніми поперечними потоками штучний струмінь може місцево покращити характер обтікання на границі потоку та змінити

розподілення тиску та вихорів. Додатково до властивості передачі енергії даний спосіб надає змогу обрати частоту активації, за якої він може подіяти на механізм нестійкості шару зсуву, що відокремився. В цілому, вибір частоти активації високоефективно впливає на досягнення стійкості потоку. Через чутливість поведінки приводу та аеродинамічний вплив на частоту активації одним з найважливіших параметрів, що визначає ефективність застосування даного способу методу активного керування примежовим шаром є діапазон робочих частот [33].

Перспективи застосування способу плазмового приводу для активного методу керування примежовим шаром були досліджені авторами роботи [34]. Сучасний розвиток даних приводів, здатних створювати теплові збурення з одночасно високими амплітудою та пропускнуою здатністю, розширив межі їх застосування до потоків з високими швидкостями та числами Рейнольдса, притаманних авіаційній техніці.

Було виділено два типи плазмового приводу як способу покращення характеристик роботи турбомашин. Перший з них – це локалізовані плазмові приводи дугового наповнення. Другий та більш ефективний з них – плазмові приводи наносекундного діелектричного бар'єрного розряду. Однак подальші дослідження даних приводів мають бути виконані для переходу від лабораторних випробувань до використання під час польоту, так як вплив на характеристики роботи вузла вентилятора не був головним завданням даного дослідження [34].

Плазмовий привід є відносно новим ефективним способом методу активного контролю, що ґрунтується на роботі діелектричного бар'єрного розряду та на даний момент був використаний вченими для керування потоками як в компресорах, так і в турбінах [35].

Автори робіт [35, 36, 37] запропонували плазмовий привід з пульсуючим постійним струмом, що може значно покращити сили плазмового тіла. Їх досліді показали, що плазмовий привід може бути використаний під час керування високошвидкісними потоками в компресорах. Монтування даних пристроїв в вентиляторах або компресорах та їх подальше застосування вважаються

ефективними для затримки процесів формування обертових зривів в області радіального зазору ротора та зменшення кута відриву в статорі.

Ключовим здобутком використання плазових приводів є збільшення границь стійкості роботи вентиляторів та компресорів шляхом ущільнення перетікань повітря, що рухається вгору по передній кромці робочої лопатки, та зменшення аеродинамічного навантаження в радіальних зазорах робочих коліс [35].

Однак, існують й недоліки даного способу, що полягають в неможливості впливати на загальне аеродинамічне навантаження в вентиляторах та компресорах при стійких умовах експлуатації, зберігаючи здатність збільшення границь стійкості роботи [35]. Принцип роботи плазового приводу зображений на рисунку 1.7 [38].

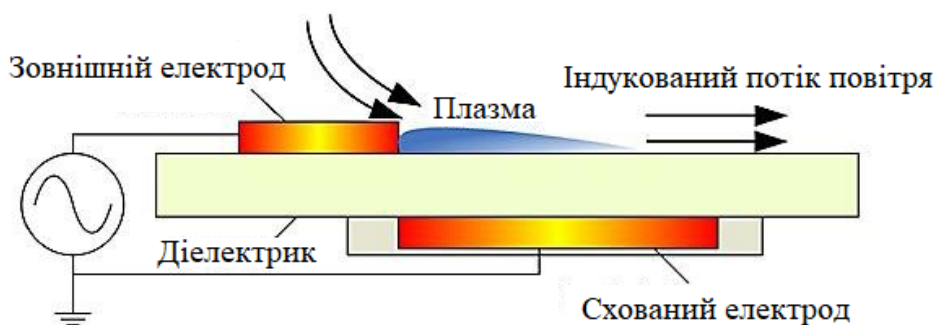


Рис. 1.7. Принцип роботи плазового приводу

Генератори вихорів є пристроями, що розміщуються на або біля поверхні на якій планується керування примежовим шаром, що створюють вихори, чие розповсюдження відбувається за течією [39].

Генератори вихорів є більш простим та потенційно ефективним способом пасивного методу керування. Замість прямої передачі дотичного моменту на стінку, дані пристрої спричиняють вихори безпосередньо біля стінки, що значно покращує змішування примежового шару та вільного потоку. Відбувається сприятливе перерозподілення моменту в примежовому шарі [39].

Генератори вихорів мають геометричну форму поверхневих нарощень та, наприклад, можуть виконані у формі маленьких статорних лопаток або

дискретних повітряних струменів. Генератори вихорів у формі лопаток є популярним напрямом досліджень та застосовуються у багатьох газотурбінних установках [39].

Генератори вихорів у формі повітряних струменів викликають додаткові труднощі пов'язані зі складністю їх інтеграції до вузлів вентилятора або компресора та створення умов для ежекції. Тому дані пристрої не знайшли широкого комерційного застосування. Численні дослідження в області рідинної динаміки показали, що повітряні струмені генерують вихори аналогічно до лопаток, а отже не надають жодної переваги в їх застосуванні в ТРДД [39].

Типово генератори вихорів складаються з рядів маленьких лопаток, що приєднуються до поверхні, яка взаємодіє з робочим тілом, та мають перпендикулярний кут встановлення відносно неї. Кожна лопатка встановлюється під кутом до напрямку потоку з метою створення підйому та подальшого розповсюдження вихору у напрямку течії від верхньої частини лопатки [39]. Принцип роботи генераторів вихорів зображений на рисунку 1.8 [40].

Геометричне розташування генераторів вихорів можна класифікувати на два головні різновиди. Лопатки розміщуються в один ряд. В першому випадку, кути атаки таких лопаток чергуються та є додатними та від'ємними з метою створення протилежної циркуляції навколо передніх кромek лопаток, що генерують вихори. В другому випадку, кути атаки всіх лопаток є або додатними, або від'ємними з метою створення циркуляції з однаковим знаком. Якщо циркуляція є протилежною, розміщення генераторів вихорів називається зустрічно-обертальним. Якщо циркуляція направлена однаково – співообертальним [39].

Можливе монтування генераторів вихорів в кілька рядів. В такому випадку лопатки розташовуються в два ряди з співообертальним розміщенням. Лопатки другого ряду створюють вихори з протилежним знаком відносно першого ряду, а всі лопатки розміщуються за напрямом течії. Таким чином, в результаті дане компонування генераторів вихорів створює зустрічно-обертальні вихори [39].

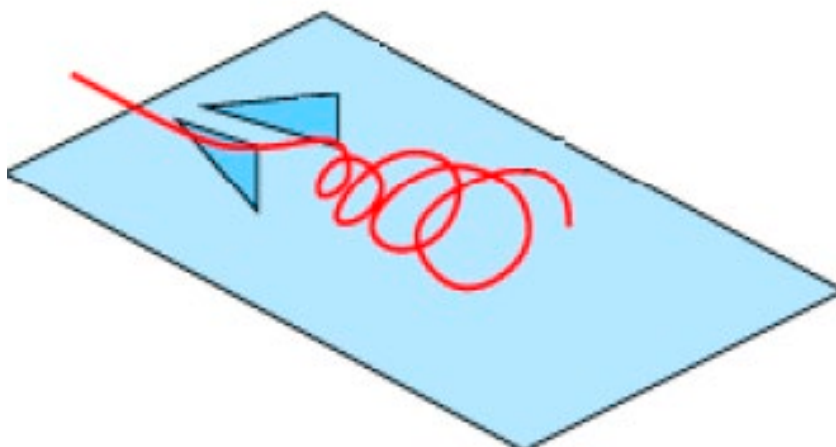


Рис. 1.8. Принцип роботи генераторів вихорів

Прохід повітря через компоненти ГТД спричиняє появу збуджень тиску, що коливаються та поширюються у напрямку спостерігача – тобто шуму. Він є спричинений нерівномірністю потоку робочого тіла, що є викликана значними змінами тиску та температури необхідних для створення енергії [41].

Звук, що розповсюджується від вхідної частини ТРДД є майже повністю спричинений вентилятором. Переважаючим джерелом тонального шуму вентилятора є взаємодія ротора та статора. Широкосмуговий шум спричиняється завдяки турбулентності потоку. Рішення, що дозволяє зменшити рівень нерівномірності та відповідно шуму у вентиляторах, передбачає застосування акустичних резонаторів як одного з способів методу пасивного керування примежовим шаром у ТРДД [41].

Даний спосіб передбачає поглинання акустичної енергії та скорочення рівнів шуму задля та отримання покращених характеристик при експлуатації. Акустичний резонатор може покривати більшість доступної поверхні по окружності проточної частини двигуна (рис. 1.9). Це спрощує виробництво та встановлення даних конструкцій всередині гондоли. Секції з'єднуються між собою поздовжніми смугами або шляхом зрощення. Однак зрощення негативно впливають на акустичні характеристики, тому що виникають нерівномірності в акустичному імпедансі навколо окружності проточної частини.

Типово акустичні резонатори реагують на місцеві порожнини. Питомий акустичний імпеданс даних конструкцій залежить від властивостей вирівнювання, потоку та частоти звуку. Послаблення тону вентилятора є досить складним завданням через збільшення потужності енергетичної установки, особливо високих надзвукових швидкостях. Іншим недоліком застосування акустичних резонаторів є збільшення загальної маси двигуна, що є також не бажаним явищем. Подальші вдосконалення ТРДД передбачають збільшення ступеня двоконтурності, а це не передбачає зміну вхідної довжини у масштабному відношенні до діаметру. Таким чином акустичні резонатори будуть ставати все менш ефективними. Їх експлуатація є завжди обмежена довжиною монтажу [41].

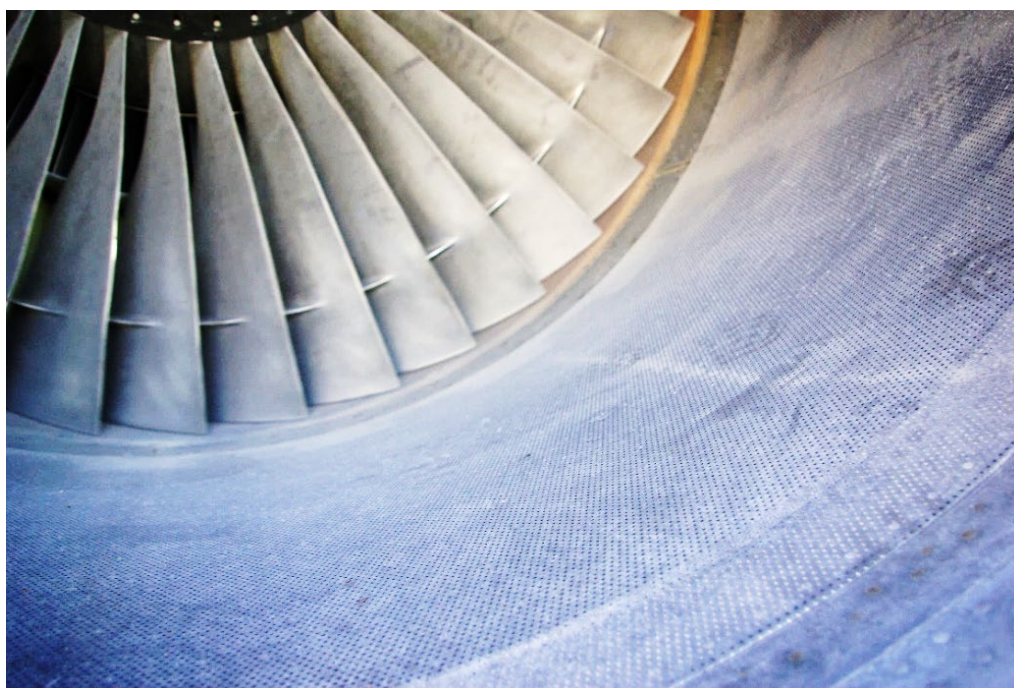


Рис. 1.9. Приклад застосування акустичного резонатора

НРП використовуються в вентиляторах та компресорах ГТД з метою покращення аеродинамічних характеристик потоку, розширення діапазону стійкої роботи вентилятора чи компресора. Традиційно застосування даної обробки внутрішньої поверхні корпусу пов'язане з розширенням границь газодинамічної стійкості. Історично склалося, що кільцеві канавки стали найбільш відомим шляхом удосконалення геометрії проточної частини. Дана конфігурація характеризується високою простотою (рис. 1.10) [42].

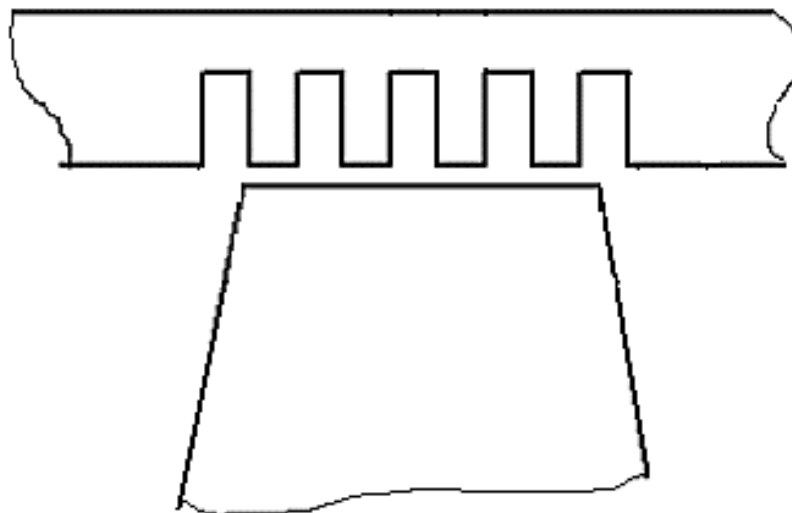


Рис. 1.10. Типовий НРП

Можна виділити кілька типових закономірностей застосування НРП: канавки в корпусах з гладкими стінками можуть забезпечити вагоме покращення напірної характеристики для уникнення виникнення помпажу компресора; використання корпусу з канавками зможе призвести до деякого збільшення ККД; конфігурації, що допомагають збільшити ККД, не є в переважній більшості ефективними в збільшенні границь газодинамічної стійкості роботи [42].

1.3. НРП у вентиляторах та компресорах ГТД

Перші спроби розробити всеохоплюючий та фізично обґрунтований підхід до розуміння механізму застосування НРП був запропонований у середині ХХ століття. Базуючись на оцінці попередніх досліджень починаючи з середини другої половини ХХ століття вченими було сформовано ряд питань, які необхідно було вирішити у напрямку бажаної конфігурації пристроїв, підходящих для випробувань. Результати численних дослідів підтвердили раніше задокументовані здобутки щодо різноманітних форм кільцевих канавок, перекошених прорізів та пазів з кутом установки, як у робочих лопаток. Покращені границі газодинамічної стійкості співвідносилися з вимірюваннями збільшеного статичного тиску на робочій поверхні лопаток в області радіального зазору та підвищували

змішування на поверхні входу потоку відносно гладких стінок. Однак, кінцевого розуміння механізму ефективності застосування НРП не було досягнуто [43].

Подальші дослідження надали змогу сформулювати емпіричні правила для обробки внутрішньої поверхні корпусу шляхом застосування НРП, що полягали в наступному [43]:

- більшість покращень запасу стійкості виникає при роботі з середньою ділянкою проточної частини в діапазоні 60% від проектованої ротором осьової лінії;
- робота з першими та останніми 20% (передньої та задньої частини) не є ефективною;
- більшість успішних покращень займають від 65 до 75% відкритої площі поверхні, що досліджується;
- кільцеві канавки мають забезпечувати вдвічі більше відношення ширини канавки до інтервалу між ними;
- глибина канавки має бути втричі більшою за її ширину;
- відношення глибини канавки до відстані між робочими лопатками має бути більшим за 0,15;
- з причин механічної міцності мінімальний інтервал між канавками має бути 0,125 дюйми;
- необхідно забезпечувати достатній інтервал між кінцем лопатки та корпусом для коректного зчеплення стираємих матеріалів, нанесених на кінці робочих лопаток.

Не зважаючи на деякі невідповідності перших досліджень в період другої половини XX століття, можна виділити характерні риси, притаманні пасивному методу керування примежовим шаром [43]:

- акустичне налаштування не є вагомим фактором впливу;
- рециркуляція потоку може бути як корисною, так і шкідливою;
- стисливість не є важливою для розуміння механізму ефективності застосування НРП;

- експлуатація погіршується, коли метод керування поширюється поза межі хорди лопатки;
- пориста обробка корпусу є більш ефективною для вхідних збуджень;
- ККД може бути зменшений через застосування контролю керування примежовим шаром.

До кінця двадцятого ХХ дослідження були продовжені в напрямку випробувань різних конфігурацій осьових, під кутом та кільцевих канавок, що були заявлені в минулих дослідах як ті, що мають найбільший потенціал в збільшенні запасу стійкості або найменше погіршують ефективність всієї газотурбінної установки. Результати дослідів засвідчили, що чим більш ефективним є НРП в покращенні газодинамічної стійкості, тим більшими є погіршення ККД. І навпаки, чим ефективніше є пристрій, тим менше збільшення границь запасу стійкості можна спостерігати [43].

Однак було відкрито нову потенціальну перевагу, що полягала в зменшенні чутливості впливу радіального зазору на границі та ККД. Осьові та похилі НРП показали незначне покращення. Кільцеві НРП пристрої забезпечили вагоме збільшення границь запасу стійкої роботи одночасно зі збереженням тренду збільшення радіального зазору. Таким чином, здатність зменшити чутливість шкідливого впливу на збільшення радіального зазору виявилася дуже корисним аспектом застосування НРП в пом'якшенні негативного впливу збільшення радіального зазору, спричиненого такими явищами ерозія матеріалу, стирання кінців робочих лопаток та нормального зносу [43].

Беручи до уваги різноманітність отриманих результатів вчені виявили потребу в фундаментальному розумінні механізму впливу НРП на покращення характеристик вентилятора та компресора ГТД. Виникла необхідність створити вказівник або корисні критерії для застосування даного способу пасивного методу керування. Після детального дослідження потоку в примежовому шарі було спостережено два можливих режими, за яких компресор міг перейти в режим помпажу. Перший з них був пов'язаний з лопатками, на яких значна частина довжини мала великі аеродинамічні сліди з боку всмоктування. Другий був

спричинений стінками компресора, що характеризувалися примежовим шаром з низьким моментом.

Вчені припускали, що ефективність застосування НРП могла залежати від виникнення помпажу компресора, що обмежувався умовою стінок компресора. Для перевірки припущення була створена експериментальна програма, в якій було побудовано два типи рядів лопаток. Тип з високою густотою компресорної решітки мав би продемонструвати помпаж через вплив стінок. Тип з низькою густотою решітки – через вплив лопаток. У разі правильності даного припущення вчені очікували побачити більшу ефективність для НРП у формі похилих канавок для решіток з високою густотою та незначний або навпаки позитивний вплив для решітки з низькою густотою. Результати моделювання показали, що вимірний пік статичного тиску потоку був досягнутий для решітки з високою густотою. Одночасно потік не перекидався до того моменту, поки його швидкість була значно меншою, ніж швидкість для решітки з високою густотою. Це було пов'язано з очікуваним меншим відхиленням кута потоку, що змогло надати змогу більшої закрутки та, як наслідок, вище значення статичного тиску [43].

Також вченими було спостережено різницю в точках виникнення помпажу для двигунів з та без НРП. Для решіток з високою густотою застосування пристрою дуже ефективно впливало на напірну характеристику компресора, збільшуючи діапазон стабільної експлуатації ротора на 14% та створюючи 8% збільшення піку статичного тиску на противагу корпусам з гладкими стінками. Для решіток з низькою густотою застосування НРП викликало мінімальний вплив, приблизно на рівні 1% зміни діапазону стабільної роботи ротора [43].

Наприкінці XX століття вченими було виділено ряд наступних характерних рис, притаманних застосуванню НРП у вентиляторів та компресорах ГТД:

- ККД зменшується пропорційно до збільшення діапазону виникнення помпажу;
- застосування НРП може зменшити вплив збільшення радіальних зазорів;

- наявність примежового шару або обертових зривів є необхідними для ефективності застосування НРП;
- швидке накопичення примежового шару призводить до помпажу;
- неправильна орієнтація похилих пазів негативно впливає на ККД та напірну характеристику;
- пази мають бути вирівняні для зручності входження потоку до них [43].

На початку ХХІ століття було продовжено роботу на дослідженнях властивостей та характеристик потоку в проточній частині ГТД під час використання НРП. Було визначено важливість застосування даного способу методу пасивного керування примежовим шаром в компресорах. Детальну увагу було приділено застосування кільцевих канавок над першими ступенями компресорів низького тиску. Вченими було припущено, що НРП міг скоротити швидкість збільшення запираючого потоку відносного статора, що не був обладнаний таким пристроєм. Для доведення даного припущення вченими було проаналізовано поле потоку біля стінок корпусу для того, щоб кількісно оцінити відносний механізм функціонування кільцевих канавок у порівнянні з типовими статорами. Вони використали рівняння руху для аналізу внесків різних членів в рівняння осьового моменту. Так як основна увага їхнього припущення була приділена осьовим канавками, що мали здатність керувати збільшенням запирання в полі потоку поблизу стінки, вони прийняли за контрольний об'єм крок робочих лопаток, обмежений по окружності кінцями лопаток; радіальні зазори між лопатками та статором в сторонах входу та виходу потоку в осьовому напрямі; стінку та першу комірку сітки з боку стінку як обмеження в радіальному напрямі. Напруження в'язкості та Рейнольдса були наближені моделлю турбулентної в'язкості. Підсумовуючи різні члени рівняння осьового моменту на всі осьові та дотичні поверхні, що обмежували контрольний об'єм, вченими було запропоновано наступне рівняння [43]:

$$\begin{aligned} \sum_{\theta,z} \Delta(\rho V_z V_r A_r) + \sum_{\theta,z} \Delta(\rho V_z V_\theta A_\theta) + \sum_{\theta,z} \Delta(\rho V_z V_z A_z) + \sum_{\theta,z} \Delta(P A_z) = \\ \sum_{\theta,z} \Delta(\tau_{rz} A_r) + \sum_{\theta,z} \Delta(\tau_{\theta z} A_\theta) + \sum_{\theta,z} \Delta(\tau_{zz} A_z) \end{aligned} \quad (1.1)$$

Так як у межах радіальної товщини контрольний об'єм прямує до нуля, більшість членів рівняння теж прямують до нуля за винятком сили осевого тиску, яка врівноважується силою зсуву стінки. Для корпусу з канавками решта членів рівняння виявились такими ж, як і для випадку з гладкими стінками, за винятком додаткового члена, який враховує радіальне перенесення осевого моменту через канавки. Використовуючи результати прогнозування для ізольованого ротора з канавками в корпусі та без них, вчені проаналізували різні члени рівняння осевого моменту для різних контрольних об'ємів. Для корпусу з гладкими стінками результати впливу різних членів, які впливають на баланс осевого моменту, були розділені для двох умов експлуатації. Одні з них були подалі від режиму помпажу, а інші у безпосередній близькості. З результатів аналізу величини членів рівняння стало зрозуміло, що основними членами, які врівноважують рівняння осевого моменту, були осьо́ва сила тиску та сумарна осьо́ва поперечна сила на радіальних гранях контрольного об'єму. Всі інші члени рівняння дорівнювали нулю та не забезпечували значного впливу для радіального переносу осевого моменту через скінченну радіальну товщину контрольного об'єму. А так як Δr дорівнювало нулю, радіальний перенос осевого моменту дорівнював нулю і сумарна осьо́ва сила тиску повністю врівноважувалася сумарною осьо́вою силою зсуву [43].

Однак на противагу корпусу з гладкими стінками, корпус з канавками мав області вздовж стінки у формі щілин між канавками, де була наявна можливість для радіального переміщення потоку. Результати дослідів явно свідчили, що робоче тіло, що рухається в середину та виходить з пазів кільцевих канавок, може значною мірою вплинути на баланс осевої сили тиску. Після аналізу величин членів рівняння осевого моменту стало зрозуміло, що кільцеві канавки впливають на радіальне переміщення осевого моменту так само, які осьо́ва сила зсуву на баланс сили осевого тиску. Величина осевої сили зсуву зменшилася

пропорційно збільшенню члена, пов'язаного з радіальним переносом осьового моменту. Оскільки компресор потім дроселював потік, стало очевидно, що для підтримки балансу осьового моменту член, що відповідав радіальному переносу осьового моменту, збільшувався, оскільки осьова сила зсуву зменшувалася, разом врівноважуючи силу осьового тиску та підтримуючи стабільність компресора [43].

Сучасні дослідження в області застосування НРП у вентиляторах та компресорах ГТД проводяться з метою удосконалення раніше відкритих явищ та механізмів. Кільцеві канавки на поверхні корпусу зменшують товщину примежового шару поруч біля них, що є головною метою застосування даного способу задля реалізації методу пасивного керування. Канавки переносять потік з низьким моментом зі сторони нагнітання до сторони всмоктування та одночасно надають йому енергію, зменшуючи осьову швидкість та збільшуючи дотичну швидкість. Вчені запропонували розмістити від чотирьох до восьми канавок біля точки відокремлення потоку з інтервалом рівним півширині канавки. Також було рекомендовано, щоб глибина та ширина канавки були приблизно одного порядку з товщиною примежового шару [44].

Експериментальне та математичне моделювання було також застосоване для вивчення впливу на експлуатаційні характеристики НРП, що розміщувалися на стінці корпусу біля робочого колеса відцентрового компресора [45]. Вченими було вивчено різницю між корпусом з гладкою стінкою та корпусом з двома, трьома та чотирма канавками відповідно. Перші три канавки від вхідної кромки були розміщені поруч одна від одної, а четверта була розміщена трохи далі за течією. Результати дослідів засвідчили, що корпус з чотирьома канавками збільшував ступінь підвищення тиску, однак ККД лишався на тому ж самому рівні.

Вчені зробили припущення, що збільшений ступінь підвищення тиску був спричинений канавками, що збільшували навантаження на робочі лопатки. Через те, що перша, друга та третя канавки було розміщені надто близько одна відносно одної, навантаження не могло бути збільшеним між ними на стільки сильно, як

далі у напрямку потоку між третьою та четвертою. Тому автори вирішили відмовитися від перших двох канавок. ККД не було покращено через додаткові втрати через тертя, що виникало у збільшеній площі поверхні канавок. Разом зі збільшеним навантаженням на лопатки канавки змогли змістити потік перетікання у радіальному зазорі значно далі від сторони всмоктування лопатки, що як наслідок забезпечило більш рівномірне розподілення поля потоку на виході з робочого колеса. Аеродинамічний слід було зменшено завдяки застосуванню НРП. Хоча даний механізм не зміг покращити ККД, однак завдяки цьому вдалося збалансувати додаткові втрати, пов'язані з тертям [45].

У роботі [46] автор порівняв кільцеві канавки та осьові пази в проточній частині компресора зі змішаним потоком. Осьові пази затримували процес появи помпажу більш ефективно за канавки, однак викликали значно вищі втрати ККД. Оптимальним розміщенням кільцевих канавок виявилася середина хорди хвостової частини робочої лопатки. Відповідно до результатів дослідження осьові пази можуть оптимізовані так, щоб забезпечити збільшення границі виникнення помпажу приблизно на рівні 26% та зменшити ККД лише на 0,7%. Оптимальні параметри конфігурації пазів залежали б від типу компресора.

Застосування канавок на торцевій стінці ротора осьового компресора було запропоновано з метою зменшення впливу, з яким була пов'язана чутливість експлуатації компресора в області розміру радіального зазору. Канавки не покращили напірну характеристику компресора, однак завдяки їх застосуванню вдалося зменшити перетікання потоку між кінцями двох сусідніх лопаток та зменшити вплив розміру радіального зазору на експлуатаційні та напірні характеристики. Канавки, що розглядалися, мали пилкоподібну форму та глибину рівну величині радіального зазору [47].

Висновки до розділу 1

Постійний науково-технічний розвиток сприяє вдосконаленню характеристик цілого ряду теплових машин, серед яких одну з найважливіших

ролей грають ГТД. Вони є найпоширенішим видом енергетичних установок, що використовуються в авіаційній галузі для забезпечення літальних апаратів можливістю здійснювати польоти та в енергетичній сфері для використання в ролі приводів нагнітачів природного газу. До ГТД завжди висуваються високі вимоги щодо експлуатаційної надійності, ефективності та економічності. Вони виконують надзвичайно важливе призначення для людства як у повітрі, так і на поверхні нашої планети.

ТРДД є найбільш широко поширеним типом ГТД, що використовується в цивільній авіації. Серед значної кількості вузлів даного типу ГТД вентилятор є саме тим, що має здатність всеохоплююче змінити природу потоку робочого тіла. Це стосується як зменшення рівня шумового забруднення, так і об'єму використання палива. Детальне дослідження питань, пов'язаних з пріоритетними напрямками підвищення економічності та, як наслідок, ефективності ГТД, показало, що застосування активних та пасивних методів керування примежовим шаром в вентиляторах та компресорах може значно покращити напірну характеристику ГТД, розширити діапазон стійкої роботи та забезпечити можливість удосконалення нині існуючих ТРДД.

Застосування керування примежовим шаром у лопаткових вінцях лопаткових машин дозволяє покращити їх характеристики, підвищити аеродинамічну навантаженість, забезпечити високий запас газодинамічної стійкості, розширити діапазон стійкої роботи. Активні методи управління примежовим шаром – ежекція, всмоктування, застосування приводів штучного струменя повітря та плазмового приводу потребують додаткового підводу енергії. Серед пасивних методів керування примежовим шаром можна виділити турбулізатори у формі генераторів вихорів, акустичні резонаторів та НРП.

Перевагою застосування НРП є відсутність потреби підводу додаткової енергії. Їх основна задача полягає в зменшенні радіальних втрат в лопатковому вінці з метою підвищення газодинамічної стійкості, розширення діапазонів експлуатаційних режимів роботи. Аналіз проведених досліджень показує, що характеристики осьових компресорів з НРП, які мають невелику висоту лопаток,

є вже досить вивчені і отримані певні позитивні результати. Сучасною тенденцією двигунобудування є збільшення ступеня двоконтурності, що призводить до збільшення діаметральних розмірів вентиляторів ТРДД. Забезпечення стійкої роботи вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності важлива задача, яка потребує дослідження можливості застосування НРП у вентиляторах ТРДД з високим ступенем двоконтурності, залишається не до кінця вирішена задача раціонального вибору параметрів НРП, не отримано рекомендації щодо їх застосування для вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Метою дослідження є покращення характеристики вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна шляхом застосування надроторного пристрою.

Для виконання поставленої мети сформульована та розв'язано наступні завдання:

- розробити методику розрахунку параметрів вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм;
- провести обґрунтований вибір параметрів числового експерименту моделювання течії в вентиляторі газотурбінного двигуна;
- отримати характеристики вентилятора у вигляді залежності ступеня підвищення тиску та ККД від масової витрати на основі моделювання течії у вентиляторі турбореактивного двоконтурного двигуна з різними варіантами виконання надроторного пристрою вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна;
- розробити рекомендації щодо застосування надроторного пристрою у вентиляторі турбореактивного двоконтурного двигуна.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД З НАДРОТОРНИМ ПРИСТРОЄМ

2.1. Базові рівняння для розрахунку течії у вентиляторі ТРДД

Питання числового експерименту для в'язких стисливих потоків завжди пов'язане з наявністю границь. Математичною моделлю в даному випадку є загальновідомі рівняння Нав'є-Стокса в двовимірній або тривимірній формі разом з підходящими початковими та граничними умовами. Незважаючи на просту конструкцію, дана система рівнянь є прикладом однієї з найбільш складних задач в теоретичному та числовому аналізах. Розв'язки даної системи дозволяють отримати величезну різноманітність структур. Наприклад, завихрення та динамічні шари потоку, які зазвичай вимагають високої якості результатів моделювання під час числових експериментів [48].

$$\partial_t u - \nu \Delta u + (u \cdot \nabla)u + \nabla p = f, \quad \nabla \cdot u = 0 \quad (2.1)$$

В загальному вигляді числові схеми для вирішення даних рівнянь на початку свого розвитку були сформовані на дискретизаціях скінченних різниць квазіоднорідних решіток. Півсторіччя тому даний тренд змістився в напрямку дискретизації сіток, адаптованих до рішень, що дозволило отримати більше простору для маневрів в розв'язанні структури потоку. Одна частина таких методів була створена на основі підходу скінченних елементів, котрий було створено, використавши здобутки будівельної механіки. Однак, складнощі властиві рівнянням Нав'є-Стокса вимагали різних модифікацій традиційних принципів. Ці труднощі полягали в поєднанні границі нестисливості та сингулярному характері збурення. Разом зі складною динамікою розв'язань вони потребували дуже точного просторового розширення та розрахунку впродовж довгих проміжків часу [48]

$$\nabla \cdot u = 0, \quad v \ll 1 \quad (2.2)$$

Завдяки використанню числа Рейнольдса рівняння здобули безрозмірний характер. Даний параметр вважався мірою складнощів під час розрахунків в моделюванні відповідних потоків. Для числа Рейнольдса, що приблизно дорівнювало критичному, рівняння набули параболічного вигляду з величезними дисипативними наслідками. Для числа Рейнольдса значно більшого за критичне переважала умова передачі, тому рівняння набуло більшого вигляду гіперболічної системи. В останньому випадку явище турбулентності як хаотичної поведінки загрожувало перетворенням будь-якого визначеного числового підходу в азартну гру. Проте в проміжному діапазоні середніх чисел Рейнольдса в залежності від конкретної задачі виникав ламінарний потік, який піддавався математичній обробці. Особливі труднощі виникали під час розв'язання рівнянь руху для областей як з природними твердими границями, так і штучними входами й виходами. В даному випадку взаємодія фізичних граничних умов та умови, описаної в формулі (2.2), призводила до парадоксальних явищ просторово періодичних потоків [48].

Рівняння Нав'є-Стокса – основні рівняння, що описують в'язкі теплопровідні рідини. Це рівняння є векторним, отриманим через застосування закону руху Ньютона до елемента рідини. Тому іноді воно має іншу назву – рівняння імпульсу. Рівняння Нав'є-Стокса розширюється рівнянням збереження маси. Через це воно може часто зветься як рівняння неперервності або рівняння енергії. Загалом для позначення всіх вищеперелічених миттєвих рівнянь використовується термін рівняння Нав'є-Стокса [49,50].

Рівняння неперервності наведене в формулі (2.3).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_j] = 0 \quad (2.3)$$

Рівняння імпульсу наведене в формулі (2.4).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \tau_{ji}] = 0, \quad i = 1, 2, 3 \quad (2.4)$$

Рівняння енергії наведено в формулі (2.5).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e_0) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\rho u_j e_0 + u_j p + q_j - u_i \tau_{ij}] = 0 \quad (2.5)$$

Враховуючи закон Стокса для моноатомних газів для ньютонівської рідини напруга в'язкості визначається за формулою (4.6).

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij}^* \quad (2.6)$$

Безслідна швидкість в'язкої деформації визначається за формулою (2.7).

$$S_{ij}^* \equiv \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} = 0 \quad (2.7)$$

Тепловий потік, визначений за законом Фур'є, наведено в формулі (2.8).

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \equiv -C_p \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (2.8)$$

Число Прандтля для ламінарного потоку визначається за формулою (2.9).

$$Pr \equiv \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (2.9)$$

Для замикання рівнянь задається рівняння стану, для ідеального газу існують наступні співвідношення:

$$\gamma \equiv \frac{C_p}{C_v}, \quad p = \rho RT, \quad e = C_v T, \quad C_p - C_v = R \quad (2.10)$$

Повна енергія визначається як:

$$e_0 \equiv e + \frac{u_k u_k}{2} \quad (2.11)$$

Рівняння (4.1-4.10) доповнюються значеннями γ , числа Прандтля, μ та числа Рейнольдса відповідно до даних газу, створюють закритий набір часткових диференціальних рівнянь та мають бути доповнені граничними умовами. Для усереднених турбулентних течій по Фавру рівняння містить додатковий член, пов'язаний з турбулентною енергією [49, 50].

Для більшості інженерних задач миттєві рівняння не підходять. За чисел Рейнольдса, котрі притаманні справжнім випадкам, дані рівняння мають надзвичайно невпорядковані турбулентні рішення. Додатково існує потреба в моделюванні впливу найменших масштабів. Переважно моделі турбулентності беруть за основу одноточкове усереднення миттєвих рівнянь.

Для зручності визначається два різні типи усереднення. Перше зветься усереднення Рейнольдса – класичне усереднення за часом. Другий тип називається усередненням Фавра. Це усереднення часу, зважене за густиною [50,51].

Усереднення Рейнольдса можна класифікувати як процес усереднення змінної чи рівняння в часі [49,50,51]. Якщо Φ – це будь-яка залежна змінна, що змінюється в часі, яку можна розкласти на флуктуативну частину та середньозначну частину Φ - в наступному вигляді:

$$\Phi' \equiv \Phi - \bar{\Phi}, \quad \bar{\Phi} \equiv \frac{1}{T} \int_T \Phi(t) dt, \quad (2.12)$$

де T – достатньо довгий час усереднення флуктуацій Φ .

Усереднення Рейнольдса часто застосовується в динаміці рідин з метою виокремлення турбулентних коливань від загального потоку. Термін бере власний початок від Осборна Рейнольдса, англійського інженера та фізика двадцятого сторіччя, котрий вперше використав даний тип усереднення в динаміці рідин [51].

Усереднення Фавра можна пояснити як процес усереднення змінних в часі, зважений за густиною [50]. Нехай Φ – будь-яка залежна змінна. Дану змінну можна розкласти на флуктуативну частину Φ'' та середньозначну частину в наступному вигляді, використавши середньозважене значення щільності:

$$\Phi \equiv \tilde{\Phi} - \Phi'', \quad \bar{\Phi} \equiv \frac{\int_T \rho(t) \Phi(t) dt}{\int_T \rho(t) dt} \equiv \frac{\overline{\rho \Phi}}{\bar{\rho}} \quad (2.13)$$

Додатково відношення включає формули (2.14, 2.15).

$$\overline{\rho \Phi''} = 0 \quad (2.14)$$

$$\overline{\rho \tilde{\Phi}} = \bar{\rho} \tilde{\Phi} = \overline{\rho \Phi} \quad (2.15)$$

Усереднення Фавра рідко застосовується для стисливої течії з метою відокремлення турбулентних коливань від головного потоку. Так як турбулентні коливання дуже часто ведуть до будь-яких вагомих коливань густини, в переважній більшості випадків потреба в усередненні Фавра відсутня, а тому можна застосувати більш просте усереднення Рейнольдса. Усереднення Фавра є більш складним типом, який застосовується для високостисливих і гіперзвукових потоків. Усереднення Фавра можна застосовувати для отримання усереднених рівнянь Нав'є-Стокса [50,51].

З метою отримання усереднених форм миттєвих рівнянь формули (2.3-2.5) осереднюються за Рейнольдсом. Завдяки використанню усередненням Фавра для

значень u_i та e_0 й стандартного усереднення за часом для значень ρ та p отримуються наступні точні відкриті рівняння [50]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} \tilde{u}_i] = 0 \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \bar{p} \delta_{ij} + \bar{\rho} \tilde{u}_i'' \tilde{u}_j'' - \tau_{ji}] = 0, \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{e}_0) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e}_0 + \tilde{u}_j \bar{p} + \overline{u_j'' p} + \overline{\rho u_j'' e_0''} + \bar{q}_j - \overline{u_i \tau_{ij}}] = 0, \quad (2.18)$$

Повна енергія, узагальнена за густиною, має вигляд:

$$\tilde{e}_0 \equiv \tilde{e} + \frac{\tilde{u}_k \tilde{u}_k}{2} + k \quad (2.19)$$

де k – енергія турбулентності, що визначається за формулою (4.20).

$$k \equiv \frac{\overline{u_k'' u_k''}}{2} \quad (2.20)$$

Рівняння (2.16-2.18) називаються усередненими за Фавром. ρ , u_i та повна енергія є основними змінними рішення. Необхідно підкреслити, що це відкритий набір диференціальних рівнянь у часткових похідних, який містить у собі кілька невідомих кореляційних членів. Необхідно змоделювати дані члени з метою отримання замкнутої форми рівнянь [49,50,51].

2.2. Формулювання методики розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП

В роботі представлено опис розробленої методики розрахунку параметрів вентилятора з НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Алгоритм розрахунку відповідно до сформульованої методики розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП представлено на рис. 2.1.

Числове моделювання можна виконувати в програмному середовищі ANSYS. Допускається використання безкоштовної версії ANSYS Student з обмеженням кількості комірок та вузлів розрахункової сітки. Розрахунки мають проводитися для кожного зі значень діапазону масової витрати повітря у робочому колесі та відносної частоти обертання, обраних на початку дослідження. Для всіх випадків числового моделювання необхідно обирати однакову модель турбулентної в'язкості, яка буде замикає рівняння Нав'є-Стокса, що дозволить отримати правильні та фізично обґрунтовані дані в результаті розрахунків.

З метою вибору та обґрунтування параметрів числового експерименту спочатку необхідно провести тестову задачу, яка дозволяє валідувати запропоновану у дослідженні математичну модель робочого процесу колеса вентилятора з фізичною моделлю ротора аналогічної конструкції. Результати дослідження мають добре узгоджуватися з результатами фізичного експерименту. Це дозволить надалі використати дану математичну модель для всіх числових експериментів, проведених в рамках дослідження. Необхідно виконати тестову задачу з кількома моделями турбулентної в'язкості. Якщо після порівняння витратних характеристик трьох застосованих моделей буде відбуватися значне розходження результатів – необхідно змінити набір моделей турбулентних в'язкостей або математичну модель об'єкта, що досліджується.

В подальшому необхідно виконати числовий експеримент з течією в сконструйованому робочому колесі вентилятора ТРДД без НРП. Результати, отримані в ході дослідження, необхідно оформити у вигляді характеристики вентилятора в заданому діапазоні масових витрат та частоти обертання вентилятора. З метою розширення діапазону експлуатаційних режимів та зсунення границі газодинамічної стійкості вліво, доцільно проводити дослідження течії у вентиляторі біля границі газодинамічної стійкості.

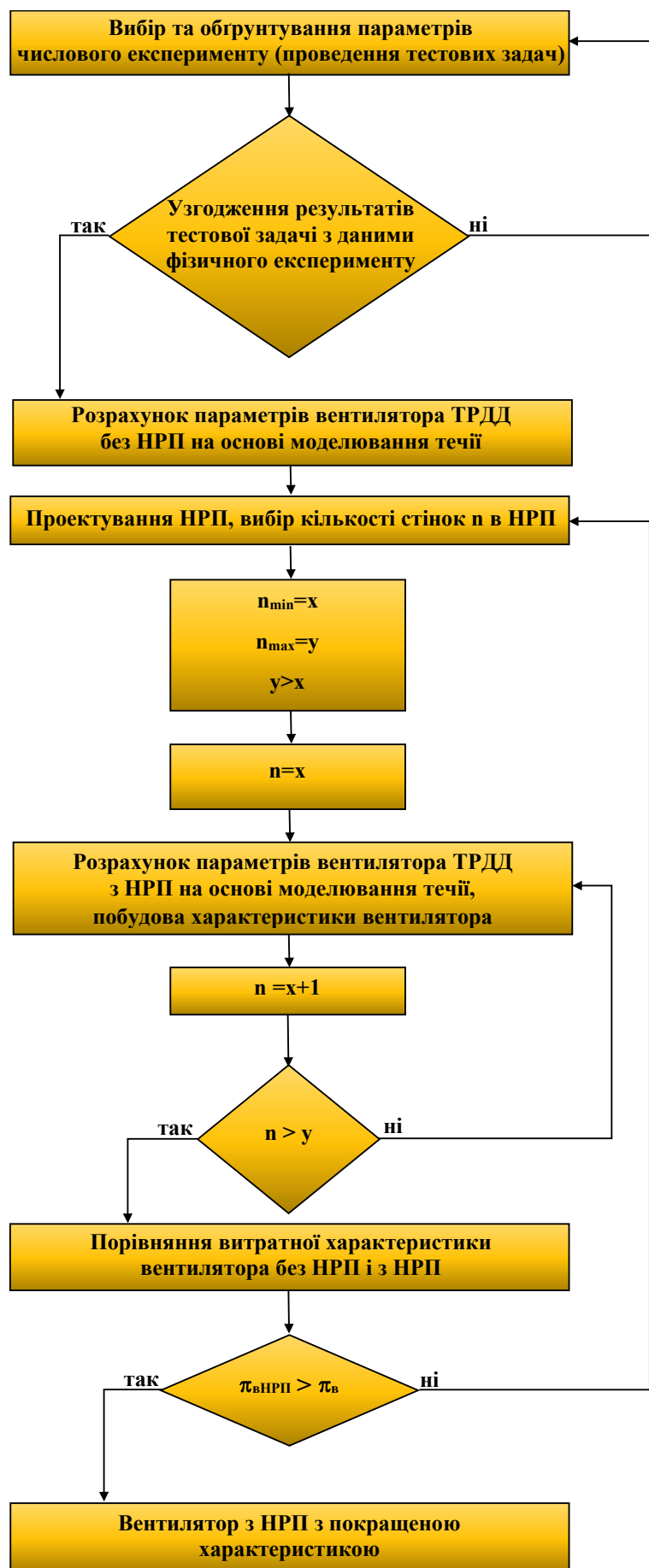


Рис. 2.1. Методика розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП

Задля подальшого удосконалення роботи вентилятора необхідно застосувати пасивний метод керування примежовим шаром у вигляді НРП. При раціональній конструкції НРП це дозволить покращити характеристику вентилятора, звинувши границю газодинамічної стійкості вліво, що дасть можливість розширити діапазон стійкої роботи вентилятора.

Наступний етап - проектування НРП, вибір кількості стінок, їх товщини і т.д.

Наступним кроком є покрокове дослідження течії у вентиляторі з кожним із обраних варіантів НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності за допомогою метода числового експерименту. За отриманими результатами будуються характеристики вентилятора з НРП в заданому діапазоні масових витрат та частот обертання ротора.

Після отримання серії характеристик вентилятора з різними варіантами НРП проводиться порівняння і оцінка щодо можливості покращення характеристики вентилятора на заданих режимах роботи.

Якщо ступінь підвищення тиску лишитьсЯ таким же або стане меншим – необхідно повернутися до етапу проектування НРП та змінити кількість стінок в ньому.

Висновки до розділу 2

Основними рівняннями, що описують в'язкі стисливі потоки рідин, є рівняння Нав'є-Стокса. Миттєві рівняння неперервності, імпульсу та енергії не можуть описати більшість складних інженерних задач, адже мають надзвичайно невпорядковані турбулентні рішення та потребують врахування впливу найменших масштабів. Моделі турбулентності часто використовують усереднення миттєвих рівнянь. Усереднені рівняння є набором диференціальних рівнянь в часткових похідних, котрі містять у собі невідомі кореляційні члени, які потрібно змодельовати, щоб отримати замкнуту форму рівнянь.

Розроблена методика розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з НРП складається з декількох кроків. Спершу необхідно провести вибір та обґрунтування параметрів числового експерименту: обрати топологію розрахункової сітки та модель турбулентної в'язкості. З цією метою виконується тестова задача. Наступним кроком є моделювання течії з подальшим розрахунком характеристики досліджуваного вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності без НРП у визначеному діапазоні масових витрат та частот обертання. Наступним кроком є дослідження характеристик вентилятора з НРП, при цьому кількість стінок в НРП варіюється в залежності від вихідних даних. Після отримання всіх характеристик вентилятора з НРП проводиться порівняння і обирається варіант НРП, який дозволяє покращити характеристику вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності. У випадку, коли характеристики вентилятора з НРП стають гірше, ніж без НРП, повертаються до блоку з вибором параметрів і проектуванням НРП. Апробацію методики представлено у третьому та четвертому розділі роботи.

РОЗДІЛ 3

ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЧИСЛОВОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ У ВЕНТИЛЯТОРІ

3.1. Огляд методів для дослідження течії у вентиляторах

3.1.1. Експериментальний метод

Досвід використання до- та надзвукових експериментальних методів аеродинаміки продовжує постійно розширюватися в межах різних галузей промисловості. Дані методи є ключовими в розвитку значної кількості транспортних засобів та інших пристроїв, котрі мають забезпечувати надійне виконання покладених на них завдань в умовах міцних потоків газів або рідин. Існувало припущення, що в період 1970 – початку 1980 років застосування аеродинамічних труб, особливо в дозвуковому режимі, мало б різко зникнути через появу засобів обчислювальної гідродинаміки, які стали б більш простим способом отримання даних для багатьох інженерних рішень у зв'язку з їх кращою економічною ефективністю. У будь-якому разі, математичне моделювання значно видозмінилось та вдосконалилося з того часу, але так і не досягнуло такого рівня, якого було б достатньо для повноцінного задоволення потреб проєктів в експериментальних даних, отриманих під час математичного моделювання [52].

Загалом, методи дослідження, метою яких є кількісне передбачення, завжди були комбінацією експерименту та теорії, в яких методи чиселого експерименту стають все більш потужним новим засобом у даній сфері. Однак, експериментальні дослідження залишаються головною опорою інженерів для отримання даних, що дозволяють досягнути детальних результатів та прийняти остаточні рішення серед низки промислових та академічних задач [52].

Первинним методом для експериментального дослідження аеродинаміки вважаються аеродинамічні труби. Вправно сконструйована аеродинамічна труба надає можливість отримання технічної інформації для великої кількості інженерних застосувань, наприклад, зовнішньої аеродинаміки (потік над

наземними та повітряними транспортними засобами), цивільної інженерії (потік над мостами, будівлями, кабелями тощо), видів спорту (потік над велосипедистом, конструкція м'ячів для гольфу або футболу, парусників і т.д.), фундаментальної гідродинаміки (ламінарний та турбулентний потоки в простих та складних геометричних формах) та багатьох інших прикладів в промисловості й дослідних центрів в навчальних закладах у всьому світі [52].

Існують базові два типи аеродинамічних труб та дві конфігурації проточної частини відповідно. Двома базовими типами аеродинамічних труб є труби відкритого кола та закритого кола. Перевагами аеродинамічних труб відкритого кола (рис. 3.1) є вартість побудови (менша, ніж у закритого типу), можливість запуску двигунів внутрішнього згоряння та необмежена можливість застосування диму для візуалізації потоку без потреби в очищенні останнього. Недоліками є важкодоступність отримання високоточного потоку (на противагу трубам закритого типу), негативний вплив атмосферних явищ (вітер та прохолодна погода) на експлуатацію, потреба в більшій кількості енергії для запуску (якщо труба має високий коефіцієнт застосування) та генерація шуму [52].

Перевагами аеродинамічних труб закритого кола (рис.3.2) є використання кутових та поворотних каскадів проточної частини та захисних екранів, що дозволяють вправно керувати потоком; незалежність від зовнішніх чинників, як-от погодні умови або вплив інших машин у будівлі; менша кількість енергії, необхідної для запуску, при високих коефіцієнтах використання; менший рівень шуму під час експлуатації. Недоліками є вища вартість спорудження, спричинена поворотними та кутовими каскадами; необхідність очищення труби в разі надмірного використання диму та методи охолодження для труб з високим коефіцієнтом використання [52].



Рис. 3.1. Аеродинамічна труба відкритого кола



Рис. 3.2. Аеродинамічна труба закритого кола

Щодо конструкції аеродинамічних труб можна виділити дві базові конфігурації проточної частини: відкритої експериментальної частини, тобто без

стінок (відкритою для атмосферних умов) та закритої експериментальної частини (оточеної стінками) (рис.3.3-3.4) [48].

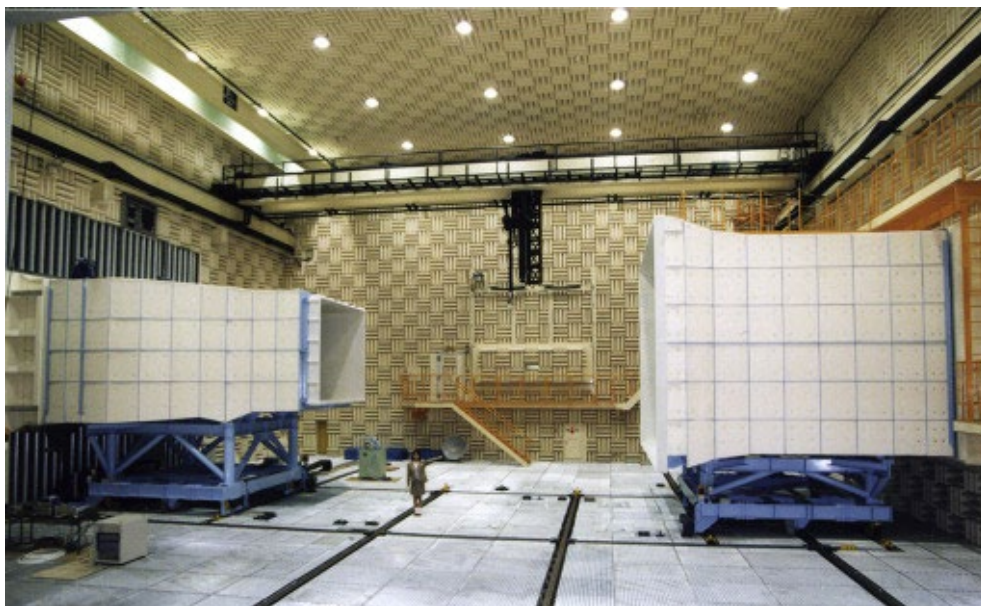


Рис. 3.3. Аеродинамічна труба з відкритою експериментальною частиною



Рис. 3.4. Аеродинамічна труба з закритою експериментальною частиною

Вирішальними характеристиками аеродинамічних труб є якість потоку в камері випробувань та загальні параметри, які зазвичай визначають, як максимально досяжна швидкість, рівномірність потоку та рівень турбулентності. Таким чином, конструктивною задачею аеродинамічних труб є отримання

контрольованого потоку в камері випробувань, досягаючи необхідних характеристик потоку та параметрів якості [53].

У випадку дозвукових аерокосмічних аеродинамічних труб до таких параметрів висуваються надзвичайно жорсткі вимоги, часто збільшуючи вартість обладнання відповідно. Однак, низька турбулентність та висока рівномірність потоку є обов'язковим лише, наприклад, для ламінарних примежових шарів, які передбачається досліджувати. Іншим прикладом використання таких аеродинамічних труб є випробування процесів згоряння палива в авіаційних двигунах. Це у власну чергу вимагає наявності дороговартісних систем з очистки повітря в трубах для забезпечення сталої якості повітря. Іншим чинником, роль якого важко переоцінити, є шумове забруднення від авіаційної техніки, тому зазвичай єдиним шляхом для випробувань даного явища є застосування аеродинамічних труб [53].

Дозвукові аеродинамічні труби в більшості випадків мають типову конструкцію. Потік повітря всередині циркулює проти годинникової стрілки. В напрямку потоку знаходяться дві головні частини: зона взаємодії та камера відстоювання. Іншою надзвичайно важливою частиною є силова установка. Решта компонентів слугують лише для замикання кола і зменшення втрат тиску. Наприклад, дифузорні канали та кутові каскади значною мірою впливають на якість потоку та допомагають знизити втрати повного тиску більше, ніж на 50%. Критерії конструкції є міцно пов'язаними з технічними характеристиками та вимогами, які мають бути забезпечені відповідно до умов експлуатації аеродинамічних труб. Монтаж та експлуатаційні витрати на аеродинамічні труби прямо пропорційно залежать від технічних характеристик та є лише наслідком очікуваного використання [53].

Головними параметрами для аеродинамічних труб є габаритні розміри експериментальної частини та бажана максимальна швидкість потоку. Водночас з важливими умовами рівномірності та рівня турбулентності обов'язково має бути забезпечена та визначена якість потоку згідно з потребами експериментів. Тому саме тут має бути обґрунтовано чи всі складові частини аеродинамічної труби

будуть розміщені на підлозі в горизонтальному або вертикальному компонуваннях, чи лише одна друга кола має бути на поверхні, а решта зверху над її рівнем. Якість потоку, котра є однією з важливих характеристик, є результатом всієї остаточної конструкції та може бути підтвердженою лише через калібрувальні випробування. Однак, відповідно до наявних емпіричних даних, деякі правила можна застосувати для правильного вибору величин, подальша зміна котрих буде впливати на комплексі якісні параметри [53].

Надзвичайно важливим моментом для досягнення необхідної якості потоку в експериментальній частині є проектування зони взаємодії. Такі параметри, як ступінь взаємодії, довжина та визначення контуру формують рівень рівномірності в профілі швидкості й зменшення турбулентності до бажаних величин. На етапі проектування найбільш правильним методом для підтвердження відповідності конструкції труби вимогам проектування є використання засобів обчислювальної гідродинаміки [53].

Важливо відзначити й інші вагомі частини аеродинамічної труби, якими є кути, що об'єднуються в поворотні каскади. Мета їх використання полягає в зменшенні втрат тиску та можливому покращенні якості потоку. Параметрами, що розглядаються під час їх проектування, є відстань між лопатками та можливість розширення потоку за рахунок дифузорності міжлопаткових каналів [53].

Завершення етапу конструювання супроводжується налагодженням вимірювального обладнання у відповідності до всеосяжних калібрувальних випробувань. Спеціальну увагу необхідно приділити параметрам та визначенню рівноваги під час вимірювання сил, тому пристрій, що використовується для замірювання аеродинамічних сил та моментів сил моделі, встановлюється безпосередньо в потік під час випробувань. Часто реальний коефіцієнт аеродинамічного опору може бути значно недослідженим під час випробувань зразків через його надмірну малість чи значний шум від вібрації частин аеродинамічної труби. Тому вибір підходящого балансу сил є надзвичайно важливим для подальших надійних та точних вимірювань [53].

Експериментальна камера має бути спроектована згідно з головними технічними характеристиками, які також включають в себе швидкість експлуатації та бажану якість потоку. Розміри камери та швидкість потоку визначають максимальні допустимі розміри моделей та досяжні числа Рейнольдса. Форма поперечної перерізу експериментальної камери залежить від умов використання. У випадках цивільного або промислового застосування здебільшого рекомендують квадратні поперечні перерізи. Так як випробувальними зразками є зазвичай тіла з грубими формами, їх еквівалентна фронтальна площа має бути не більшою, ніж 10% площі поперечного перерізу експериментальної камери для уникнення потреб в коригуванні криволінійних перешкод. Прямокутна форма також рекомендується до застосування в аерокосмічній галузі. У випадках тривимірних випробувань типовим є співвідношення чотири до трьох для ширини та висоти відповідно. Для двовимірних випробувань рекомендованим є співвідношення два до п'яти, коли товщина прилежового шару в частині випробувань є на порядок меншою, ніж розмір моделі [53].

Після здійснення чотирьох поворотів потоку відбувається процес урівноваження потоку в камері відстоювання. Коли до потоку висуваються низькі вимоги щодо якості камера має просту форму проточної частини з постійним поперечним перерізом. Однак у випадку необхідності отримання потоку з високою якістю встановлюються деякі пристрої для збільшення рівномірності та зменшення рівня турбулентності. Найбільш широко вживаними пристроями є екрани та ханікомби (з англ. honeycomb – бджолина сота). Обидва пристрої виконують своє завдання завдяки створенню відносно великих втрат повного тиску, однак це не призводить до значного зменшення відносного динамічного тиску, адже доля місцевого динамічного тиску в ньому є відносно малою [53].

Екрани застосовують для зменшення радіальних нерівномірностей, так як на приховані вони впливають незначним чином. Значної уваги заслуговує питання характеру нерівномірності прихованих турбулентностей. В проточній частині аеродинамічної труби вони є більше розрідженими, ніж радіальні. Використання

одного екрану може різко знизити рівень радіальної нерівномірності, однак використання двох або трьох екранів підряд дозволяє послабити рівень нерівномірності в двох напрямках приблизно на 0,1-0,2%. Коефіцієнт втрати тиску, враховуючи місцевий динамічний тиск, екрану з пористістю на рівні 80% з діаметром отворів 0,5 мм є рівні 0,35-0,45 [53].

Ханікомб є надзвичайно ефективним засобом для зменшення прихованої турбулентності, тому що потік проходить через вузькі та довгі трубки. Не зважаючи на це, даний пристрій забезпечує розмір осьової нерівномірності рівний власному діаметрові, що обмежує товщину ханікомбу. Тому довжина має бути щонайменше в 6 разів більшою за діаметр. Коефіцієнт втрати тиску, що відповідає місцевому динамічному тиску, є рівним приблизно 0,5 для діаметру 3 мм та довжини 30 мм ханікомбу при типових швидкостях потоку та відповідних числах Рейнольдса в камері відстоювання [53].

Для забезпечення якості потоку на ще вищому рівні рекомендується комбіноване застосування екранів та ханікомбів. В такому випадку ханікомб доцільно розміщувати перед одним або двома екранами в напрямку потоку. Коефіцієнт втрати тиску у відношенні до місцевого динамічного тиску буде забезпечено на рівні 1,4-1,6 [53].

Головним призначенням дифузорного каналу є відновлення статичного тиску з метою підвищення ККД аеродинамічної труби та замикання кола. Дифузорних каналів в аеродинамічній трубі може бути кілька. Дифузорний канал відіграє важливу роль для якості потоку в камері випробувань. В разі відділення потоку пульсації тиску передаються далі в напрямку проточної частини в камеру випробувань, що в результаті призводить до нерівномірностей полів тиску та швидкості. Також дифузор слугує амортизатором коливань тиску, що виникають після проходження кутових каскадів. Більше того, даний канал є перехідним трактом, де величина динамічного тиску є все ще великою. Тому при проектуванні дифузору має висуватися умова максимальної величини кута піввідкриття. Довжина дифузору не може бути обраною вільно, адже в подальшому вона буде обмеженою геометрією кутових каскадів та інших

дифузорних каналів. Варто відзначити, що дифузор може направляти потік до силової установки, експлуатація якої надзвичайно залежить від відривання потоку, та з'єднувати інші каскади труби з нею [53].

Силова установка слугує приводом для створення енергії, яка передається потоку для його руху аеродинамічною трубою. У дозвукових трубах найчастіше застосовується електромотори та вентилятори, а у над- та гіперзвукових – багатоступеневі повітряні компресори.

Конструкція надзвукових аеродинамічних труб є складною, дороговартісною та потребує багато часу при проектуванні. Однією з передумов експлуатації даних труб є наявність стисненого повітря для отримання необхідної швидкості потоку. Газодинамічна установка складається з повітряного компресора великої витрати, встановленого на фундаменті з спеціальним анти-фрикційним покриттям, та кількох ресиверів для зберігання стисненого повітря. З огляду можливих вібрацій, вхідного резонансу потоку та збільшення пропускної здатності на одиницю вартості дуже часто застосовуються роторні компресори, в яких приводом слугують асинхронні електромотори з можливістю запуску до 15 разів на годину. Трубна обв'язка виконується в спеціальному антивібраційному виконанні, що унеможливорює поширення вібрацій в лабораторії. Керування тиском на виході з компресорної установки виконується або автоматичною системою пуск-стоп, або системою запуску з постійною швидкістю в межах передбачених границь тиску. На практиці через ненадійність системи запуску з постійною швидкістю часто використовують електричну систему, що використовує електричні датчики контролю тиску. Вона показує себе, як задовільна під час експлуатації, робить можливим повторювані та змінні налаштування щодо нижніх та верхніх границь тиску з низькими похибками [54].

Компресори охолоджуються шляхом впорскування мастила та змащуються ним же. Тиск мастила підвищується після його проходження через маленький насос, зазвичай зубчатий. Мастило для охолодження та змащення зберігається в спеціальних резервуарах та охолоджується через мастильно-водяні теплообмінники. Після стиснення повітря проходить скрізь багаторівневий

сепаратор мастила з абсорбуючими фільтрами для очищення від залишків мастила та бруду. Далі повітря пропускається через окрему порожнину та трубчасті післяохолоджувачі, відцентровий водяний сепаратор, попередні фільтри та мастильно-туманні фільтри. Попередні фільтри складаються з відцентрових сепараторів з пористістю 65-75 мкм, всередині яких є бронзові фільтрувальні елементи. Мастильно-туманні фільтри складаються з волокон попереднього фільтру з нержавіючої сталі та головної хімічно абсорбуючої речовини. Заявленою ефективністю очищення таких фільтрів є 99,4% для всіх мастильних вкраплень розміром до 0,4-0,6 мкм. Обидва типи фільтрів експлуатуються за принципом зміни кольору. Коли фільтруючий елемент насичується мастилом, він змінює колір з світло-рожевого на яскраво-червоний. Всі фільтри, післяохолоджувачі та водяні сепаратори типово обладнуються автоматичними дренажними клапанами [54].

Над- та гіперзвукові аеродинамічні труби є простими в експлуатації, надійними та відносно безпроблемними. Однак можна виділити дві наступні експлуатаційні проблеми, як-от: потрапляння в проточну частину туманів мастила та конденсація води в трубопроводах [54].

Незначне відкладання мастила відбувається на вікнах спостереження експериментальної частини аеродинамічної труби після декількох запусків. Це пов'язано з тим, що фільтри туманів мастила мають найвищу ефективність очищення для аерозолів з розміром частинок до 0,5 мкм. Існує ймовірність, що надзвичайно малі аерозолі мастила з розміром від 0,1 до 0,001 мкм проходять через фільтрувальні елементи. Рішенням такої проблеми слугує використання вуглеводневих абсорбентів у вигляді фільтрів з активованим вугіллям всередині [54].

Експлуатація компресорних установок без осушувачів повітря є необхідною для багатьох типів випробувань. Як наслідок вода конденсується в трубопроводах та резервуарах під тиском. В результаті цього маленькі частинки іржи періодично потрапляють в проточну частину. Одним з рішень даної проблеми могло б бути використання сухого повітря, однак існуючі одинарні осушувачі колонного типу

не мають необхідної здатності осушення для деяких установок, що працюють щонайменше 8 годин поспіль. Відповідно встановлення подвійних осушувачів колонного типу може вирішити дане питання, однак запуск більшості осушувачів такого типу може відбуватися за точки роси вищої, ніж при експлуатації над- та гіперзвукової аеродинамічної труби, тож це дозволить подовжити періоди запуску перед регенерацією. Можливим вирішенням даного питання також є запровадження вологомірів прямого вимірювання, які могли б бути використані для роботи системи попередження. Як тимчасове рішення в боротьбі зі збиранням води в трубопроводах та фітингах може розглядатися застосування водяних дренажних клапанів у всіх нижніх точках системи [54].

3.1.2. Метод числового експерименту

Метод числового експерименту дозволяє отримати кількісні передбачення потоку шляхом використання цифрових обраховувачів на основі законів збереження маси, моменту та енергії. Числова гідродинаміка все ширше знаходить своє застосування в сучасній науці та дозволяє отримувати все точніші результати, однак не можна говорити про повну точність її передбачень. Необхідно бути дуже обережним під час інтерпретації результатів, отриманих в результаті застосування методу числового експерименту, тому що велика сукупність джерел помилок може бути включеною до кінцевого результату випробувань. Потенційним шляхом вирішення даного питання для числового експерименту є перетворення часткових диференціальних рівнянь, що описують конкретні фізичні явища, в систему алгебраїчних. Для цього існують багатоманітні техніки та засоби [55].

Різноманітність та багатовекторність підходів для моделювання течії в лопаткових машинах є характерною ознакою методу числового експерименту, під час якого для дослідження роботи обертальних машин застосовуються засоби обчислювальної гідродинаміки. Дані підходи включають приблизні моделі роторів, наприклад підхід стрибків тиску та підхід моделі приводу диску. Останній з них уможливорює точне передбачення характеристик осьових

вентиляторів для величезного діапазону швидкостей потоку. Однак, на низьких швидкостях, далеких від розрахункового режиму, даний підхід не може надати передбачувані результати. Підходи стрибку тиску та моделі приводу диску не потребують фізичного моделювання вентилятора, але відображають експлуатацію засобами умов джерела імпульсу. Більш точний запропонований підхід має передбачає числове експериментальне дослідження дійсної моделі ротору в множинних рухомих відносних рамках. Для симуляції встановленого потоку, підхід множинної рухомої рамки (також відомий, як підхід замороженого ротору) та підхід змішувальної рамки можуть бути використані. Усі перелічені вище підходи потребують тривимірної моделі геометрії вентилятора. Більшість числових експериментів для обертальних машин на даний момент використовують підхід замороженого ротору або підхід ковзаючої сітки [56].

Автор роботи [52] провів випробування вентилятора типу B2 на основі числового та експериментального методів дослідження. Випробування однієї восьмої вентилятора відбулися в спрощеній версії експериментальної установки BS848 шляхом використання програмного забезпечення Numeca Fine/Turbo. Вентилятор типу B2 має діаметр 1,542 м та відносний діаметр 0,4. Випробування були проведені використовуючи модель турбулентності Spalart-Allmaras. Масова витрата повітря на вході та статичний тиск на виході з радіальною рівномірністю були визначені як граничні умови на вході та виході відповідно. Під час використання підходів замороженого ротору та змішувальної рамки для обертальних доменів було спостережено величезні відхилення в характеристиках на рівні від тридцяти до п'ятдесяти відсотків між даними, отриманими в числовому та експериментальному методах. Однак, обертаючи весь домен на швидкості обертання вентилятора, автор зміг отримати добре співвідношення при вищих швидкостях потоків. В результаті дослідів автор [57] рекомендував використання інших програмного забезпечення та моделей турбулентності, наприклад модель турбулентності $k-\epsilon$.

Автор роботи [58] також використав програмне забезпечення Numeca Fine/Turbo з метою проведення числового експерименту для осьового вентилятора

високого тиску, діаметром 0,6 м. В дослідження було застосовано підхід змішувальної рамки з використанням моделі турбулентності Spalart-Allmaras. Масова витрата повітря на вході та статичний тиск на виході з радіальною рівномірністю були визначені як граничні умови на вході та виході відповідно. Умова періодичності вхідної області відрізнялась від решти числового домену, так як було змодельовано сектор 180° . Результати числового експерименту були підтверджені експериментальними даними, які відмінно співпадали в області розрахункової точки. Однак не було проведено числових моделювань при коефіцієнтах потоку менше, ніж 0,5, та не було передбачено крутий момент.

Автори роботи [58] дослідили осьові вентилятори як обертальні рідинні машини. Було запропоновано розв'язати рівняння Нав'є-Стокса або підходом замороженого ротору, або підходу ковзаючої сітки. Розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса безпосередньо вважалось ідеальним рішенням даного питання. Однак у зв'язку з нелінійністю даних рівнянь та вартістю розрахунків було запропоновано інші підходи. Двома головними підходами для розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса вважаються рівняння, осереднені за Рейнольдсом (RANS) та числове моделювання великих вихрових струмів (LES). Осереднене за часом розкладання миттєвих швидкостей в полі потоку розв'язується використання рівнянь Нав'є-Стокса, в результаті яких розвиваються рівняння RANS. Така комплекс заходів створює проблему математичної завершеності та як наслідок в потребі моделі турбулентності. Моделювання великих вихрових струмів є підходом, що залежить від часу. Він особливо фокусується на захопленні та точному моделюванні великих вихрових струмів, фільтруючи розрахункову сітку. Таким чином, обрання коректного підходу та моделі турбулентності набуває характеру вибору між рівнем необхідної точності та наявними засобами числового моделювання.

В роботі [59] автор дослідив електричний мотор з охолодженням вентилятором та оцінив різноманітні моделі турбулентності. Особливу увагу було приділено ефекту величини y^+ та розміру розрахункової сітки. Всі числові моделювання були проведені в програмному середовищі Ansys CFX, а їх

результати були підтверджені експериментальними випробуваннями, що відбулися на спеціально виготовленому електричному моторові, котрий було спрощено для близькості співвідношення з числовою геометрією. Було досліджено такі моделі, як SST модель турбулентності $k-\omega$ та стандартну модель $k-\epsilon$. Пристінкова величина y^+ для SST моделі турбулентності $k-\omega$ була визначеною, як менше 2. Для моделі турбулентності $k-\epsilon$, що використовувала функцію стінки, воно було більшим, ніж 11. Вивчення чутливості при різних величинах y^+ відобразило важливість застосування коректних значень даної величини. Співвідношення між числовими та експериментальними величинами для обидвох моделей турбулентності було описаним як таким, що різняться в межах від адекватного до гарного, навіть хоча SST модель турбулентності $k-\omega$ показала більші міцність, точність та розрахунковий час.

Автори роботи [60] змодельовали невеликий осьовий вентилятор діаметром 0,3 м в програмному середовищі Ansys CFX з періодичними границями, використавши масову витрату на вході та навколишній статичний тиск на виході. Для створення структурованої шестигранної сітки, що містить один мільйон комірок, з канальним входом та виходом, які розтягнулись на величини одного діаметру в напрямку потоку та двох діаметрів в протилежному напрямку, було використано засіб Ansys TurboGrid. Числові результати були підтверджені порівнянням з експериментальними та показали дуже добре співвідношення для діапазону від вищих до середніх швидкостей потоку. Не вплинуло на якість співвідношення несуттєва відмінність між експериментальною випробувальною установкою та числовим доменом. Розрахунки не проводились для низьких швидкостей потоку.

В роботі [58] автори використали схожі налаштування для дослідів, однак замість структурованої шестигранної сітки була застосована багатогранна. Предметом дослідження було точне передбачення шуму, що генерує вентилятор, шляхом застосування числового моделювання, тому головною вимогою були решітки відмінної якості. Величина y^+ була визначена рівною 1.

Автори роботи [61] використали програмне середовище Ansys CFX та підхід замороженого ротору для підтвердження конструкцій трьох осьових вентиляторів, кожен з яких має діаметр 0,28 м. Область лопаток складалася з неструктурованої чотиригранної сітки, яка мала каналні вхід, величиною трьох діаметрів, та вихід, розміром 2 діаметрів. Конструкторських характеристик було досягнуто в усіх трьох випадках. Варто відзначити, що для даних трьох випадків розрахунковий домен був малим через розмір вентиляторів та величезні відносні діаметри. Тому використання такої більш надійної, але розрахунково вимогливої моделі турбулентності, як SST моделі турбулентності $k-\omega$, за якої рекомендовано мати величину y^+ приблизно на рівні 1, може бути виправданим за відносно малих розрахункових доменів.

Геометрія числових доменів може відрізнятися від експериментальних установок, що застосовуються для підтвердження методу числового моделювання. Це може бути пов'язано з надзвичайно великими розмірами експериментальних установок, котрі потребують більших числових доменів відповідно. Для того, щоб використати SST моделі турбулентності $k-\omega$ або числове моделювання великих вихрових струмів, дані домени дуже часто спрощуються для зменшення розмірів розрахункових доменів. Вплив різноманітних експериментальних налаштувань на характеристики вентилятора типу B2 було досліджено авторами в роботі [62]. Різноманітні конфігурації та характеристики вентиляторів було порівняно. Результати дослідження показали, що отримані дані незначно відрізнялись одне від одного. Числова модель з використанням підходу моделі приводу диску, тобто її дані в результаті моделювання, були порівняні даними від експериментальної установки BS848. Числові дані співвідносились дуже добре з експериментальними результатами в межах номінального діапазону експлуатації вентилятора. Однак не змогли в повній мірі передбачити потужність валу вентилятора. Таким чином було запропоновано ідею про те, що спрощення числових моделей може стати гарним прикладом апроксимації більш складних експериментальних установок.

В роботі [63] автори провели схоже дослідження, де випробували чотири різні конфігурації корпусу для осьового вентилятора з діаметром 0,63 м. Експериментальна установка була виконана з дотриманням вимог стандартів ISO. Чотири конфігурації корпусу було також змодельовано в програмному середовищі Star-CCM+. Метою досліду було оцінити придатність і можливість передбачити процес ходу випробування для осьових вентиляторів лише шляхом застосування методу числового моделювання. Повний числовий домен без умов періодичності складався з неструктурованої багатогранної решітки, включаючи великий домен на виході, розміром трохи більше, ніж чотирнадцять з половиною мільйонів комірок. Всі моделювання використовували модель турбулентності k-ε та підхід замороженого ротору в режимі очікування.

В результаті дослідження авторами роботи [63] були помічені значні відмінності характеристик вентилятора в експериментальних результатах випробувань при різних його конфігураціях. Результати числового моделювання гарно узгоджувались з експериментальними, хоча випробування було проведено лише для області з дуже малою швидкістю потоку. При нижчих швидкостях потоку співпадіння даних ставало проблематичним та навіть в деяких випадках для досягнення допустимих відношень необхідно було провести неймовірно велику кількість ітерацій. Використання решітки багатогранного типу дозволило скоротити й так велику кількість комірок під час даних моделювань. Для реалізації таких розрахунків знадобилися дві потужні робочі станції з двадцять двома паралельними процесорами з загальною оперативною пам'яттю сто двадцять вісім гігабайт.

Менше ресурсів знадобилося авторам під час проведення дослідження в роботі [64]. Числове моделювання та експериментальне підтвердження осьових вентиляторів з діаметром 0,63 м мало на меті забезпечити надійну експлуатацію та мінімальний час розрахунку. Числове моделювання передбачало використання багатогранної сітки, але з приміткою про незначну меншу точність у порівнянні з шестигранними сітками та кращою ефективністю, ніж чотиригранна. У зв'язку з адаптивною формою багатогранних комірок є можливим більш ефективне місцеве

створення решітки, що зберігає ресурс на обрахування та час відповідно. Попередньо було проведено аналіз чутливості для чотирьох різних числових доменів з різними моделями турбулентності та різним числом комірок. Результати аналізу засвідчили більшу залежність точності від кількості комірок, ніж від моделі турбулентної в'язкості.

Автори роботи [64] продовжили дослідження для відповідних чотирьох доменів, три з яких мали умову періодичності з підвищенням точності та змінною геометрією, змодельованою шляхом застосування підходу замороженого ротору та двошарової моделі турбулентності $k-\epsilon$. Двошарова модель турбулентності $k-\epsilon$ відноситься до покращених способів дослідження пристінкових областей. Четверта груба неперіодична модель була досліджена шляхом застосування підходу нестійкої ковзаючої сітки. Експериментальні випробування було проведено для двох різних конфігурацій на виході, а саме для вільного та каналного виходів. Узгодження між числовими та експериментальними випробуваннями змінювались від дуже нечітких до гарних залежно від типу геометрії. Було зроблено висновок, що для отримання найточнішої сітки необхідна величезна кількість комірок та ідеалізована геометрія. Окрім того, зміна профіля швидкості на вході була помічена під час використання таких компонентів, як розтруб та електромотор.

В роботі [65] автори провели дослідження, в якому порівняли моделі турбулентності теорії нормалізації груп (RNG) та стандартну $k-\epsilon$. Було помічено гарне співвідношення числових та експериментальних даних для обидвох моделей.

В роботі [66] авторами було досліджено застосування підходу замороженого ротору та моделі турбулентності $k-\epsilon$. Модель, використана для числових моделювань, була створена на основі фізичних вимірювань реального вентилятора. Результати моделювань були гарно узгоджені з результатами експериментальних випробувань для всього діапазону швидкостей потоку. Числовий домен мав надзвичайно малий розмір, що дозволило отримати розрахункову сітку великої якості.

3.2. Основні поняття числового експерименту

Під час числового експерименту розрахунок виконується способом поділу моделі на скінченну кількість об'ємів або елементів в решітці. Решітка складається з наступних основних складових: комірки, вузла, центру комірки, вершини, грані, сторони, зони та домену. Коміркою називають контрольний об'єм на який розбивається домен. Вузлом називають точку решітки. Центром комірки вважають власне її геометричну середину. Гранню називають межу сторони. Стороною називають межу комірки. Сторона визначає зони комірки (тверду або рідку область) для двовимірного числового домену, тому дослідник має визначати зону рідини для сторони. Для тривимірного домену стороною може бути вхід, вихід потоку, стінка тощо. Всі важливі сторони мають обов'язково бути названі під час створення сітки перед експортом моделі до компоненту програмного забезпечення, який виконує розрахунок. Зоною називають групу вузлів сторін та комірок. Для тривимірного домену область об'єму формує рідкі або тверді області відповідно. Усі важливі зони комірок мають бути позначені як тверді або рідкі під час створення розрахункової сітки та перед її експортом для подальшого розрахунку. Доменом називають групу вузлів, сторін та зон комірок [67].

Процес створення розрахункової сітки, яку, в цілому, можна класифікувати на дві категорії, базується на просторових властивостях елементів, що формують домен. Опісля вибору домену для застосування числової гідродинаміки наступним кроком є розподіл домену на скінченну кількість об'ємів або комірок в залежності від задач фізики, які необхідно розв'язати. Отже, розрахункова сітка може структурованою або неструктурованою. Структурована сітка має наступні переваги: точність, швидку збіжність та можливість отримання привілейованих напрямків сітки. Перевагами неструктурованої сітки є автоматичне генерування та можливість адаптації до надто складних конфігурацій. Однак обидві категорії сітки мають недоліки. Структурована сітка може бути адаптованою частково до складних конфігурацій та незбалансованою в розрізі навантажень для паралельних масивів. Неструктурована сітка не має привілейованих напрямків, а

для окремих сіток використання вважається приблизно на четверть дорожчим [67].

Основні рівняння, наприклад, збереження маси, моменту та енергії, виражаються в вигляді часткових диференціальних рівнянь. Дані рівняння є залежними від простору та часу, тому їх неможливо розв'язати як звичайні диференційні. Часткові диференційні рівняння є задачами величин граничних умов. Розрахунок величин, що базуються на початкових та граничних умовах, є можливим після дискретизації числовим методом. Дискретизація перетворює рівняння переносу маси, моменту та енергії в частковій диференціальній формі на набір алгебраїчних рівнянь. Можна виділити три числові методи, що є широко застосованими для дискретизації часткових диференціальних рівнянь: метод скінченної різниці (FDM), метод скінченного елемента (FEM) та метод скінченного об'єму (FVM). Методи дискретизації наближають часткові диференціальні рівняння потоків рідин до рівнянь числової моделі, котрі можна розв'язати шляхом застосування різних числових методів [67].

Метод скінченної різниці (FDM) являє собою зазвичай розподіл розрахункового домену на шестигранні елементи (сітки), де числове рішення знаходиться в кожному вузлі. Даний метод є простим для розуміння, коли фізичні елементи описуються в Декартовій системі координат, але при використанні криволінійних елементів метод можна розширити для доменів, котрі не можливо представити просто через використання цеглоподібних елементів. Процес дискретизації в результаті зводиться до отримання системи рівнянь з однією невідомою для точок решітки. Рішення передбачає подачу дискретної презентації результатів. Варто відзначати, що метод скінченної різниці є можливим лише для регулярної сітки, тобто рівномірної. Даний метод базується на диференціації рядів Тейлора. Метод скінченної різниці є складним для використання на нерівномірних сітках, тому його рідко застосовують для засобів обчислювальної гідродинаміки [67].

Метод скінченного об'єму (FVM) уможливорює його застосування для структурованих та неструктурованих сіток. Він працює на основі розв'язування

інтегральної форми часткових диференціальних рівнянь (збереження маси, моменту або енергії). Основні рівняння розв'язуються для заданого скінченного об'єму або комірки. Розрахунковий домен розділюється на скінченну кількість об'ємів, а опісля для кожного об'єму розв'язуються основні рівняння. Остаточна форма рівнянь після дискретизації включає потоки збережених змінних (маси, моменту та енергії), тому розрахунок потоків є важливим для даного методу [67].

Метод скінченного елемента (FEM) ґрунтується на покроковому представленні розв'язку в умовах заданих основних функцій. Розрахунковий домен розділюється на менші скінченні елементи. Рішення в кожному такому елементі будується базуючись на основних функціях. Іноді можлива поява вторинних задач, так як розділ основних функцій є критично необхідним. Для складних геометричних форм стає набагато важчим завдання формулювання граничних умов. Таким чином розв'язується набір рівнянь для вузлових величин. Для отримання числових розв'язків необхідно отримати набір рівнянь на основі рівнянь збереження. Змінні поля записуються як основні функції, рівняння множиться на підходящу тестову функцію та після цього об'єднуються в одному елементі. Так як рішення шляхом застосування методу скінченного елемента отримується відносно питомих функцій, значне рішення може бути отриманим через алгебраїчне розв'язання рівнянь [67].

Велика увага під час числового моделювання аерогідродинамічних процесів приділяється основним рівнянням, що ґрунтуються на законі збереження фізичних властивостей рідини. Даними рівняннями є три закони збереження: маси, імпульсу (Другий закон Ньютона) та енергії (Перший закон термодинаміки). Поняття маси, імпульсу та енергії є сталими в умовах закритої системи, а отже мають бути збереженими. [68].

Існує два кардинально різні стани потоку, що можуть бути легко ідентифіковані та розрізнені: ламінарний та турбулентний. Ламінарним потокам притаманні незначно змінні поля швидкостей у просторі й часі, в яких окремі шари рухаються один відносно іншого без створення перехресних потоків. Дані потоки виникають за умови задовільно великою в'язкості рідини, що здатна

компенсувати збурення, пов'язані з примежовими недосконалостями або іншими недоліками. Такі потоки виникають при відносно малих або помірних числах Рейнольдса. На противагу ним турбулентні потоки характеризуються великими, майже випадковими коливаннями швидкості й тиску як в просторі, так і в часі. Дані коливання виникають з нестабільностей, що збільшуються допоки нелінійні взаємозв'язки змушують їх розпадатися на більш кращі вихори, що врешті-решт розсіюються у вигляді тепла під дією в'язкості. Турбулентні потоки трапляються при великих числах Рейнольдса [69].

Існує три типи величин, за якими можна осереднити дані випробувань: часова, об'ємна та комплексна. Найбільш математичною загальною осередненою величиною є комплексна. Вона передбачає повторення досліду велику кількість разів та осереднює значення параметру в однаковому місці та часі, що досліджується. З практичних міркувань такий спосіб використовується дуже рідко. Натомість, часова, об'ємна або комбінована осереднена величина застосовується з припущенням, що вони є еквівалентні комплексній [69].

Основні рівняння для турбулентного потоку є аналогічними до рівнянь ламінарного. Однак їх розв'язання для турбулентного потоку є ускладненим. Підходи до розв'язку рівнянь потоку при турбулентному режимі можуть бути поділені на два класи. Пряме числове моделювання (DNS) використовує швидкість сучасних комп'ютерів для числової інтеграції рівнянь Нав'є-Стокса, перерозв'язуючи їх для всіх просторових та тимчасових коливань без прив'язування до моделювання. Пряме числове моделювання залишається обмеженим для надто простих геометрій, як-от потоків в каналах, реактивних струменів та примежових шарів, та виявляється надзвичайно дороговартісним для запуску. Альтернативним підходом в багатьох програмних пакетах засобів обчислювальної гідродинаміки є розв'язання осереднених рівнянь Нав'є-Стокса за числом Рейнольдса (RANS). Дані рівняння застосовують осереднені параметри швидкості та тиску з метою спрощення розв'язання, тому що вони змінюються плавно в просторі та часі [69].

Також можна виокремити третій підхід до розв'язання рівнянь турбулентного потоку – симуляція великих вихрових струмів (LES). Це досить відомий спосіб, в основу якого покладена теорія самоподібності, яка пояснює, що великі вихрові струми залежать від геометрії, в той час менші масштаби є більш універсальним. Даний підхід дозволяє явно враховувати лише великі вихори та опосередковано невеликі вихрові струми через використання підсітково-масштабних моделей SGS (модель Смагоринського-Лілли, алгебраїчна динамічна модель, динамічна глобально-коефіцієнтна модель, локалізована динамічна модель, адаптивна локальна модель (WALE), модель RNG-LES, тощо) [70].

Турбулентний потік є надзвичайно складним явищем. З метою досягнення практичних проміжків часу для розрахунків під час числового моделювання використовують моделі турбулентності. Ціною такого зручності є точність результатів, адже модель осереднює точні рівняння руху потоку. Моделі турбулентності ґрунтуються в основному на габаритному аналізі в поєднанні з інтуїцією та експериментальними спостереженнями, а тому завжди потребують порівняння й узгодження з вимірюваннями для правдивого дослідження потоків [71].

Ціллю моделей турбулентності для розв'язання рівнянь RANS є розрахунок напружень Рейнольдса, котрий може бути виконаний завдяки застосуванню трьох головних категорій моделей турбулентності, що базуються на рівняннях Нав'є-Стокса: лінійні моделі вихрових струмів, нелінійні моделі вихрових струмів та моделі напруження Рейнольдса (RSM) [72].

Лінійні моделі турбулентності в яких напруження Рейнольдса, отримані через осереднення рівнянь Нав'є-Стокса, будуються на лінійній залежності з середнім полем деформацій потоку, що також називається гіпотезою Бусінеска, бувають наступних підкатегорій в залежності від кількості рівнянь (переносу), що розв'язуються для розрахунку коефіцієнту вихрової в'язкості: алгебраїчні моделі (модель Себесі-Сміта, модель Болдвіна-Ломмакса, модель Джонсона-Кінга тощо), моделі одного рівняння (модель Прандтля, модель Болдвіна-Барта, модель Спаларт-Альмараса) та моделі двох рівнянь. Останню підкатегорію у власну чергу

можна розділи на два різновиди: моделі $k-\epsilon$ (стандартна модель $k-\epsilon$, реалізована модель $k-\epsilon$, модель RNG $k-\epsilon$ тощо) та моделі $k-\omega$ (модель $k-\omega$ Вілкокса, модифікована модель $k-\omega$ Вілкокса, модель SST $k-\omega$ тощо) [73].

Нелінійні моделі турбулентності для розв'язання рівнянь RANS застосовують коефіцієнт вихрової в'язкості для створення зв'язку між середніми полями турбулентності та швидкості, однак у нелінійній залежності. Двома підкатегоріями нелінійних моделей турбулентності є явна нелінійна конститутивна залежність (кубічна модель $k-\epsilon$, явна модель алгебраїчного напруження Рейнольдса (EARSM) та моделі $v2-f$ (моделі для низьких чисел Рейнольдса, що діють до твердих стінок) [74].

Моделі напруження Рейнольдса (RSM) є прикладом замикання розв'язання рівнянь RANS вищого рівня та дозволяють отримати найбільш повний класичний режим турбулентності. В них йдуть від підходу вихрової в'язкості і застосовують точне рівняння переносу напруження Рейнольдса. Дані моделі мають здатність обчислювати складні взаємодії в полях турбулентного потоку, наприклад спрямований вплив напружень Рейнольдса. Моделі напруження Рейнольдса бувають наступних видів: модель LRR (Лаундер-Ріс-Роді), модель SSG (Шпеціале-Саркар-Гацкі), модель Йохансона-Хальбека, модель Мішра-Джирімаджі). [75].

Модель турбулентності $k-\omega$ є схожою на модель турбулентності $k-\epsilon$, але вона застосовує рівняння для швидкості дисипації турбулентної енергії, котрою є ω , замість рівняння дисипації. Змінна ω визначає характерний масштаб лінійної турбулентності, а k у власну чергу визначає енергію турбулентності. Дана модель гарно описує потоки в пристінкових областях, і навіть включаючи ті, що мають великі градієнти тиску. Однак вона не є ідеальною під час розрахунку реактивних струменів. Найбільш вагомою характеристикою даної моделі турбулентності є надзвичайна чутливість до граничних умов у зовнішньому потоці та початкових умов рівня турбулентності [76].

Модель турбулентності SST $k-\omega$, винайдена Ментером в кінці двадцятого століття, є надзвичайно важливим поєднанням двох моделей, а саме моделі

турбулентності k - ϵ у вільному потоці та k - ω в пристінкових областях. Дана модель показує добрі результати при її використанні для змішаних шарів при середніх градієнтах тиску. В областях з високими значеннями нормальних напруг, наприклад потоку, що застоюється, дана модель генерує надто високі рівні турбулентності. Як наслідок, картина потоку видозмінюється негативно в якісному плані [76].

3.3. Тестова задача щодо вибору параметрів числового експерименту для моделювання течії у вентиляторі

Тестова задача під час числового експерименту є важливим етапом, тому що саме він дозволяє визначитися з моделлю турбулентної в'язкості, яка найкраще розкриває та описує фізичні явища, що необхідно дослідити. Досліджуваний компресор Rotor 37 налічує один лопатковий вінець у формі робочого колеса, меріодинальний переріз якого зображено на рис. 3.5.

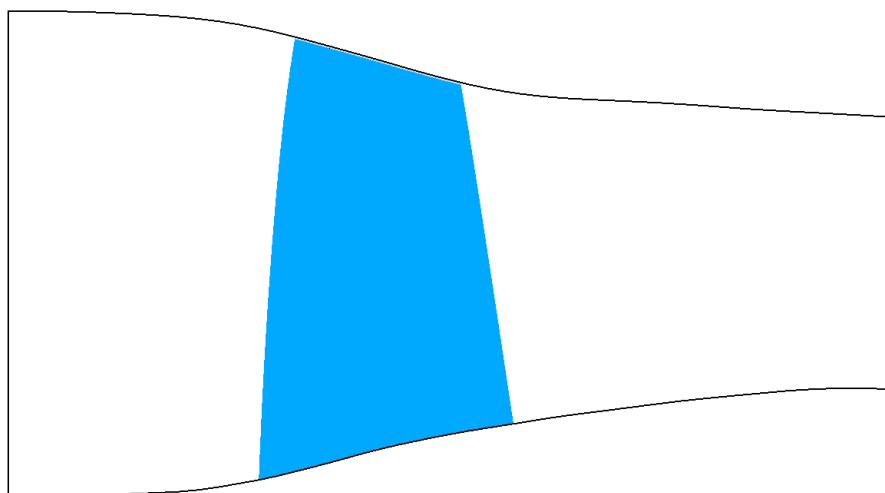


Рис. 3.5. Меріодинальний переріз робочого колеса Rotor 37

Моделювання течії проводилось шляхом розв'язання системи рівнянь Нав'є-Стокса, що замикалась різними моделями турбулентної в'язкості. Під час дослідження було застосовано сім моделей турбулентної в'язкості: k - ϵ , k - ϵ EARSM, SST, BSL, BSL Reynolds Stress, SSG Reynolds Stress, QI Reynolds Stress.

Для цілей моделювання було побудовано розрахункову сітку, яка має адаптацію примежевого шару. На вході у робоче колесо задавалась витрата повітря. Моделювання течії проводилось за стандартних атмосферних умов. Результати числового моделювання порівнювались з результатами фізичного експерименту, описано в авторах у роботі [77].

Під час моделювання витрата повітря на вході змінювалась в межах від 13,5 до 16,25 кг/с, частота обертання була сталою. За отриманими результатами моделювання течії у Rotor 37 отримано залежність ступеня підвищення тиску від витрати повітря (рис. 3.6).

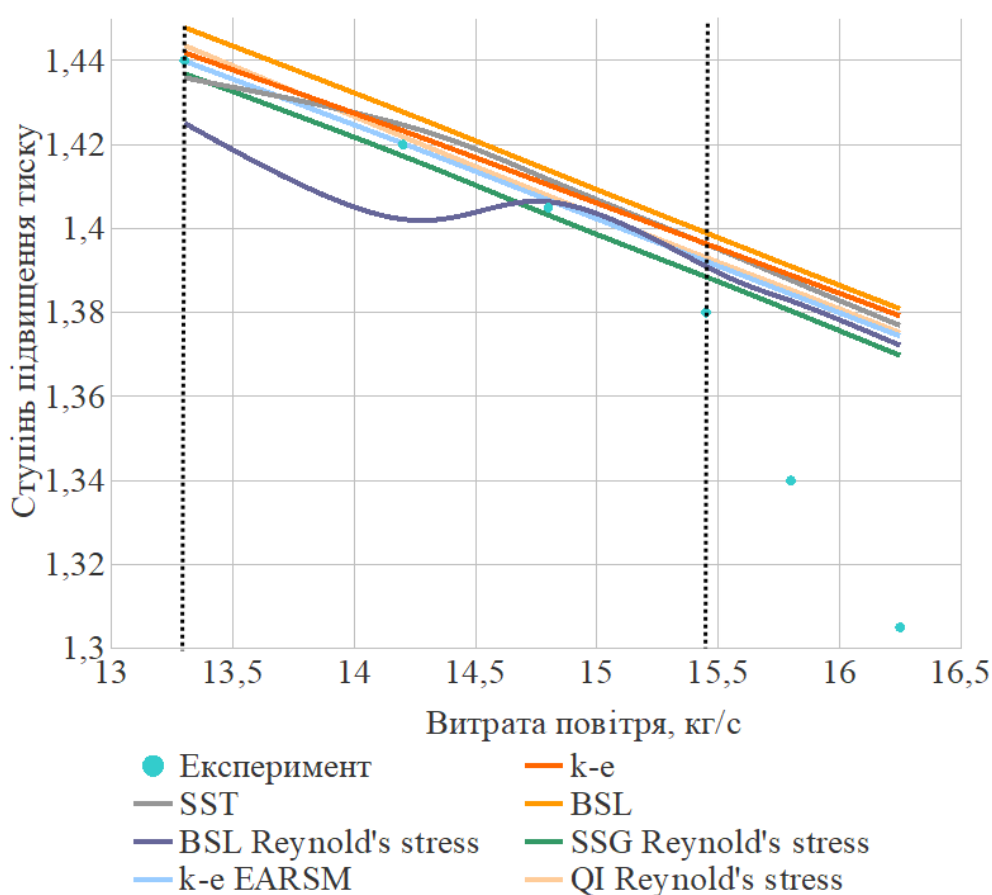


Рис. 3.6. Залежність ступеня підвищення тиску від витрати повітря

Аналіз похибки розрахунку, яка була отримана під час моделювання течії з різними моделями турбулентної в'язкості, показав, що модель турбулентної в'язкості k-ε має похибку розрахунку від 0,13% до 5,8%, модель турбулентної в'язкості k-ε EARSМ має похибку розрахунку від 0,07% до 5,32%, модель

турбулентної в'язкості SST від 0,28% до 5,5%, модель турбулентної в'язкості BSL від 0,55% до 5,82%, модель турбулентної в'язкості BSL Reynolds Stress від 0,1% до 5,15%, модель турбулентної в'язкості SSG Reynolds Stress від 0,13% до 4,97%, модель турбулентної в'язкості QI Reynolds Stress від 0,13% до 5,4%.

Під час моделювання течії на заданому режимі в компресорі Rotor 37 у всіх випадках окрім моделювання з моделлю турбулентної в'язкості BSL графік залежності на рисунку 2.6 має схожий характер. Варто відзначити, що при значеннях витрати повітря від 15,8 кг/с до 16,25 кг/с похибка розрахунків зростає для всіх варіантів. Найменшу похибку мають результати під час моделювання течії з моделлю турбулентної в'язкості SSG Reynolds Stress. Необхідно підкреслити, що результати розрахунку під час моделювання течії з іншими моделями турбулентної в'язкості не перевищують 5,8%, що є прийнятним для моделювання течії в лопаткових машинах. Важливим фактором, який не варто забувати при моделюванні є час розрахунку. У даному випадку найменший час розрахунку використала модель SST.

Під час дослідження течії в лопаткових машинах дуже важливою завжди є якісна оцінка, котра можлива завдяки візуалізації процесу обтікання. На рисунках 3.7-3.13 відображено візуалізацію ліній течії в міжлопатковому каналі досліджуваного Rotor 37. З метою проведення порівняння була задана однакова шкала швидкості та візуалізація створювалася для одного режиму для всіх розрахунків.

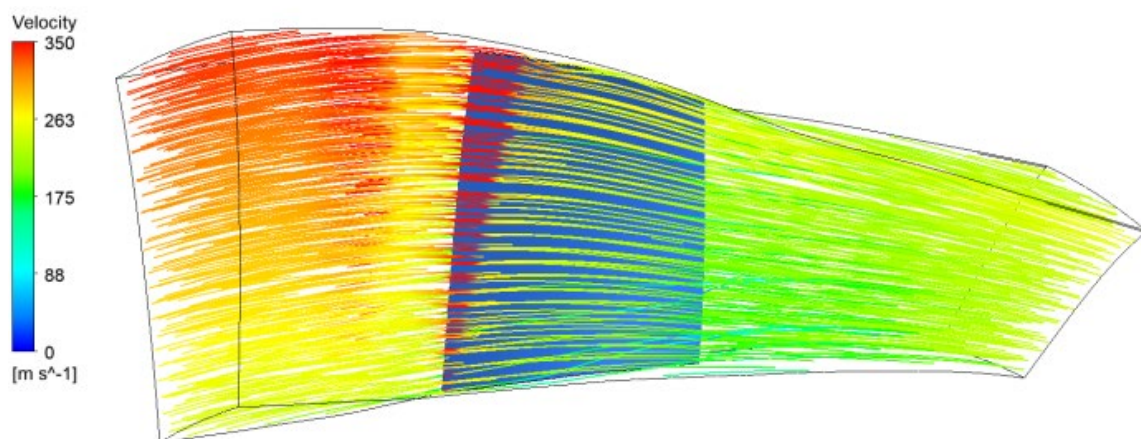


Рис. 3.7. Модель турбулентної в'язкості k-ε

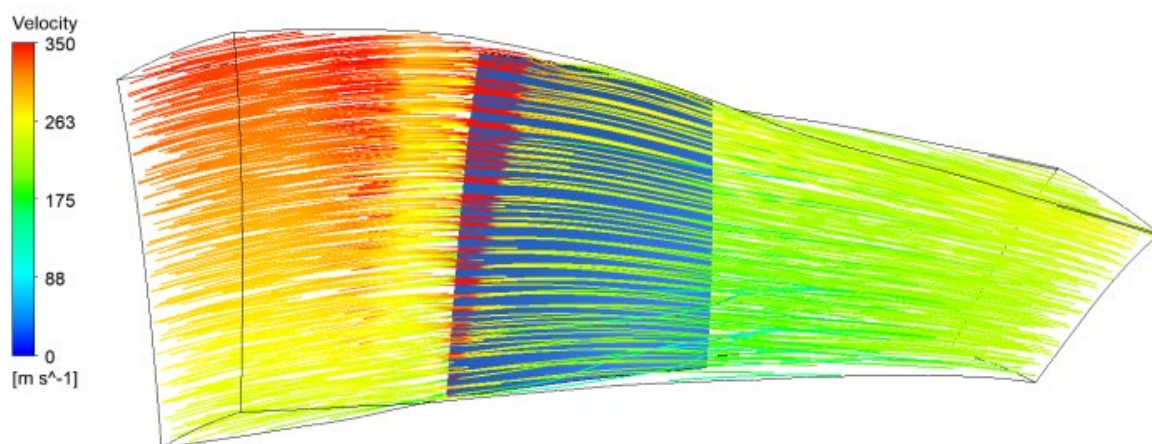


Рис. 3.8. Модель турбулентної в'язкості k-ε EARSМ

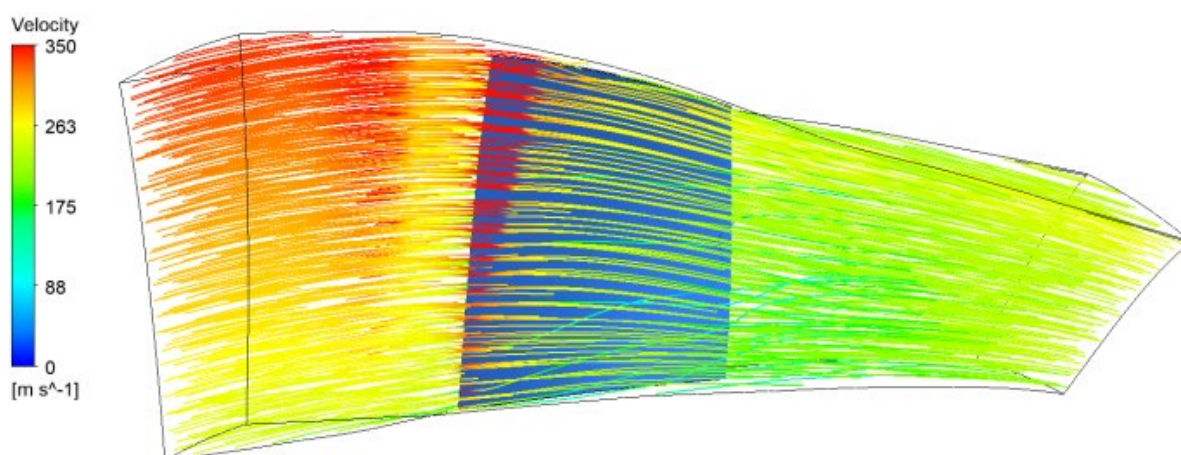


Рис. 3.9. Модель турбулентної в'язкості SST

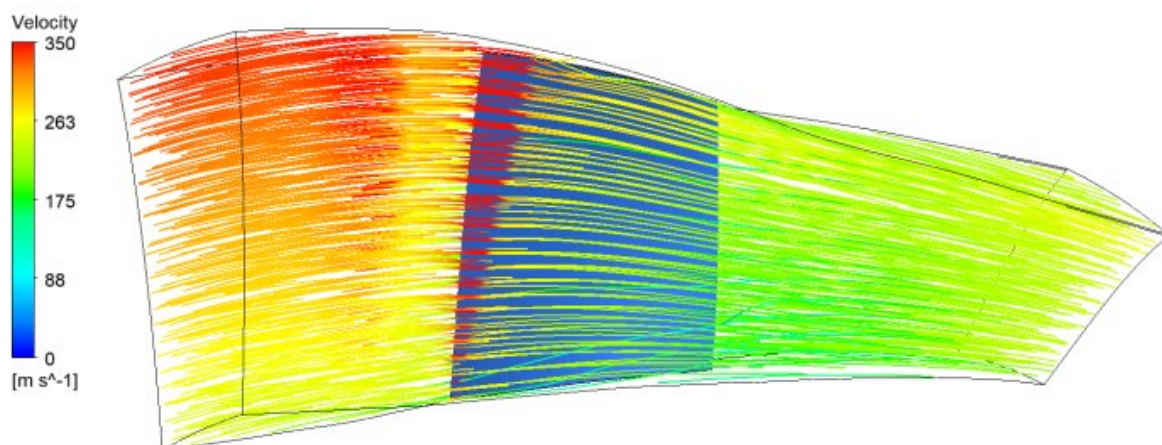


Рис. 3.10. Модель турбулентної в'язкості BSL

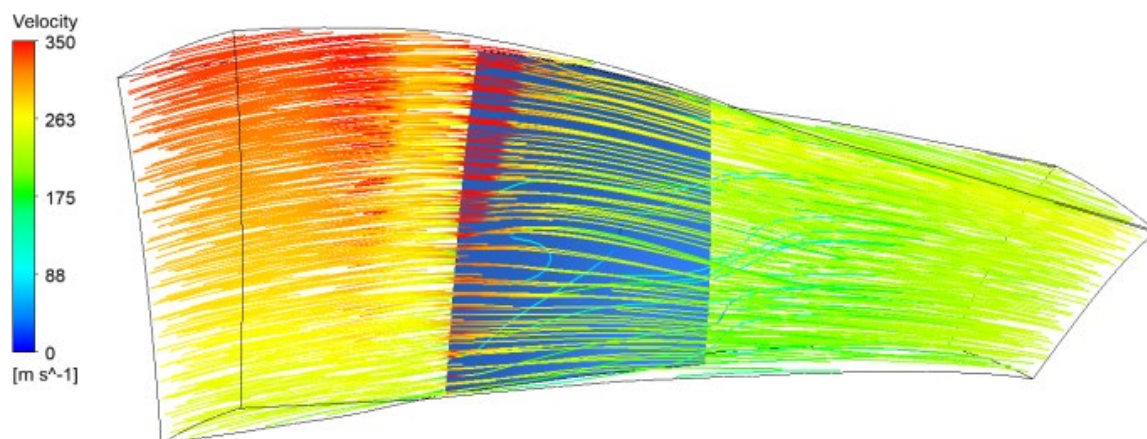


Рис. 3.11. Модель турбулентної в'язкості BSL RS

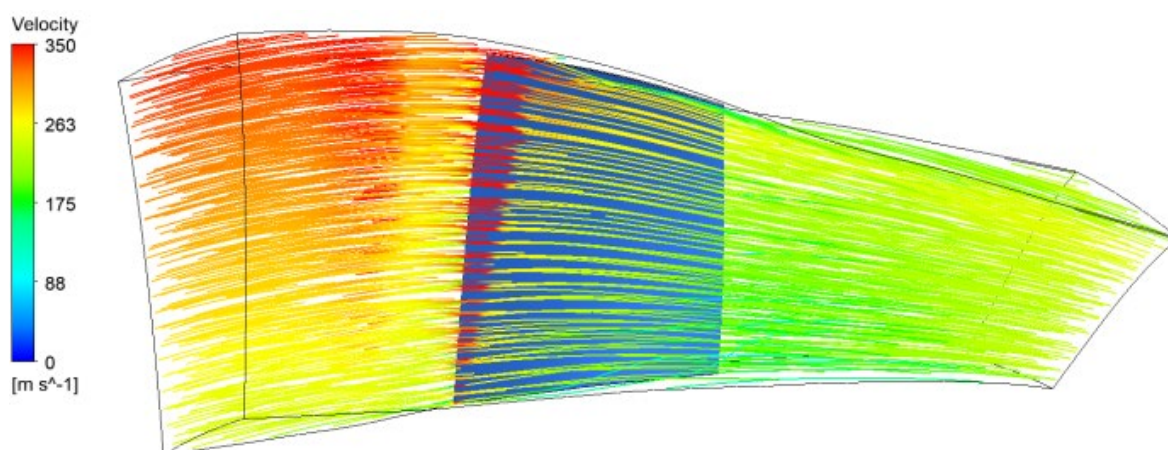


Рис. 3.12. Модель турбулентної в'язкості SSG RS

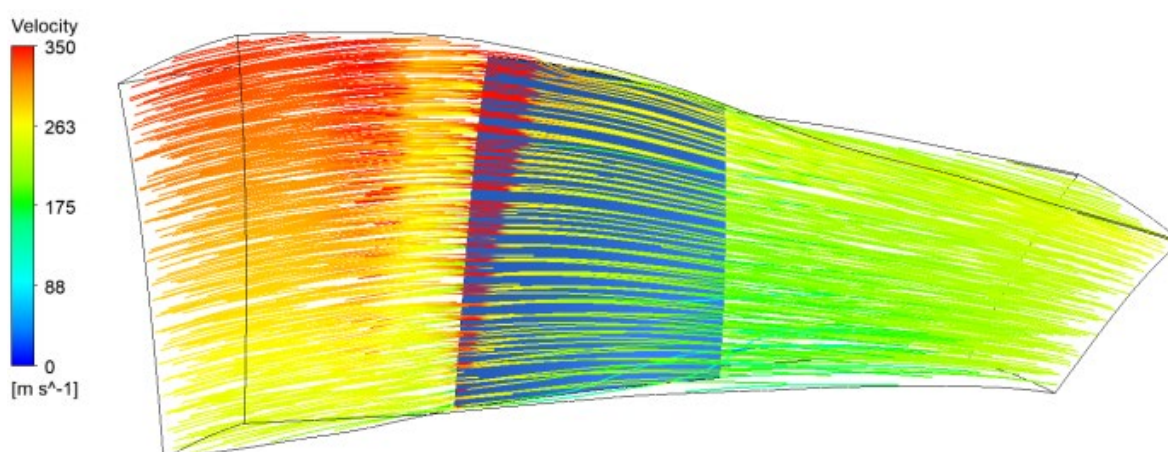


Рис. 3.13. Модель турбулентної в'язкості QI RS

Якісна оцінка ліній течії в міжлопатковому каналі компресора Rotor 37 засвідчила, що всі випадки моделювання з усіма моделями мають схожий

характер обтікання. Існують певні відмінності під час моделювання течії з моделями турбулентності SST (рис. 3.9) та BSL RS (рис. 3.11). Дані відмінності стосуються зони обтікання від втулки до середнього радіусу лопаткового вінця, можна проспостерігати невеликі завихрення, однак в інших зонах характер обтікання є аналогічним.

Висновки до розділу 3

Аеродинамічними трубами називають пристрої, що дозволяють дослідникам вивчати потік над досліджуваними об'єктами та сили, котрі діють на них, їх взаємодію з потоком. Досить тривалий час аеродинамічні труби вважались способом підтвердження аеродинамічних теорій лише в аерокосмічній галузі, проте на даний момент аеродинамічні труби є дуже важливими та знаходять широке використання в багатьох інших галузях, наприклад архітектурі, дослідженні навколишнього середовища, освіті тощо. Аеродинамічні труби як метод експериментального дослідження є актуальним та завжди застосовується для узгодження даних, отриманих під час числового моделювання.

Проведення числового експерименту передбачає розв'язання складних систем рівнянь, котрі враховують фундаментальні закони для відображення характеристик потоку. Сучасні програмні засоби з пакетами обчислювальної аерогідродинаміки здатні реалізувати будь-які задачі, однак точність та якість таких випробувань буде залежати від умов досліду та правильно обраних методів дискретизації та моделей турбулентної в'язкості.

Застосування підходу замороженого ротору є ефективним та рекомендованим для моделювання доменів рідин встановлених потоків, що обертаються. У більшості випадків було застосовано програмне забезпечення Ansys CFX для отримання високоякісних шестигранних розрахункових сіток. Модель турбулентності SST $k-\omega$ проявила себе, як найточніший підхід, однак для вентиляторів з діаметром більше, ніж 0,6 м вона потребуватиме більше ресурсу

для розрахунків. В якості граничних умов бажано задавати масову витрату або швидкість потоку на вході та статичний тиск на виході.

Наведені результати тестової задачі моделювання течії в компресорі Rotor 37. Під час моделювання було перевірено сім моделей турбулентної в'язкості, а саме: k - ϵ , k - ϵ EARSM, SST, BSL, BSL RS, SSG RS, QI RS. Результати дослідження засвідчили, що всі моделі турбулентної в'язкості, можуть бути застосовані під час моделювання течії в осьовому компресорі. Найменшу похибку має розрахунок з моделлю турбулентної в'язкості SSG RS. Якісна оцінка ліній течії в міжлопатковому каналі компресора Rotor 37 довела, що всі випадках моделювання мають схожий характер обтікання незалежно від обраної моделі турбулентної в'язкості. Незначні відмінності можливо помітити у випадках моделювання течії з моделями турбулентності BSL RS та SST. Важливим чинником, який необхідно враховувати під час моделювання є час розрахунку. В даному випадку найменший час розрахунку було отримано для моделі SST.

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ У СТУПЕНІ ВЕНТИЛЯТОРА

4.1. Моделювання течії у вентиляторі без НРП

Числове моделювання процесів, що протікають в складних системах, виконується з метою детального дослідження характеристик, знаходження нових пояснень та формулювання теорій, що з заданою точністю описують та пояснюють вже відомі поняття та явища. Простота та вседоступність методу числового експерименту дозволяє досліднику за браку часу та необхідного обладнання отримати важливі результати, які дозволять охарактеризувати математичну модель, підтвердити або спростувати її істинність, валідувати її для подальших досліджень. Важливо пам'ятати, що числовий експеримент має відображати правдиві та фізично обґрунтовані процеси й параметри, які співвідносяться з результатами фізичного експерименту.

Класична методологія науки виокремлювала два рівні наукового знання: теоретичне та емпіричне. Сучасна методологія на перше місце виводить синергетичний рівень, який є своєрідним синтезом двох класичних рівнів та чудово пасує для застосування у дослідженнях газодинамічних процесів течії в силових установках авіаційної техніки. Синергетика дозволяє досліджувати ТРДД як математичну модель з усіма притаманними йому ознаками нерівномірності потоку робочого тіла, множинності варіантів розвитку подій під час передачі енергії у разі виникнення обертових зривів або запирання, забезпечення газодинамічної стійкості роботи ступеня вентилятора за появи ознак біфуркаційності експлуатації при роботі на неусталених режимах, а також задля розрахунку залежності ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря для будь-якого ступеня чи робочого колеса на різних режимах роботи, що є дуже новаторською та актуальною задачею.

Всебічне дослідження ГТД передбачає моніторинг ряду параметрів, їх вплив на навколишнє середовище та оцінку енергетичної, ексергетичної та

екологічної характеристик комплексного аналізу. Як висновок в результаті дослідження надаються рекомендації щодо оптимізації того чи іншого ступеня для підвищення продуктивності силової установки в цілому [78].

Залучення додаткових важелів чи механізмів зі спектру наявних в арсеналі двигунобудівника для удосконалення характеристик ступеня вентилятора дуже часто передбачає роботу з енергією потоку. Числове моделювання є головним методом, який дозволяє в стислі терміни якісно та кількісно оцінити ефективність такого підходу, зробити висновки на рахунок наявності переваг та недоліків, покращити загальний ККД або хоча б не погіршити його [79].

Числовий експеримент дозволяє кількісно виражати дію будь-якого чинника та подразника, що вивчається, з метою його впливу на систему в цілому. Це дозволяє уникнути повномасштабного фізичного експерименту, вірно сконструювати блоки (наприклад, лопатку вентилятора або робоче колесо компресора) та правильно організувати процес течії в ядрі потоку на необхідних режимах роботи [80].

Проблема підвищення ефективності ГТД передбачає розгляд можливості доопрацювання нині наявних конструктивів ступеню вентилятора. Дослідженню течії у вентиляторах та компресорах ГТД присвячено багато наукових робіт [81-84].

В роботі [81] авторами було використано метод числового експерименту, що дав змогу дослідити удосконалення параметрів ГТД (зменшення інфрачервоного випромінювання, питомої витрати палива, збільшення тяги двигуна), що дозволили значно покращити продуктивність такої силової установки.

В роботі [82] відображено результат виконання числового моделювання, яке засвідчило збільшення ефективності газогенератору ТРДД.

В роботі [83] застосований новий метод числового експерименту, як виконання обчислювальної гідродинаміки від входу до виходу турбореактивного двигуна, довів власну ефективність на протигагу традиційному фізичному експерименту, котрий вимагає наявності готової характеристики компресора.

В роботі [84] методом числового моделювання було доведено, що продуктивність силової установки значно залежить від характеристик вентилятора. Автори виконали числовий експеримент на прикладі моделі турбо - прямооточного повітряного реактивного двигуна зі змінним циклом.

В результаті числового експерименту можна отримати повне уявлення про характер течії та визначити найбільш впливовий параметр, підібрати найбільш ефективну модель турбулентної в'язкості, котра замикає систему рівнянь Нав'є-Стокса [85].

Числове моделювання течії – актуальний і критично необхідний етап у послідовному дослідженні характеристик ступеня вентилятора. Залежність ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря у вентиляторі повністю відображає ефективність заданих параметрів потоку робочого повітря: осьової швидкості на вході в вентилятор, частоти обертання ротора, масової витрати на виході з робочого колеса.

Метою даного пункту роботи є отримання залежності ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря у вентиляторі ТРДД.

Для досягнення мети поставлені та вирішені наступні задачі:

- провести моделювання течії у вентиляторі ТРДД;
- оцінити візуалізацію ліній току робочого тіла при дослідженні течії

для визначеного діапазону частот обертання.

Об'єктом дослідження є робоче колесо вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності, що має периферійний діаметр - 2,338 м, втулковий діаметр - 0,652 м, кількість лопаток – 33, радіальний зазор 1 мм. На рис. 4.1 наведено модель робочого колеса, на рис. 4.2 наведено схему лопатки в меридіональному перерізі.

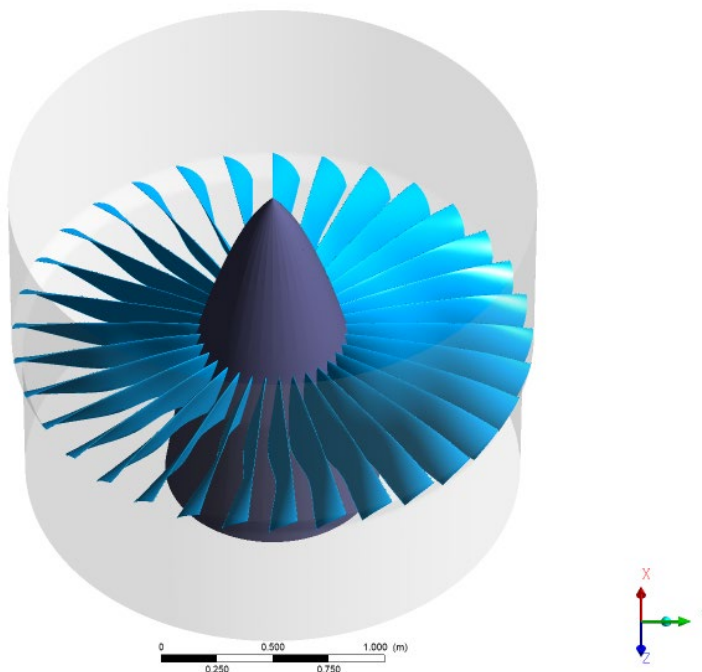


Рис. 4.1. Модель робочого колеса

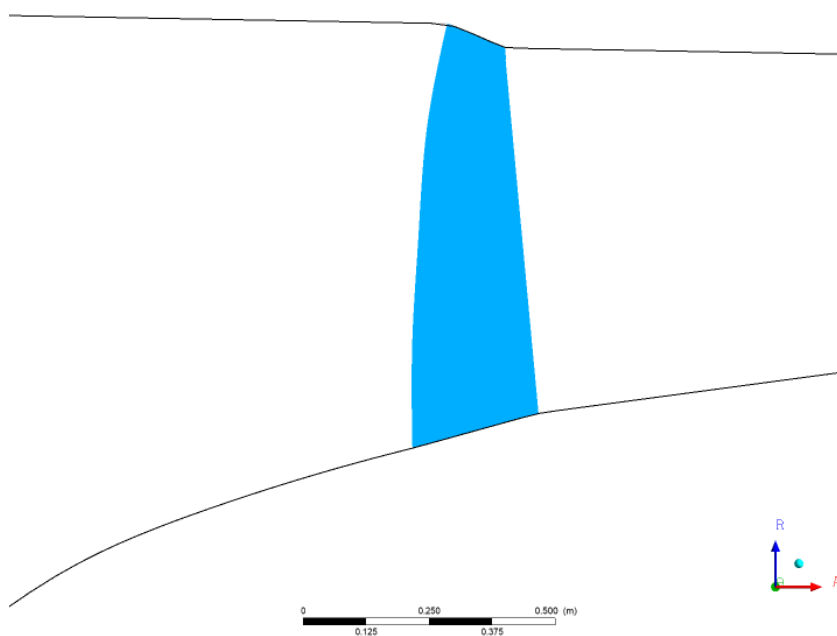


Рис. 4.2. Схема лопатки в меридіональному перерізі

Предметом дослідження є робочий процес осьового вентилятора ТРДД.

Моделювання течії проводилося шляхом вирішення системи рівнянь Нав'є-Стокса, яка замикалась моделлю турбулентної в'язкості SST, в програмному середовищі ANSYS Student. Для моделювання було створено розрахункову сітку з

адаптацією примежового шару, з кількістю елементів 1199803 шт., вузлів – 331685 шт. На вході було задано осьову швидкість, на виході - масову витрату повітря. Моделювання течії проводилося при температурі навколишнього середовища $+15^{\circ}\text{C}$ та атмосферному тиску 101325 Па. Валідація даної математичної моделі була виконана у роботі [86]. Під витратною характеристикою мається на увазі залежність ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря. Досліджувались наступні режими роботи вентилятора: осьова швидкість на вході від 90 м/с до 160 м/с при відносній частоті обертання 100%, 95%, 90%, 85%, 80%, 70%.

Під час проведення ряду числових експериментів з робочим колесом вентилятора ТРДД отримано дані, які використано для побудови графіку залежності ступеня підвищення тиску до витрати повітря на різних режимах роботи досліджуваного вентилятора (рис. 4.3).

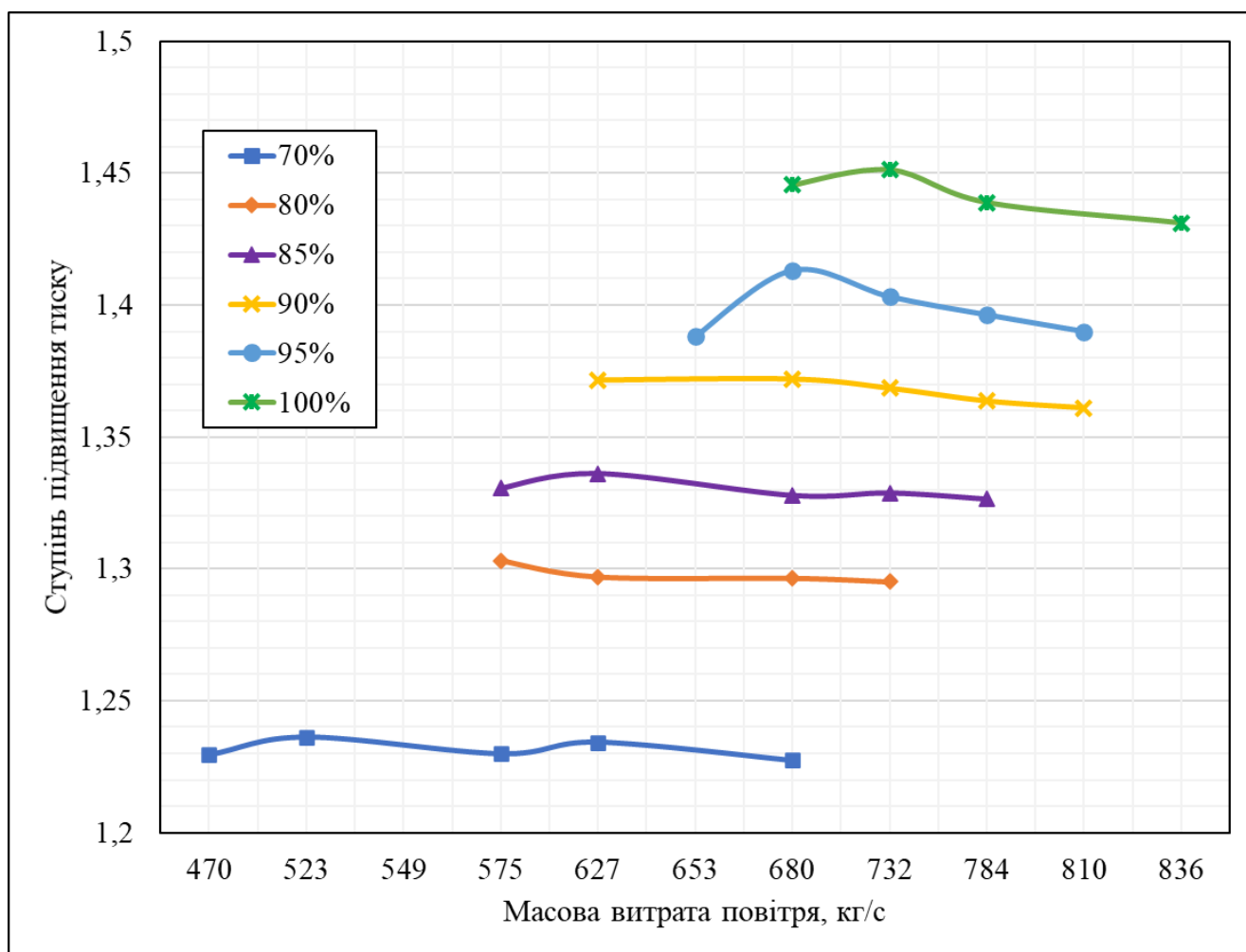


Рис. 4.3. Залежність ступеня підвищення тиску до витрати повітря

При відносній частоті обертання 70% значення ступеня підвищення тиску змінювалися від 1,23 до 1,24; при 80% - від 1,29 до 1,3; при 85% - від 1,33 до 1,34; 90% - від 1,36 до 1,37, 95% - 1,39 до 1,41; при 100% - від 1,43 до 1,45. Максимальне значення ступеня підвищення тиску було зафіксовано при відносній частоті обертання 100% та осьовій швидкості на вході 140 м/с – 1,45; мінімальне значення при 70% та 130 м/с – 1,23.

Під час дослідження течії в турбомашинах значну увагу необхідно приділяти якісній оцінці, тобто візуалізації обтікання. На рис. 4.4 відображено лінії току в міжлопатковому каналі для витрати повітря в робочому колесі вентилятора 627 кг/с при різних відносних частотах обертання. З метою проведення порівняння шкалу було обрано однаковою для всіх режимів роботи. При різній частоті обертання та однаковій витраті повітря обтікання в робочому колесі вентилятора має різний характер. Частота обертання суттєво впливає на інтенсивність та локацію вихороутворень. Із розглянутих варіантів найменша інтенсивність вихороутворень спостерігається при роботі на відносній частоті обертання 70%. При режимі роботи на відносній частоті обертання 90% спостерігається зміщення вихрової зони обтікання у периферійну частину лопаткового вінця. При режимі роботи на відносній частоті обертання 85% характер обтікання досить схожий, вихрова область займає місце від середнього діаметру до кінцевого. При зниженні частоти обертання до 80% зона вихороутворень зменшується і концентрується вище середнього діаметру лопатки.

З отриманих даних можна зробити висновок, що наявна нерівномірність потоку за вихідними кромками лопаток вентилятора в області вище середнього діаметру. Вихори мають різну інтенсивність в різних місцях, що негативно впливає на робочий процес у вентиляторі та може викликати появу періодичної колової та радіальної нерівномірності потоку і як наслідок зрив, вібрацію вентиляторних лопаток.

Вирішити таку проблему може застосування методів керування примежовим шаром, зокрема застосування НРП.

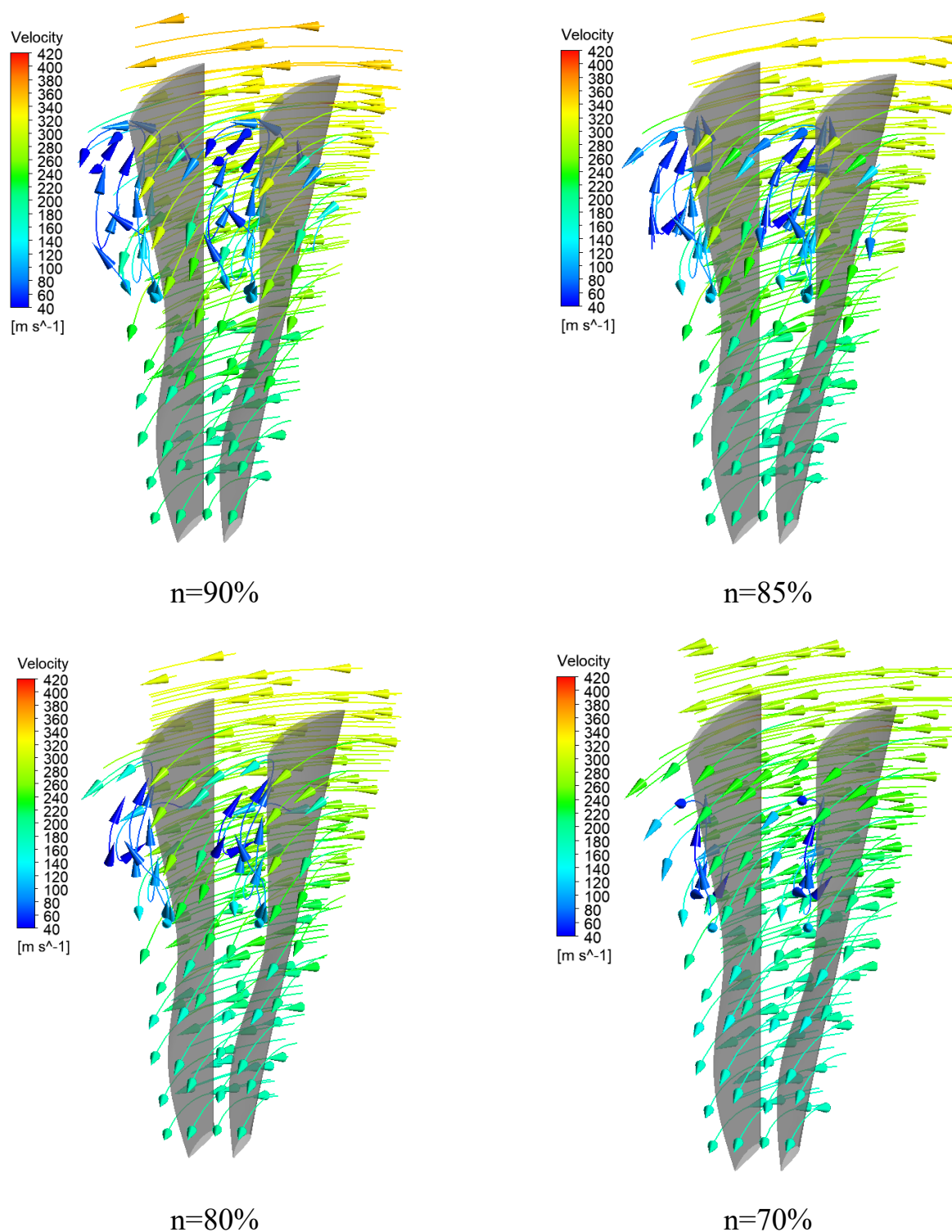


Рис. 4.4. Лінії току в міжлопатковому каналі робочого колеса вентилятора ТРДД за витрати повітря в робочому колесі 627 кг/с

В подальшому планується дослідити вплив керування примежовим шаром методом застосування НРП у цьому робочому колесі вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

4.2. Моделювання течії у вентиляторі з НРП

Силові установки з турбореактивними двоконтурними двигунами знаходять своє широке застосування у авіації завдяки характеристикам зниженої питомої витрати палива, збільшеним ККД у порівнянні з іншими типами ГТД. Детальне дослідження таких турбомашин дозволяє на постійній основі удосконалювати їх, знаходити шляхи покращення залежності ступеня підвищення тиску від масової витрати, видозмінювати конструкцію окремих ступенів, що є актуальною задачею багатьох двигунобудівників сучасності.

Лева частка досліджень ТРДД припадає на роботу зі ступенями компресора та/або вентилятора, які відіграють важливу роль у циклі таких силових установок. Дослідники працюють з математичними моделями, виконують газодинамічні розрахунки та підбивають підсумки з або без проведення фізичного експерименту, що дозволяє із заданою точністю та в досить швидкі строки отримати результати числового моделювання. Багато наукових робіт присвячено вивченню залежності ступеня підвищення тиску від масової витрати у ступенях холодної частини, а числове моделювання є надзвичайно сучасним та актуальним завданням серед них [87-91].

В роботі [87] було проведено числовий експеримент на одноступеневому трансзвуковому осьовому компресорі Rotor 37 з додаванням кільцевої канавки на корпусі одночасно з 36 каналами рециркуляції потоку, що були розташовані в області кінцевої частини лопаток робочого колеса. Результати засвідчили, що додавання каналів рециркуляції покращило напірну характеристику, дало приріст запасу стійкості, одночасно зменшивши втрати в адіабатичному ККД.

В роботі [88] за допомогою числового експерименту змодельовано робочий процес ступеня трансзвукового осьового компресора з новою конструкцією дискретного типу пасивного саморециркуляційного НРП. Параметричну оцінку впливу НРП на кут перекосу впорскування було досліджено з метою досягти значного покращення запасу стійкості.

Авторами роботи [89] було виконано числове моделювання робочого процесу

ступеня осьового трансзвукового компресора в умовах нерівномірності потоку шляхом об'єднання НРП, техніки впорскування в область радіального зазору робочого колеса з ефектами шорсткості поверхні. За допомогою числового експерименту було детально досліджено взаємодію потоку ступеня компресора з ударними хвилями, а також вихроутворення та відрив примежового шару.

В роботі [90] на основі результатів числового моделювання спрощеної розрахункової моделі використано метод керуючої змінної для розробки спільної обробки корпусу та отримано ефективну схему НРП. Багатоступінчасте повноканальне числове моделювання було використано для вивчення впливу схеми НРП на продуктивність компресора за умови на вході однорідного та неоднорідного потоку.

Авторами роботи [91] було проведено числовий експеримент на моделі ступеня компресора Rotor 67. В роботі досліджувався вплив нерівномірності потоку на вході на характеристики трансзвукового ступеня компресора Rotor 67. Результати показали, що вхідна неоднорідність потоку викликає завихрення та перерозподіл масової витрати, що сильно позначається на умовах експлуатації ступеня вентилятора. Окрім того, числове моделювання виявило вплив на параметри течії за ступенем вентилятора, які виникають через урахування тривимірності обтікання та нестационарності потоку.

Аналіз наукових робіт [87-91] засвідчив, що числовому моделюванню робочих процесів у ступенях осьових вентиляторів та компресорів ГТД приділено надзвичайно велику увагу. В тому числі показано, що за допомогою моделювання можна досліджувати різні конструкції ступенів компресорів та вентиляторів з метою покращення їх характеристик. Однак до сих пір залишається не до кінця вирішеною задачею щодо дослідження впливу НРП на ступінь підвищення тиску вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Мета даного підpunkту роботи – оцінити вплив НРП на характеристику вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Поставлено та розв'язано наступні задачі для її виконання:

- провести моделювання течії у вентиляторі ТРДД з двома варіантами НРП

для діапазону частот обертання від 70% до 100%;

– провести оцінку впливу НРП на характер обтікання у периферійній зоні робочого колеса вентилятора.

Об'єктом дослідження є робоче колесо вентилятора з НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Досліджена конструкція НРП - щілинного типу з різною кількістю щілин. Особливістю дослідженої конструкції є два режими роботи НРП – перший режим - відкриті щілини , другий режим – закриті щілини за допомогою спеціальних заслонок (рис.4.5). Наявність двох режимів роботи обумовлена тим, що, як показав проведений аналіз попередніх досліджень інших авторів, НРП не може ефективно працювати на всіх режимах роботи двигуна. Представлена конструкція дозволить «включати» НРП тільки на тих режимах, де буде в цьому необхідність.

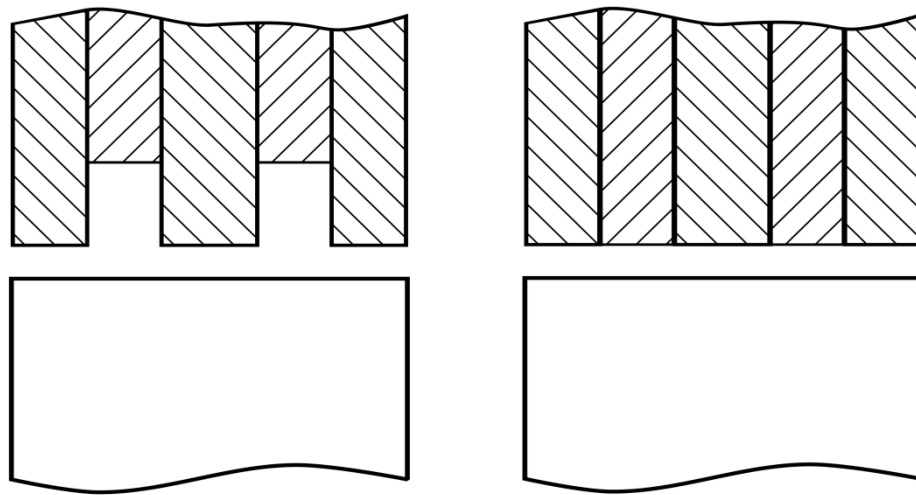


Рис.4.5. Схема конструкції дослідженого НРП для двох режимів роботи:

а - перший режим роботи з «включеним» НРП, б - другий режим роботи з «виключеним» НРП

Досліджується два варіанти НРП: без стінки (рис. 4.6, а) та з однією стінкою і радіальним зазором 1 мм (рис. 4.6, б). Робоче колесо вентилятора має периферійний діаметр - 2,338 м, втулковий діаметр - 0,652 м, кількість лопаток - 33.

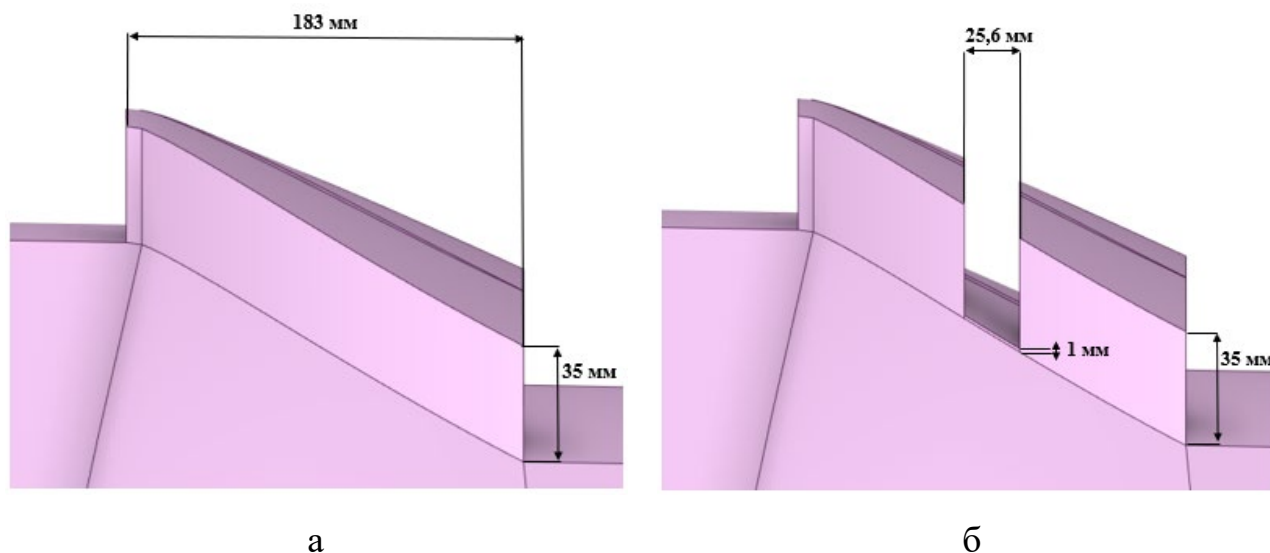


Рис. 4.6. Модель робочого колеса вентилятора з НРП:
а - НРП без стінки, б - НРП зі стінкою та радіальним зазором

Предметом дослідження виступає робочий процес робочого колеса вентилятора з НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

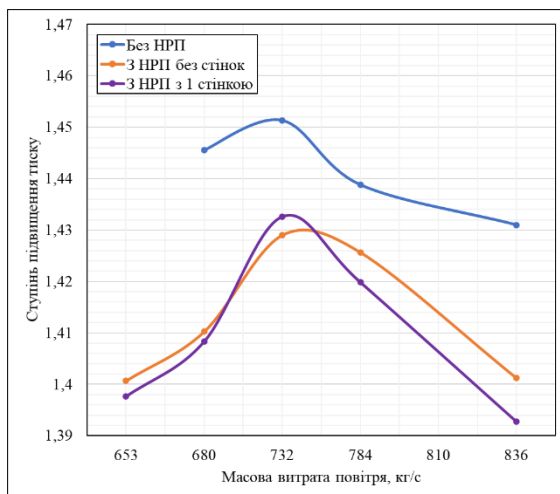
Моделювання течії відбувалося через розв'язання системи рівнянь Нав'є-Стокса, яка замикалась моделлю турбулентної в'язкості SST, в програмному середовищі ANSYS Student. Було створено розрахункові сітки з кількістю вузлів – 174377 та 174492 шт. й елементів 963285 та 963195 шт. відповідно для двох різних геометричних моделей досліджуваних робочих коліс вентилятора з НРП. На вході було задано осьову швидкість, на виході масову витрату повітря. Моделювання течії проводилося за температури навколишнього середовища $+15^{\circ}\text{C}$ та атмосферного тиску 101325 Па. Валідацію даної математичної моделі виконано в роботі [86]. Під витратною характеристикою мається на увазі залежність ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря. Було досліджено такі режими роботи вентилятора: осьова швидкість на вході від 90 м/с до 160 м/с при відносній частоті обертання 100%, 95%, 90%, 85%, 80%, 70%.

При проведенні серії числових експериментів з робочим колесом вентилятора з двома варіантами НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності отримано дані, які використано для побудови графіків залежності ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря вентилятора для визначеного діапазону відносної частоти

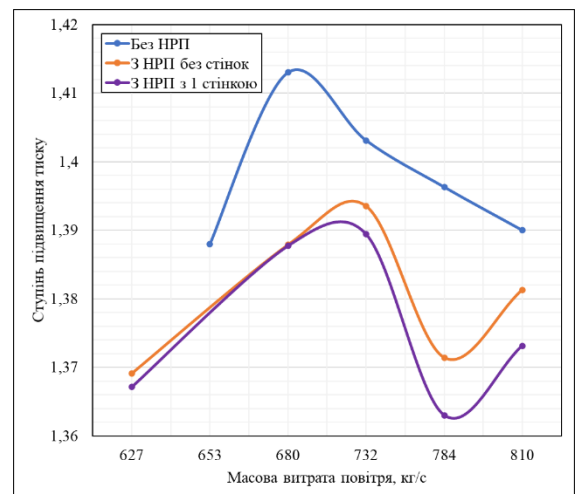
обертання (рис. 4.7). Також для оцінки впливу НРП на ступінь підвищення тиску РК вентилятора на вищезазначених графіках додано дані щодо залежності ступеня підвищення тиску від масової витрати для цього РК вентилятора без НРП.

Аналіз отриманих залежностей показує, що наявність НРП впливає на ступінь підвищення тиску вентилятора.

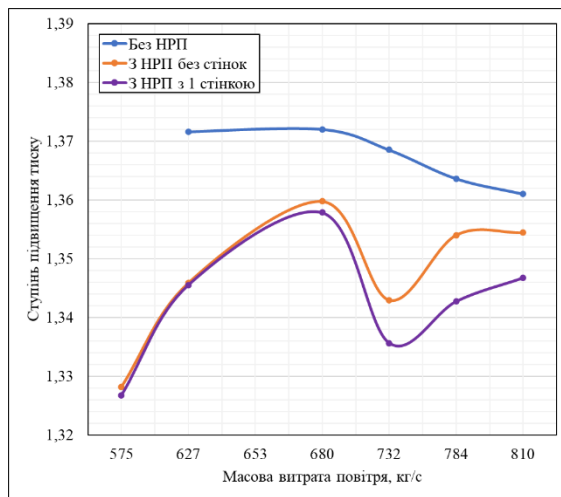
При роботі робочого колеса вентилятора з НРП без стінки в діапазоні масової витрати від 653 кг/с до 836 кг/с при відносній частоті обертання $n=100\%$ ступінь підвищення тиску π змінюється від 1,4 до 1,43; в діапазоні від 627 кг/с до 836 кг/с при $n=95\%$ - від 1,37 до 1,39; в діапазоні від 575 кг/с до 810 кг/с при $n=90\%$ - від 1,33 до 1,36; в діапазоні від 549 кг/с до 784 кг/с при $n=85\%$ - від 1,3 до 1,32; в діапазоні від 549 кг/с до 731 кг/с при $n=80\%$ - від 1,28 до 1,29; в діапазоні від 470 кг/с до 680 кг/с при $n=70\%$ - мінімальне значення ступінь підвищення тиску $\pi = 1,21$, максимальне значення - $\pi = 1,23$.



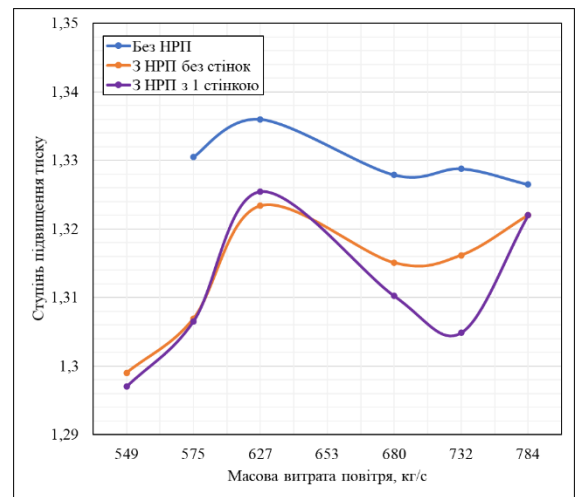
відносна частота обертання 100%



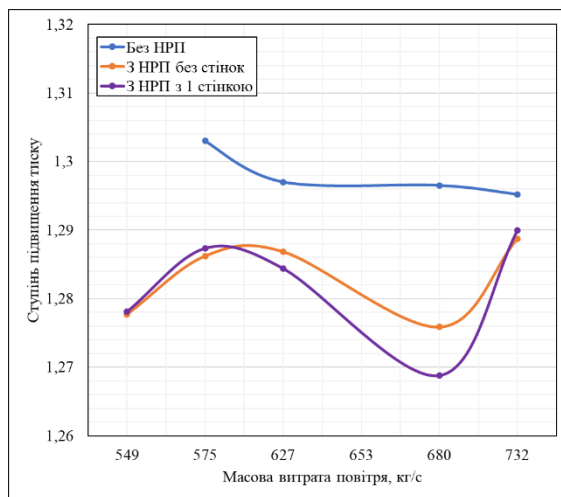
відносна частота обертання 95%



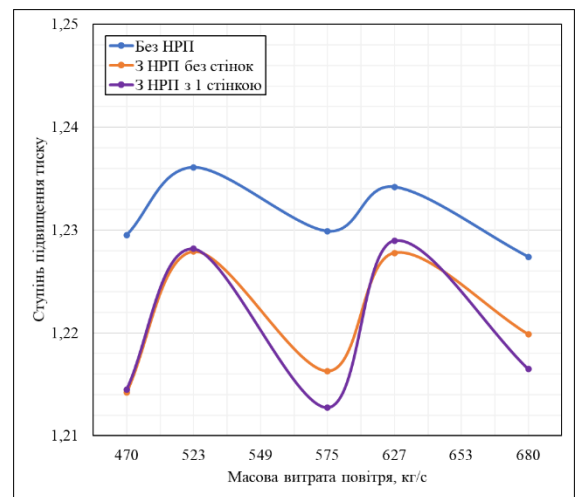
відносна частота обертання 90%



відносна частота обертання 85%



відносна частота обертання 80%



відносна частота обертання 70%

Рис. 4.7. Залежність ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря з двома варіантами НРП та без нього

При роботі робочого колеса вентилятора з НРП зі стінкою та радіальним зазором в діапазоні масової витрати від 653 кг/с до 836 кг/с при відносній частоті обертання 100% ступінь підвищення тиску π змінюється від 1,39 до 1,43; в діапазоні від 627 кг/с до 810 кг/с при 95% - від 1,36 до 1,39; в діапазоні від 575 кг/с до 810 кг/с при 90% - від 1,33 до 1,36; в діапазоні від 549 кг/с до 784 кг/с при 85% - від 1,3 до 1,33; в діапазоні від 549 кг/с до 732 кг/с при 80% - від 1,27 до 1,29; в діапазоні від 470 кг/с до 680 кг/с при 70% - від 1,21 до 1,23.

Отже, наявність однієї стінки у НРП робочого колеса вентилятора впливає на ступінь підвищення тиску не суттєво. Для розглянутого діапазону частот ступінь

підвищення тиску відрізняється до 0,9%.

При порівнянні характеристик вентилятора без НРП, з НРП без стінки та з НРП зі 1 стінкою, треба відмітити, що ступінь підвищення тиску в усіх діапазонах масової витрати є більшим для вентилятора без НРП.

При дослідженні течії в вентиляторах велику увагу треба приділяти якісній оцінці - візуалізації обтікання. На рис. 4.8 відображено лінії току в міжлопатковому каналі для трьох випадків: з НРП без стінки, з НРП зі стінкою та радіальним зазором та без НРП.

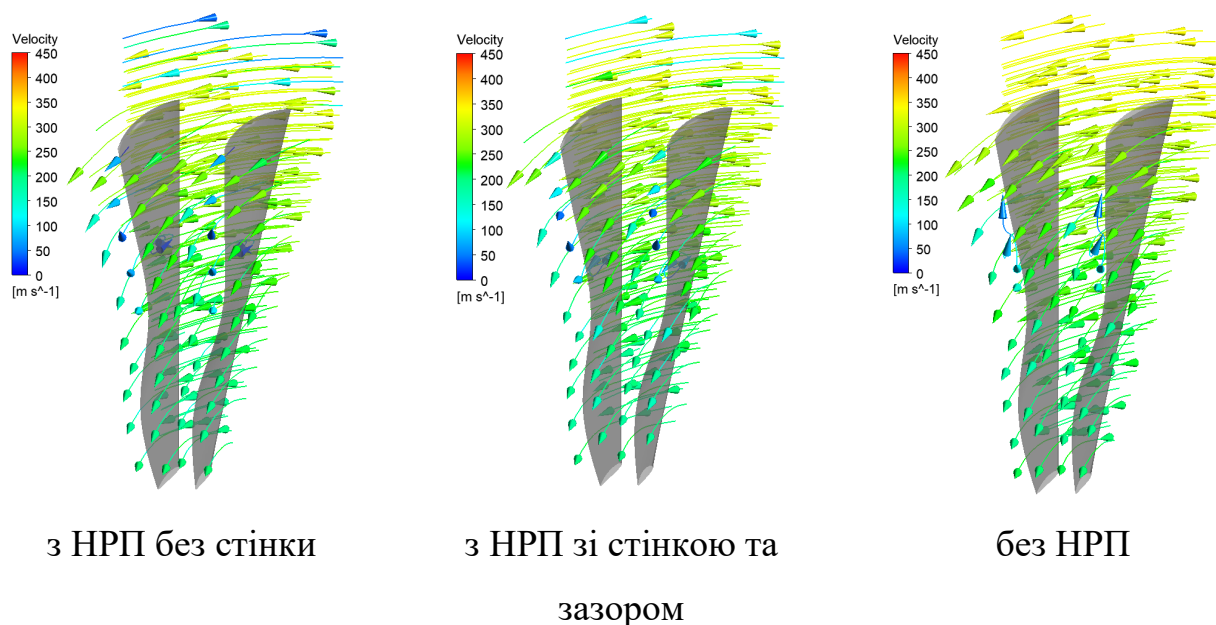


Рис. 4.8. Лінії току в міжлопатковому каналі вентилятора

Режим роботи - відносна частота обертання 80% за витрати повітря 732 кг/с. З метою проведення порівняння шкалу було обрано однаковою.

Аналіз візуалізацій ліній току при обтіканні вентилятора показав, що наявність НРП впливає на характер обтікання в робочому колесі. З дослідженими конфігураціями НРП спостерігається зменшення інтенсивності зони вихрового обтікання за лопатковим вінцем. Зона підвищених швидкостей зменшується майже вдвічі та зникає з периферійної частини лопаткового вінця. Можна зробити висновок, що наявність НРП позитивно впливає на характер обтікання робочого колеса вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

4.3. Обґрунтування параметрів НРП

НРП – це спосіб пасивного методу керування примежовим шаром в потоці осьових вентиляторів та компресорів, метою якою є збільшення газодинамічної стійкості процесу течії за рахунок зменшення кута атаки на вході, а також ККД, запасу стійкості роботи лопаткових машин, та за можливості зменшення радіальних перетікань й колових нерівностей, що призводять до появи областей обертових зривів, які можуть спричинити процеси запирання потоку та помпажу в турбомашинах.

В роботі [92] автори виконали моделювання процесу течії у вентиляторі та дослідили вплив НРП на границю стійкості та ККД. НРП було виконано у частині корпусу навколо робочого колеса у вигляді похилих пазів. Автори визначили три параметри НРП, які впливали на процес течії: чисте збурення потоку, збурення в області радіального зазору та збурення в області серединного перерізу лопатки. Було надано рекомендації щодо розміщення такого НРП у газодинамічному тракті вентилятора.

Авторами роботи [93] було запропоновано гібридний НРП для осьового компресора з коловою нерівністю повного тиску. Пристрій поєднував переваги канавок та щілин, тобто надавав збільшення запасу стійкості, але водночас незначно погіршував ККД компресора. Пристрій було досліджено під час моделювання течії в умовах наявності окружних викривлених потоків. За допомогою датчиків динамічного тиску, котрі були розміщені на стінках корпусу під час фізичного експерименту, авторам вдалося виявити, що гострі коливання завжди виникали перед появою зривів з рівномірними або викривленими потоками. Аналітичні результати розрахунку потужності підтвердили, що в цих точках потоку збурення чітко пригнічувалися гібридним НРП, затримуючи розповсюдження обертового зриву.

Метою роботи [94], було дослідити нестійкі течії в осьовому компресорі з НРП. Особливості переходу на режим обертового зриву та стабілізація режиму часткового зриву через застосування НРП дозволили сформувати умови для

діагностичний сигнал передпомпажного режиму роботи осьового компресора. Було запропоновано методики оцінки інформативних критеріїв знаходження передпомпажного режиму роботи осьового компресора.

Автори роботи [95] запропонували оптимізований НРП осьового компресора у вигляді осьових каналів, який в результаті моделювання зміг засвідчити збільшення запасу стійкості роботи та ККД. При проектній швидкості 100% було кілька разів змодельовано течію зі зміною параметру сукупного індексу спотворення. Під час застосування такого НРП сила взаємодії між ударними хвилями та потоками в області кінців лопаток зменшується, а розташування ударних хвиль в спотвореній області посувається назад до входу.

Детально ознайомившись з роботами [92-95] було зроблено висновок, що сьогодні НРП знаходять своє широке використання в осьових вентиляторах та компресорах. Наявні різноманітні форми їх конструктивного виконання дозволяють проводити експерименти з дослідженням параметрів спотворення або збурення потоку, на основі яких роблять якісну та кількісну оцінку таких пристроїв. Нині ж лишаються недостатньо глибоко вивчені параметри надроторного пристрою, відсутній їх чіткий опис, не надано методику розрахунків таких параметрів для конкретних випадків застосування та рекомендації щодо їх раціонального використання в вентиляторах ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Метою даного підпункту роботи є визначення та обґрунтування параметрів НРП, які впливають на зміну ступеня підвищення тиску у вентиляторі ТРДД з високим ступенем двоконтурності, при різноманітних умовах роботи.

Щоб виконати мету було сформульовано та розв'язано такі задачі:

- виконати моделювання течії у вентиляторі ТРДД з двома додатковими варіантами НРП для діапазону частот обертання від 70% до 100%;
- виконати загальну оцінку впливу НРП на течію у робочому колесі вентилятора при чотирьох варіантах виконання НРП;
- виконати визначення параметрів НРП, які безпосередньо впливають на характер течії;

– виконати обґрунтування параметрів НРП з описом їх впливу на процес течії у вентиляторі ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Об’єктом дослідження є робоче колесо вентилятора з НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності (рис.4.5).

Досліджується два додаткові варіанти НРП: з двома стінками і радіальним зазором (рис. 4.9, а) та трьома стінками і радіальним зазором (рис. 4.9, б). Робоче колесо вентилятора має периферійний діаметр - 2,338 м, втулковий діаметр - 0,652 м, кількість лопаток - 33.

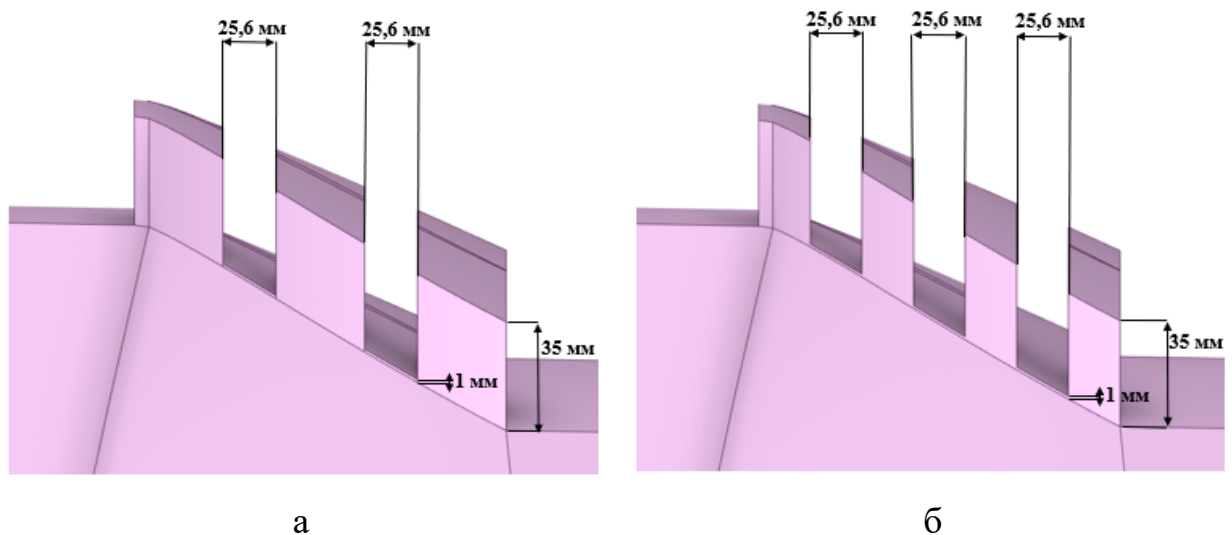


Рис. 4.9. Модель вентилятора з НРП:

а - НРП з двома стінками і зазором; б - НРП з трьома стінками і зазором

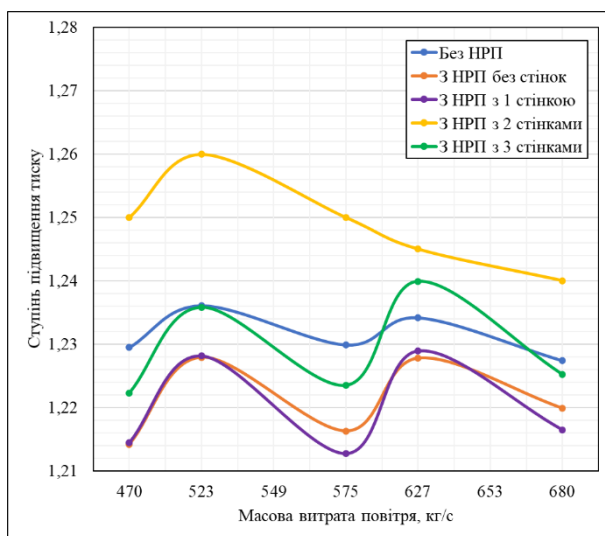
Предметом дослідження виступає робочий процес у робочому колесі вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності з НРП.

Моделювання течії було виконано через розв’язання системи рівнянь Нав’є-Стокса, яка замикалась моделлю турбулентної в’язкості SST, в програмному середовищі ANSYS Student. Було створено розрахункові сітки з кількістю вузлів – 174383 та 175734 шт. й елементів 962400 та 968769 шт. відповідно для двох різних моделей досліджуваних робочих коліс вентилятора з НРП. На вході до робочого колеса було задано осьову швидкість, на виході з нього було задано масову витрату повітря. Моделювання течії відбувалося за температури навколишнього середовища +15°C та атмосферного тиску 101325 Па. Валідацію математичної

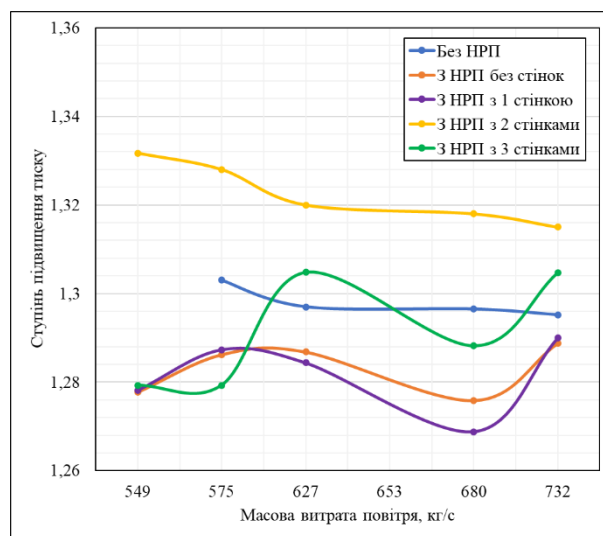
моделі було виконано в роботі [82]. Витратна характеристика розуміється як залежність ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря. Досліджено режими роботи вентилятора від 90 м/с до 160 м/с при відносній частоті обертання 100%, 95%, 90%, 85%, 80%, 70%.

В результаті проведення декількох числових експериментів з робочим колесом вентилятора з двома додатковими типами НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності було отримано дані, котрі було використано з метою побудови графіків залежності ступеня підвищення тиску від масової витрати повітря у робочому колесі вентилятора для раніше визначених частот обертання (рис. 4.10). Для можливості виконання загальної оцінки впливу НРП на течію у робочому колесі вентилятора при чотирьох варіантах виконання НРП на відповідні графіки додано витратні характеристики робочого колеса без НРП, з НРП без стінки та з НРП з однією стінкою та радіальним зазором.

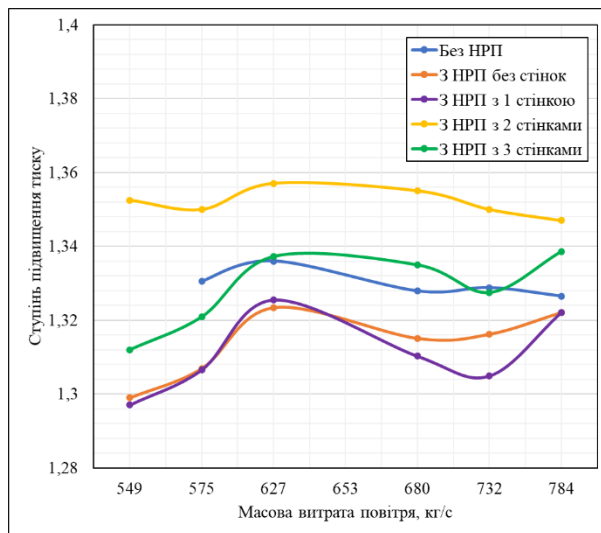
В результаті аналізу отриманих витратних характеристик під час усіх числових експериментів було виявлено, що наявність кількох стінок в НРП створює значний вплив на ступінь підвищення тиску в робочому колесі вентилятора ТРДД.



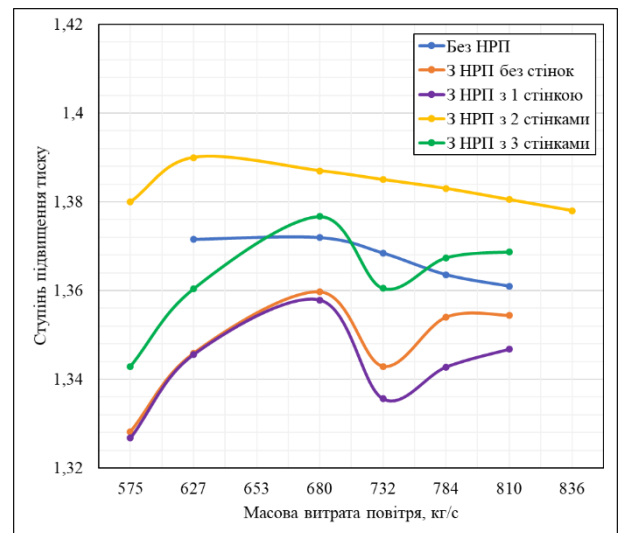
відносна частота 70%



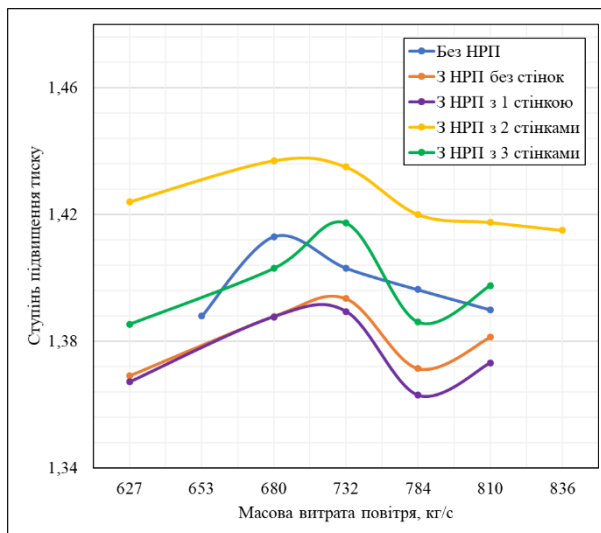
відносна частота 80%



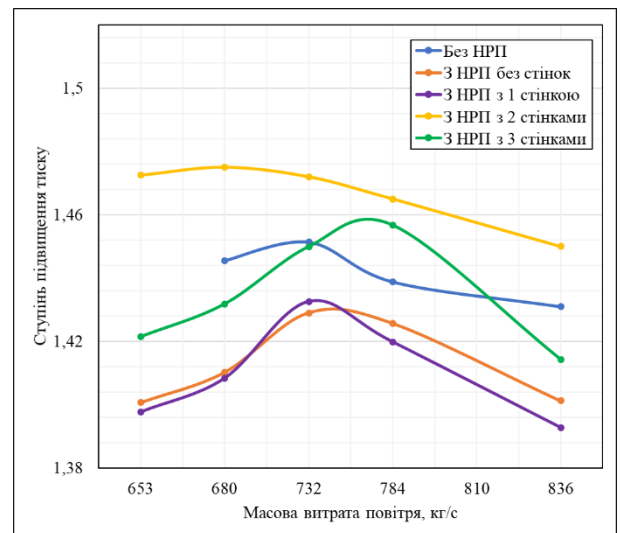
відносна частота 85%



відносна частота 90%



відносна частота 95%



відносна частота 100%

Рис. 4.10. Витратні характеристики з чотирма варіантами НРП

За діапазону масової витрати 470 кг/с...680 кг/с робоче колесо вентилятора з НРП з двома стінками та радіальним зазором 1мм забезпечує за відносної частоти обертання $n=70\%$ значення ступеня підвищення тиску π в межах від 1,24 до 1,26, π підвищується на 1...1,93%; при витраті 549 кг/с...732 кг/с за $n=80\%$ - в межах від 1,32 до 1,33, π підвищується на 1,53...1,92%; при витраті 549 кг/с...784 кг/с за $n=85\%$ - в межах від 1,35 до 1,36, π підвищується на 1,47...2%; при витраті 575 кг/с...836 кг/с за $n=90\%$ - в межах від 1,38 до 1,39, π підвищується на 1,1...1,43%; при витраті 627 кг/с...836 кг/с за $n=95\%$ - в межах від 1,42 до 1,44, π підвищується на 1,7...2,3%; при витраті 653 кг/с...836 кг/с за $n=100\%$ мінімальне

значення ступеня підвищення тиску $\pi=1,45$, максимальне значення – $\pi=1,48$, π підвищується на 1,3...2,1%.

За діапазону масової витрати 470 кг/с...680 кг/с робоче колесо вентилятора з НРП з трьома стінками та радіальним зазором забезпечує за відносної частоти обертання $n=70\%$ значення ступеня підвищення тиску π в межах від 1,22 до 1,24; при витраті 549 кг/с...732 кг/с за $n=80\%$ - в межах від 1,28 до 1,30; при витраті 549 кг/с...784 кг/с за $n=85\%$ - в межах від 1,31 до 1,34; при витраті 575 кг/с...810 кг/с за $n=90\%$ - в межах від 1,34 до 1,38; при витраті 627 кг/с...810 кг/с за $n=95\%$ - в межах від 1,42 до 1,44; при витраті 653 кг/с...836 кг/с за $n=100\%$ мінімальне значення ступеня підвищення тиску $\pi=1,41$, максимальне значення – $\pi=1,46$.

Наявність трьох стінок та радіального зазору у НРП робочого колеса вентилятора значно впливає на ступінь підвищення тиску, адже за вищевказаного діапазону відносних частот обертання ступінь підвищення тиску є відмінним не більше, ніж на 2,1% у порівнянні з НРП без стінки, та не більше, ніж на 2,5% у порівнянні з НРП з однією стінкою та радіальним зазором.

Щодо наявності у НРП двох стінок та радіального зазору можна зробити аналогічний висновок. Наявність двох стінок дозволила значно збільшити значення ступеня підвищення тиску для всіх відносних частот обертання в робочому колесі вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

У порівнянні з НРП з трьома стінками та радіальним зазором зокрема за відносної частоти обертання $n=70\%$ для значення ступеня підвищення тиску π було досягнуто максимального збільшення до 2,3% за масової витрати 470 кг/с; для $n=80\%$ - до 4,1% за масової витрати 549 кг/с; для $n=85\%$ - до 3,1% за масової витрати 549 кг/с; для $n=90\%$ - до 2,8% за масової витрати 575 кг/с; для $n=95\%$ - до 2,8% за масової витрати 627 кг/с; для $n=100\%$ до 3,6% за масової витрати 654 кг/с.

Після порівняння з робочим колесом вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності без НРП було зроблено висновок, що за відносної частоти обертання $n=70\%$ для значення ступеня підвищення тиску π було досягнуто максимального збільшення до 1,9% за масової витрати 523 кг/с; для $n=80\%$ - до 1,9% за масової витрати 575 кг/с; для $n=85\%$ - до 2% за масової витрати 680 кг/с;

для $n=90\%$ - до $1,4\%$ за масової витрати 810 кг/с ; для $n=95\%$ - до $2,3\%$ за масової витрати 732 кг/с ; для $n=100\%$ до 2% за масової витрати 680 кг/с .

У порівнянні з НРП без стінки за відносної частоти обертання $n=70\%$ для значення ступеня підвищення тиску π було досягнуто максимального збільшення до $2,9\%$ за масової витрати 470 кг/с ; для $n=80\%$ - до $4,2\%$ за масової витрати 549 кг/с ; для $n=85\%$ - до $4,1\%$ за масової витрати 549 кг/с ; для $n=90\%$ - до $3,9\%$ за масової витрати 732 кг/с ; для $n=95\%$ - до 4% за масової витрати 627 кг/с ; для $n=100\%$ до $5,1\%$ за масової витрати 653 кг/с .

Після порівняння з робочим колесом вентилятора з НРП з однією стінкою та радіальним зазором було зроблено висновок, що за відносної частоти обертання $n=70\%$ для значення ступеня підвищення тиску π було досягнуто максимального збільшення до $3,1\%$ за масової витрати 575 кг/с ; для $n=80\%$ - до $4,2\%$ за масової витрати 549 кг/с ; для $n=85\%$ - до $4,3\%$ за масової витрати 549 кг/с ; для $n=90\%$ - до 4% за масової витрати 575 кг/с ; для $n=95\%$ - до $4,2\%$ за масової витрати 784 кг/с ; для $n=100\%$ до $5,4\%$ за масової витрати 653 кг/с .

Отже, наявність кількох стінок у НРП вентилятора суттєво впливає на ступінь підвищення тиску.

Належну увагу необхідно приділяти під час дослідження течії власне візуалізації обтікання, яке дозволяє якісно оцінити числовий експеримент.

На рис. 4.11 зображено лінії току в міжлопатковому каналі для трьох варіантів НРП, а саме: НРП без стінки, НРП з трьома стінками та радіальним зазором і НРП з двома стінками та радіальним зазором. З метою порівняння шкалу було обрано однаковою. Відносна частота обертання складає 85% . Витрата повітря становить 732 кг/с .

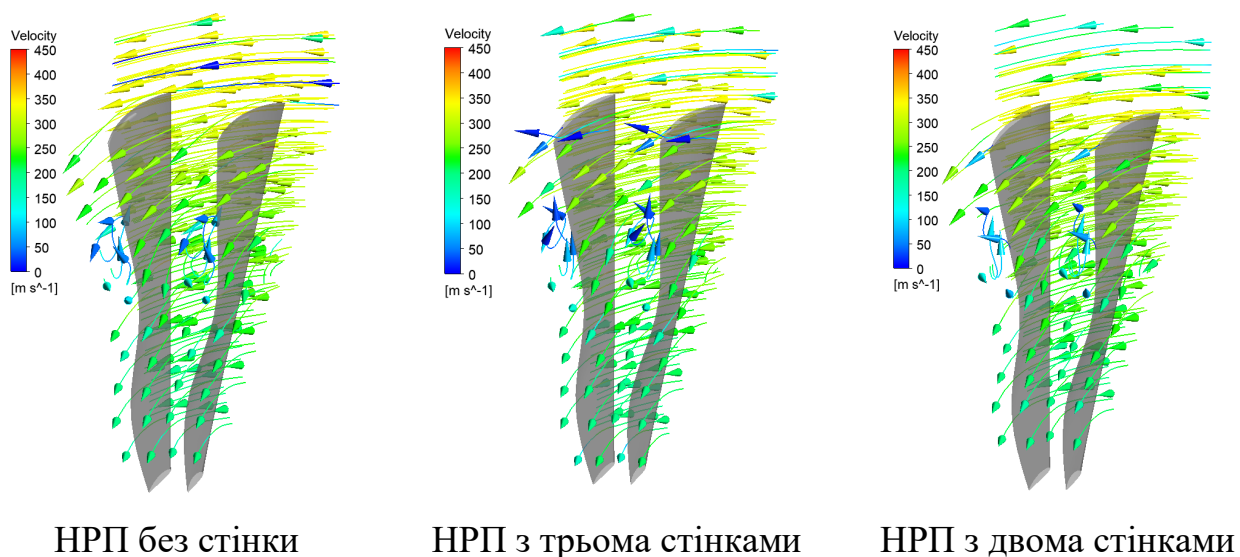


Рис. 4.11. Лінії току в міжлопатковому каналі при витраті повітря 732 кг/с

Аналіз візуалізацій ліній току при обтіканні робочого колеса вентилятора відобразив, що наявність кількох стінок в НРП суттєво впливає на течію у вентиляторі. Наявність трьох стінок незначно змінила характер течії, даний тип НРП дозволив отримати менш інтенсивні зони вихрового обтікання за лопатковим вінцем. Наявність двох стінок в НРП дозволила, окрім зменшення кількості вихорів, також позитивно вплинути на зони понижених швидкостей. Останні практично не присутні в периферійній частині робочого колеса при забезпеченні збільшеного ступеня підвищення тиску.

Після проведення числових моделювань можна визначити наступний параметр НРП, який безпосередньо впливає на характер течії – кількість стінок в НРП.

Від даного параметру залежить кількісне підвищення тиску та зміна ККД ступеня вентилятора. В таблиці 4.1 узагальнені результати виконаних числових експериментів в рамках дисертаційного дослідження. За наявності стінок в НРП радіальний зазор становить 1 мм. Взято відношення між отриманими значеннями ступеню підвищення тиску для відносної частоти обертання 90% за масової витрати повітря 732 кг/с. Варіант пристрою, для якого розраховано покращення/погіршення у відсотковому відношенні відносно іншого типу

пристрою, знаходиться в першій колонці по вертикалі. Червоним кольором подано погіршення, зеленим – покращення.

Таблиця 4.1.

Відсоткове відношення між дослідженими типами НРП

Тип	Без пристрою	Без стінки	З однією стінкою	З двома стінками	З трьома стінками
Без пристрою	X	+1,9%	+2,4%	-1,2%	+0,6%
Без стінки	-1,9%	X	+0,5%	-3,1%	-1,3%
З однією стінкою	-2,5%	-0,5%	X	-3,7%	-1,9%
З двома стінками	+1,2%	+3%	+3,6%	X	+1,8%
З трьома стінками	-0,6%	+1,3%	+1,8%	-1,8%	X

4.4. Розрахунок ККД ступеня вентилятора

ККД вентилятора є важливим параметром, який дозволяє оцінити ефективність застосування того чи іншого варіанту надроторного пристрою в цілому в межах ГТД. У рамках дисертаційної роботи було розглянуто 4 варіанти надроторного пристрою. Для кожного з них було розраховано ККД за діапазону

значень відносної частоти обертання 70-100% та значень осьової швидкості на вході до ступеня вентилятора в межах 90...160 м/с. Для об'єктивності та можливості оцінки загального впливу кожного з варіантів НРП було додатково розраховано ККД для ступеня вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності без НРП за таких же параметрів потоку (рис. 4.12). Отримані залежності дозволили оцінити характер зміни параметру ККД від масової витрати повітря.

ККД ступеня вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності без НРП змінюється в межах 0,71...0,78 за масової витрати 470 кг/с...680 кг/с за відносної частоти обертання $n=70\%$; у межах 0,74...0,77 за масової витрати 575 кг/с...732 кг/с за відносної частоти обертання $n=80\%$; у межах 0,76...0,82 за масової витрати 575 кг/с...784 кг/с за відносної частоти обертання $n=85\%$; в межах 0,78...0,82 за масової витрати 627 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=90\%$; у межах 0,65...0,83 за масової витрати 653 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=95\%$; в межах 0,82...0,87 за масової витрати 680 кг/с...836 кг/с за відносної частоти обертання $n=100\%$. Максимальне значення ККД було досягнуто за масової витрати 680 кг/с при $n=100\%$ в розмірі 86,93%.

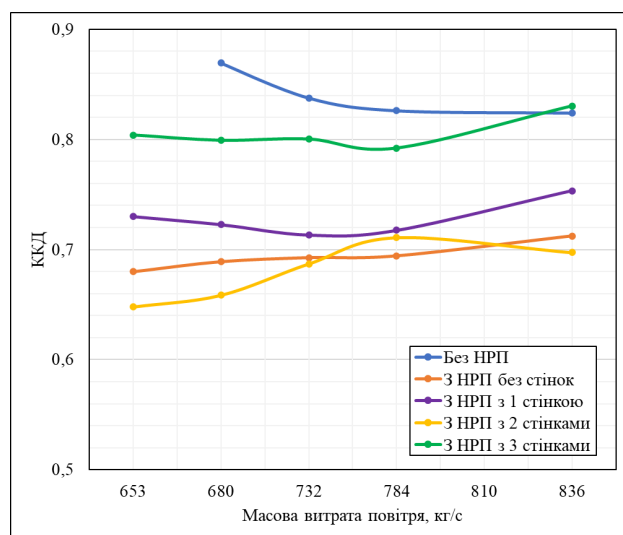
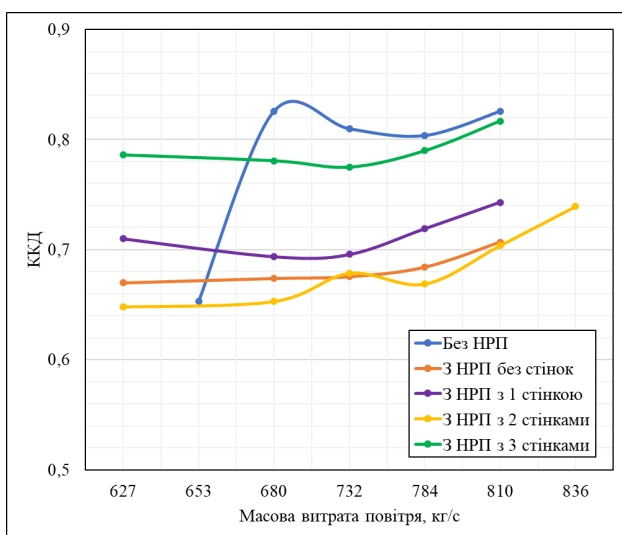
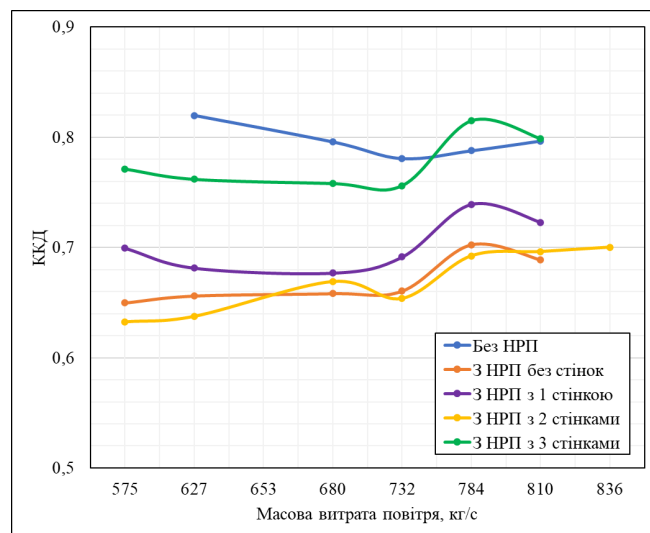
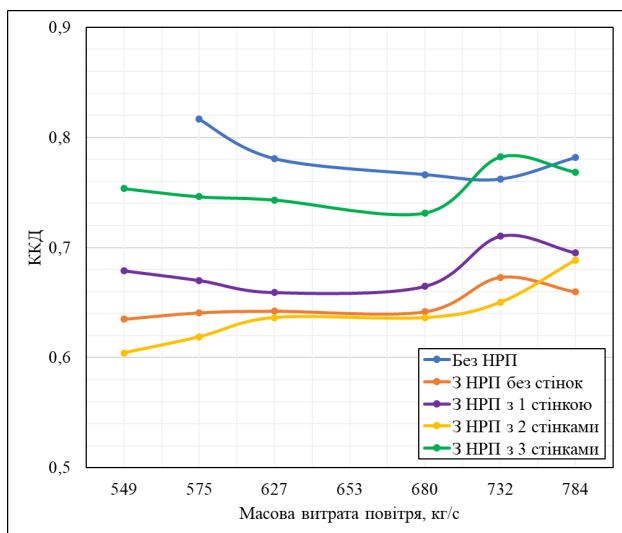
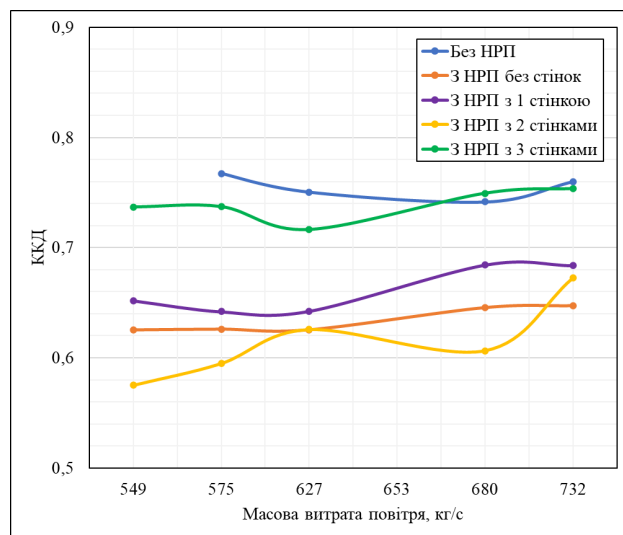
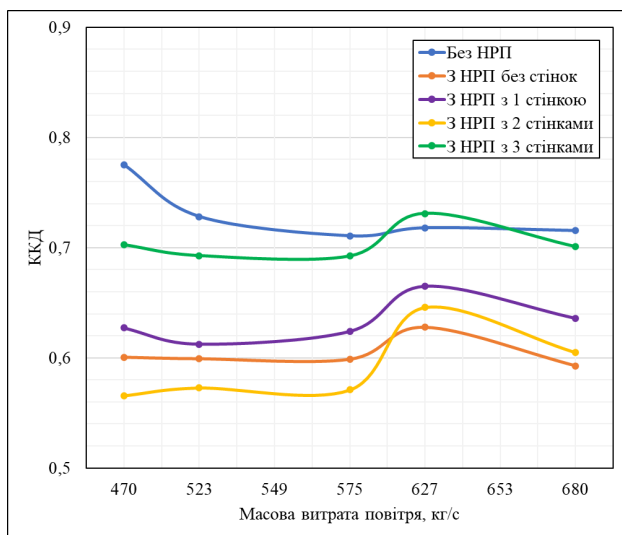
ККД вентилятора з НРП без стінки варіюється в діапазоні 0,6...0,63 за масової витрати 470 кг/с...680 кг/с за відносної частоти обертання $n=70\%$; у діапазоні 0,63...0,65 за масової витрати 549 кг/с...732 кг/с за відносної частоти обертання $n=80\%$; в діапазоні 0,64...0,67 за масової витрати 549 кг/с...784 кг/с за відносної частоти обертання $n=85\%$; у діапазоні 0,65...0,7 за масової витрати 575 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=90\%$; в діапазоні 0,67...0,71 за масової витрати 627 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=95\%$; у діапазоні 0,68...0,71 за масової витрати 653 кг/с...836 кг/с за відносної частоти обертання $n=100\%$. Найбільше значення параметру ККД було отримано в розмірі 71,21% при масовій витраті 836 кг/с за частоти обертання $n=100\%$.

ККД вентилятора з НРП з однією стінкою та радіальним зазором 1 мм змінюється в межах 0,61...0,67 за масової витрати 470 кг/с...680 кг/с за відносної частоти обертання $n=70\%$; у діапазоні 0,64...0,68 за масової витрати 549 кг/с...732

кг/с за відносної частоти обертання $n=80\%$; у межах 0,66...0,71 за масової витрати 549 кг/с...784 кг/с за відносної частоти обертання $n=85\%$; в межах 0,68...0,74 за масової витрати 575 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=90\%$; у межах 0,69...0,74 за масової витрати 627 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=95\%$; в межах 0,71...0,75 за масової витрати 653 кг/с...836 кг/с за відносної частоти обертання $n=100\%$. Найбільше значення параметру ККД було отримано в розмірі 75,34% при масовій витраті 836 кг/с за частоти обертання $n=100\%$.

ККД вентилятора з НРП з двома стінками та радіальним зазором 1 мм варіюється в діапазоні від 0,57...0,65 за масової витрати 470 кг/с...680 кг/с за відносної частоти обертання $n=70\%$; у діапазоні 0,58...0,67 за масової витрати 549 кг/с...732 кг/с за відносної частоти обертання $n=80\%$; в діапазоні 0,6...0,69 за масової витрати 549 кг/с...784 кг/с за відносної частоти обертання $n=85\%$; у діапазоні 0,63...0,7 за масової витрати 575 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=90\%$; в діапазоні 0,65...0,74 за масової витрати 627 кг/с...836 кг/с за відносної частоти обертання $n=95\%$; у діапазоні 0,65...0,71 за масової витрати 653 кг/с...836 кг/с за відносної частоти обертання $n=100\%$. Найбільше значення параметру ККД було отримано в розмірі 73,91% при масовій витраті 836 кг/с за частоти обертання $n=95\%$.

ККД вентилятора з НРП з трьома стінками та радіальним зазором 1 мм змінюється в межах 0,69...0,73 за масової витрати 470 кг/с...680 кг/с за відносної частоти обертання $n=70\%$; у діапазоні 0,72...0,75 за масової витрати 549 кг/с...732 кг/с за відносної частоти обертання $n=80\%$; у межах 0,73...0,78 за масової витрати 549 кг/с...784 кг/с за відносної частоти обертання $n=85\%$; в межах 0,76...0,82 за масової витрати 575 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=90\%$; у межах 0,78...0,82 за масової витрати 627 кг/с...810 кг/с за відносної частоти обертання $n=95\%$; в межах 0,79...0,83 за масової витрати 653 кг/с...836 кг/с за відносної частоти обертання $n=100\%$. Максимальне значення ККД було досягнуто за масової витрати 836 кг/с при $n=100\%$ в розмірі 83,04%.



відносна частота 95%

відносна частота 100%

Рис. 4.12. Залежність ККД від масової витрати повітря

У порівнянні з вентилятором без НРП варіант НРП без стінки забезпечив зменшення ККД для всіх відносних частот обертання, а саме: на 12,53%...22,54% для $n=70\%$; на 12,96%...18,42% для $n=80\%$; на 11,71%...21,51% для $n=85\%$; на 10,82%...19,97% для $n=90\%$; на 14,39%...18,38% для $n=95\%$; на 13,58%...20,73% для $n=100\%$.

У порівнянні з вентилятором без НРП варіант НРП з однією стінкою та радіальним зазором 1 мм також забезпечив зменшення ККД при всіх відносних частот обертання, а саме: на 7,33%...19,1% при $n=70\%$; на 7,73%...16,32% при $n=80\%$; на 6,81%...17,91% при $n=85\%$; на 6,18%...16,87% при $n=90\%$; на 10,02%...15,97% при $n=95\%$; на 8,58%...16,86% при $n=100\%$.

У порівнянні з вентилятором без НРП варіант НРП з двома стінками та радіальним зазором 1 мм забезпечив аналогічно забезпечив зменшення ККД за всіх відносних частот обертання, а саме: на 10,05%...27,01% за $n=70\%$; на 11,5%...22,47% за $n=80\%$; на 11,94%...24,19% за $n=85\%$; на 12,12%...22,23% за $n=90\%$; на 14,77%...20,9% за $n=95\%$; на 13,97%...24,24% за $n=100\%$.

У порівнянні з вентилятором без НРП варіант НРП з трьома стінками та радіальним зазором 1 мм забезпечив зменшення ККД для більшої частини досліджуваних відносних частот обертання, а саме: на 2,04%...9,37% для $n=70\%$; на 0,79%...4,52% для $n=80\%$; на 1,71%...8,6% для $n=85\%$; на 3,15%...7,05% для $n=90\%$; на 1,08%...5,43% для $n=95\%$; на 4,13%...8,07% для $n=100\%$. Однак дозволив збільшити ККД до 1,83% для 627 кг/с за відносної частоти обертання $n=70\%$; до 1,05% для 680 кг/с за $n=80\%$; до 2,63% для 732 кг/с за $n=85\%$; до 3,48% для 784 кг/с за $n=90\%$; до 0,76% для 836 кг/с за $n=100\%$.

Варіант НРП з трьома стінками та радіальним зазором забезпечує найменше погіршення показників параметру ККД ступеня вентилятора серед розглянутих варіантів НРП, а за деяких значень масової витрати навіть дозволяє збільшити ККД в межах до 0,76...3,48% у порівнянні з ступенем вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності без НРП.

4.5. Рекомендації щодо застосування НРП

На рис.4.13 показано отриману удосконалена характеристику вентилятора ГТД.

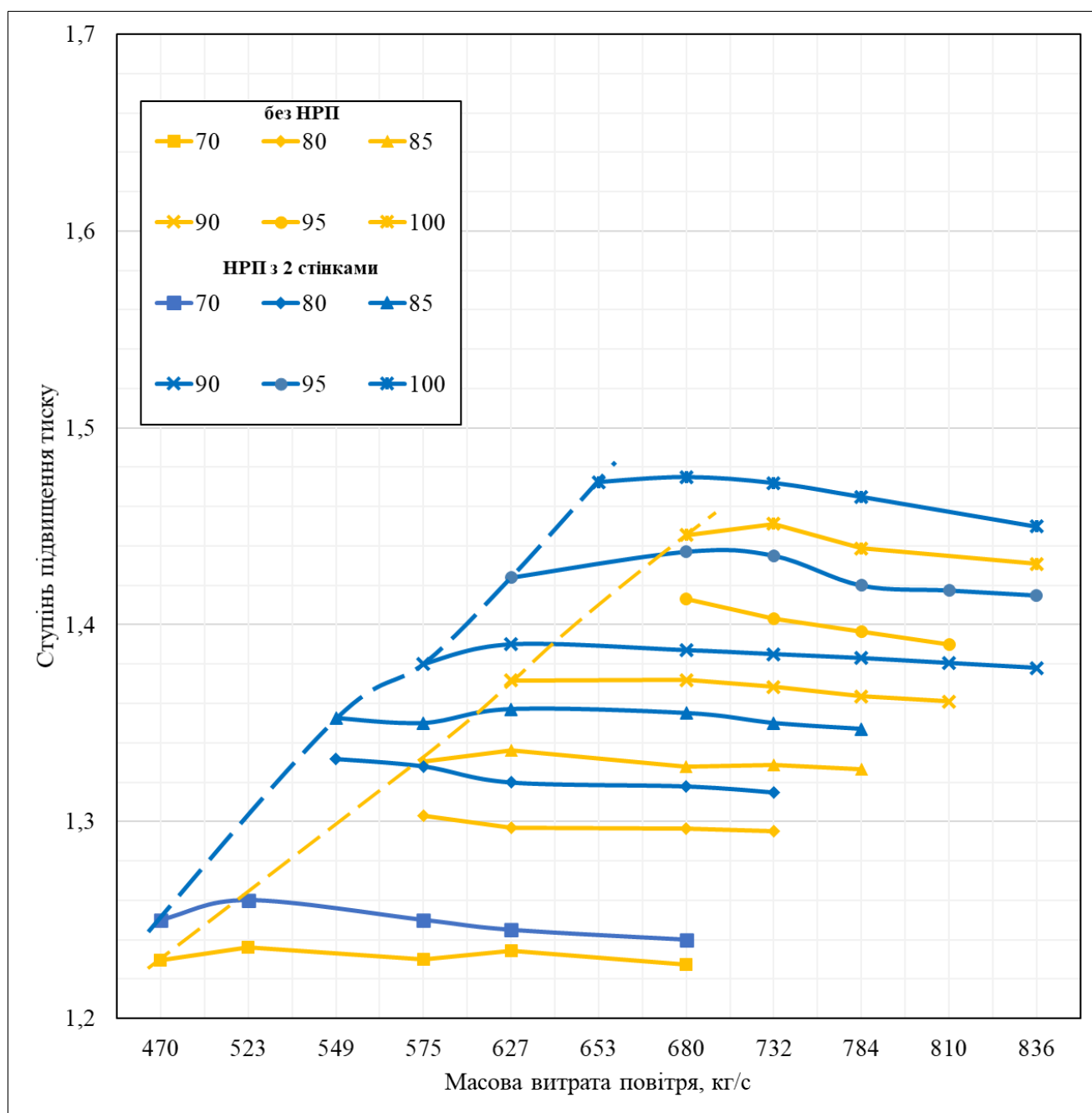


Рис. 4.13. Удосконалена характеристика вентилятора ГТД

НРП рекомендується застосовувати у ступенях вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності, в яких можлива поява нерівномірності потоку на вході до ступеня або областей підвищених чи понижених швидкостей на вихідних кромках робочих лопаток. Також НРП рекомендується застосовувати

для зменшення кута атаки на вході у робоче колесо вентилятора з метою підвищення газодинамічної стійкості течії, а також збільшення аеродинамічної навантаженості осьових вентиляторів та компресорів, де наявні радіальні перетікання та спостерігається значний вплив примежового шару на роботу вузла та ГТД в цілому.

Помпаж – газодинамічно нестійкий режим роботи осьової турбомашини, що виникає через зрив потоку з поверхні та супроводжується низькочастотними коливаннями робочих лопаток ступенів вентилятора або компресора, що як наслідок призводить до погіршення ефективності ГТД і можливого механічного пошкодження двигуна.

З метою збільшення газодинамічної стійкості роботи ГТД застосування НРП з 2 стінками дозволило збільшити ступінь підвищення тиску від 1% до 2,1 % та змістити лінію зриву на витратній характеристиці вліво (рис. 4.13), що покращило діапазон стійкості роботи вентилятора. Запропонована конструкція вентилятора з НРП дає змогу використати НРП на певних режимах у разі потреби, а це не погіршить роботу ступеня вентилятора на інших режимах.

Висновки до розділу 4

Проведено моделювання течії у вентиляторі ТРДД з високим ступенем двоконтурності без застосування НРП. Після моделювання отримано серію витратних характеристик вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності при відносній частоті обертання в діапазоні 70%, 80%...100% з кроком 5%. Ступінь підвищення тиску досліджуваного вентилятора коливається в діапазоні 1,23...1,45 при масовій витраті повітря від 470 кг/с...836 кг/с. За різних частот обертання та однакових витрат повітря характер обтікання в робочому колесі вентилятора різниться. Частота обертання значно впливає на інтенсивність вихорів та їх розміщення. Така проблема може вирішитися через застосування методів керування примежовим шаром, зокрема застосування НРП.

За відносних частот обертання 70%, 80%, 85%, 90%, 95% та 100% проведено моделювання течії у вентиляторі ТРДД з двома різними варіантами НРП: без стінки та з однією стінкою і радіальним зазором. За роботи вентилятора з НРП без стінки або з НРП з 1 стінкою ступінь підвищення тиску однаково варіюється в межах 1,21...1,41. Зони підвищених швидкостей за лопатковим вінцем вентилятора зменшуються майже вдвічі за наявності НРП в робочому колесі.

Проведено моделювання течії з двома додатковими варіантами НРП: з двома стінками і радіальним зазором й трьома стінками і радіальним зазором. За результатами моделювання отримано серію витратних характеристик вентилятора з чотирма різними варіантами НРП ТРДД з високим ступенем двоконтурності при відносній частоті обертання 70%, від 80% до 100% з кроком 5%. За роботи вентилятора з НРП з 2 стінками ступінь підвищення тиску коливається від 1,24 до 1,48; у випадку НРП з 3 стінками – в межах 1,22...1,46. Аналіз візуалізацій ліній току при обтіканні робочого колеса вентилятора відобразив, що наявність кількох стінок в НРП значно впливає на течію у вентиляторі.

Вентилятор з НРП з двома стінками при всіх досліджуваних режимах роботи показав ефективність свого застосування. В діапазоні дослідженої витрати повітря при відносній частоті обертання від 70% до 100% ступінь підвищення тиску вентилятора збільшився на 1..2,1%, при цьому лінія зриву на характеристиці зсувається вліво, що приводить до розширення діапазону стійкої роботи вентилятора.

Результати розрахунку ККД вентилятора ТРДД з чотирма різними варіантами НРП засвідчили, що варіант НРП з трьома стінками та радіальним зазором 1 мм забезпечує найменше погіршення показників даного параметру серед розглянутих варіантів НРП, і навіть дозволив збільшити ККД для значень масової витрати повітря 627 кг/с при відносній частоті обертання 70% до 1,83%; для 680 кг/с при 80% до 1,05%; для 732 кг/с при 85% до 2,63%; для 784 кг/с при 90% до 3,48%; для 836 кг/с при 100% до 0,76%.

У розділі сформульовано науково-обґрунтовані рекомендації щодо застосування НРП у вентиляторах ТРДД.

НРП з раціонально підібраними параметрами рекомендовано використовувати для розширення діапазону стійких режимів роботи вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності. Конструкція НРП має два режими роботи, перший режим забезпечує роботу НРП, другий режим, при якому спеціальні заслонки у закритому положенні, дозволяють максимально наблизити поверхню корпусу до гладкої і не впливати на роботу вентилятора.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В роботі отримано вирішення науково-прикладної задачі щодо удосконалення характеристик вентилятора ГТД шляхом застосування надроторного пристрою.

1. ГТД є одним із основних типів двигунів, що застосовуються як у авіаційній галузі, так і в енергетичній сфері. Його характерними рисами є надійність при експлуатації, економічність та ефективність. Однією з важливих проблем є покращення характеристик вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності – підвищення аеродинамічної навантаженості, зниження нерівномірності потоку, розширення діапазону стійкої роботи вентилятора та ін. Застосування активних та пасивних методів керування примежовим шаром є однією з сучасних тенденцій в напрямку покращення характеристик вентиляторів та компресорів ГТДД. НРП відноситься до пасивного методу та надає багато переваг для його подальшого застосування, однак питання щодо вибору параметрів НРП для вентиляторів ТРДД з високим ступенем двоконтурності залишається до кінця невирішеним.

2. В роботі розроблено методику розрахунку параметрів вентилятора ТРДД з надроторним пристроєм. Розроблена методика дозволяє отримати вентилятор ТРДД з покращеними характеристиками, забезпечуючи розширення діапазону стійкої роботи. В методиці на основі проведення тестових задач обґрунтовуються параметри числового експерименту моделювання течії у вентиляторі, на основі порівняння витратної характеристики вентилятора без НРП і з НРП, отриманої методом числового експерименту, удосконалюються характеристики вентилятора з НРП.

3. Проведено обґрунтований вибір параметрів числового експерименту моделювання течії в вентиляторі ГТД. Параметри топології сіткової моделі обрано на основі аналізу досліджень інших дослідників – сітка неструктурована, дрібна з адаптацією примежового шару. За результатами проведення тестової задачі для подальших досліджень обрано модель турбулентної вязкості SST

Ментера, отримана розбіжність у результатах числового та фізичного експерименту становить близько 5%.

4. В роботі отримано характеристики вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності у вигляді залежності ступеня підвищення тиску та ККД від масової витрати повітря на основі моделювання течії у вентиляторі ТРДД з різними варіантами виконання надроторного пристрою у діапазоні частоти обертання вентилятора від 70% до 100%. Показано, що кількість стінок в НРП суттєво впливає на характеристики досліджуваного вентилятора і рівень нерівномірності потоку.

5. Розроблено науково-обґрунтовані рекомендації щодо застосування НРП у вентиляторах ТРДД з високим ступенем двоконтурності. Показано, що раціональна кількість стінок НРП дозволяє покращити характеристики вентилятора ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

6. Застосування НРП з двома стінками у вентиляторі ТРДД з високим ступенем двоконтурності дозволяє розширити діапазон стійкої роботи вентилятора, при цьому ступінь підвищення тиску вентилятора зростає на 1..2,3% при відносній частоті обертання від 70% до 100%, лінія зриву на характеристиці зсувається вліво. Запропонована конструкція вентилятора з НРП має можливість застосовувати НРП тільки на тих режимах, де є в цьому необхідність, що не погіршить роботу вентилятора на інших режимах роботи.

7. Проведені дослідження показали, що у всіх випадках, окрім варіанта НРП з трьома стінками, ККД вентилятора зменшується. Використання НРП з трьома стінками і радіальним зазором 1 мм дозволяє збільшити ККД в межах до 0,76...3,48% у порівнянні з ступенем вентилятора без НРП.

8. В роботі отримала подальший розвиток теорія теплових двигунів у питаннях покращення характеристик вентиляторів турбореактивних двоконтурних двигунів з високим ступенем двоконтурності шляхом застосування надроторних пристроїв.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Andoga, R., Főző, L., Judičák, J., et al., 2018. Intelligent Situational Control of Small Turbojet Engines. *International Journal of Aerospace Engineering*, 16 pages. <https://doi.org/10.1155/2018/8328792>.
2. Şöhret, Y., 2018. Ecologic performance and sustainability evaluation of a turbojet engine under on-design conditions. *Aviation*, 22(4), pp.166-173. <https://doi.org/10.3846/aviation.2018.7085>.
3. Klein, D. and Abeykoon, C., 2015. Modelling of a turbojet gas turbine engine. *2015 Internet Technologies and Applications (ITA)*, pp.200-206. <https://doi.org/10.1109/ITechA.2015.7317395>.
4. Balli, O., Sohret, Y. and Karakoc, H.T., 2018. The effects of hydrogen fuel usage on the exergetic performance of a turbojet engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(23), pp.10848-10858. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.178>.
5. Vimal, R.K. and Dhanjayan, G., 2018. Improving fatigue life of gas turbine fan blade using advanced composite materials. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 455. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/455/1/012035>.
6. Keith, A.L., Jr., 1975. *A Brief Study of the Effects of Turbofan-engine Bypass Ratio on Short-and Long-haul Cruise Aircraft*. NASA Technical Note D-7890. [online] Langley Research Center, Hampton, VA. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19760004980/downloads/19760004980.pdf>.
7. Basher, M.F., 2013. Optimum Turbofan Engine Performance Through Variation of Bypass Ratio. *Journal of Engineering and Sustainable Development*, [online] 17(1), pp.138-153. Available at: <https://jeasd.uomustansiriyah.edu.iq/index.php/jeasd/article/view/1097>.
8. Shahsavari, A. and Nili-Ahmadabadi, M., 2020. A novel approach for the design of axial flow fan by increasing by-pass ratio in a constant-diameter turbofan. *Propulsion and Power Research*, 9(2), pp.142-158. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2020.04.005>.

9. Xin, X., Huang, G.P., Lu, W.Y., et al, 2015. High bypass ratio turbofan engine with additional tip-driving fan: a design innovation. *51st AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virginia, the United States of America, 27 July 2015, p.4022.
10. Luo, J.Q., Zhou, C. and Liu, F., 2014. Multipoint design optimization of a transonic compressor blade by using an adjoint method. *Journal of Turbomachinery*, 136(5), pp.051005.1-051005.10.
11. Walther, B. and Nadarajah, S., 2013. Constrained adjoint-based aerodynamic shape optimization of a single-stage transonic compressor. *Journal of Turbomachinery*, 135(2), pp.021017.1-021017.10.
12. Tang, X., Luo, J.Q. and Liu, F., 2017. Aerodynamic shape optimization of a transonic fan by an adjoint-response surface method. *Aerospace Science and Technology*, 68, pp.26-36.
13. Okui, H., Verstraete, T., Van den Braembussche, R.A., et al., 2013. Three-dimensional design and optimization of a transonic rotor in axial flow compressors. *Journal of Turbomachinery*, 135(3), pp.031009.1-031009.11.
14. Song, P., Sun, J.J. and Wang, K., 2014. Blade shape optimization of transonic axial flow fan in terms of sectional profiles and stacking line. *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, Düsseldorf, Germany, 16-20 June 2014.
15. Cui, W.W., Xiang, X.R., Zhao, Q.J., et al., 2016. The effect of sweep on flow fields of a highly loaded transonic rotor. *Aerospace Science and Technology*, 58, pp.71-81.
16. Falck, N., 2008. *Axial flow compressor mean line design*. Master's Thesis. Lund University, Lund, Sweden.
17. Perrotti, D., *Two dimensional design of axial compressor*. Master's Thesis. Dep. Energy Sci., Lund Univ, Lund, Sweden.
18. Dickens, T. and Day, I., 2011. The design of highly loaded axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 133(3), p.31007.

19. Aziz, M.A., Owis, F.M. and Abdelrahman, M.M., 2013. Preliminary design of a transonic fan for low by-pass turbofan engine. *International Review of Aerospace Engineering*, 6(2), pp.114-127.
20. Shahsavari, A. and Nili-Ahmadabadi, M., 2018. Investigation of an innovative non-free vortex aerodynamic procedure to design a single-stage transonic compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 232(11), pp.2132-2143.
21. Post, M.L. and Corke, T.C., 2004. Separation Control on high angle of attack airfoil using plasma actuators. *AIAA Journal*, 42, pp.2177-2184.
22. Sun, Z., 2015. Micro Vortex Generators for Boundary Layer Control: Principles and Applications. *International Journal of Flow Control*, 7(1-2), pp.67-86. <https://doi.org/10.1260/1756-8250.7.1-2.67>.
23. Babinsky, H., Li, Y. and Pitt Ford, C.W., 2009. Microramp control of supersonic oblique shock-wave/boundary-layer interactions. *AIAA Journal*, 47, pp.668-675.
24. Brehm, S., Kern, F., Raub, J., et al., 2017. Ejector Tip Injection System for Active Aerodynamic Compressor Stabilization Part II: CFD Investigations. *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics (ETC12)*, Stockholm, Sweden, 3-7 April, 2017.
25. Bindl, S., 2010. *Realisierung einer autarken Applikation zur Erkennung und Unterdrückung von Verdichterinstabilitäten am Turbostrahltriebwerk Larzac04*. PhD thesis, University of the German Federal Armed Forces Munich, Munich, Germany.
26. Bindl, S., Muth, B. and Niehuis, R., 2009. Active Stall Elimination by Air Injection onto the Tip Region of Compressor Blades. *XIX International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE)*, Montreal, Canada, 7-11 September 2009.
27. Kurzke, J., 2008. Effects of Inlet Flow Distortion on the Performance of Aircraft Gas Turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 130, pp.041201-1–041201-7.

28. Harrison, N.A., Anderson, J., Fleming, J.L., et al., 2013. Active Flow Control of a Boundary Layer-Ingesting Serpentine Inlet Diffuser. *AIAA Journal*. <https://doi.org/10.2514/1.C031818>.
29. Ghaedamini Harouni, A., 2014. Flow control of a boundary layer ingesting serpentine diffuser via blowing and suction. *Aerospace Science and Technology*, 39, pp.472-480. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2014.05.016>.
30. Shi, L., Liu, B., Na, Z., et al., 2015. Experimental investigation of a counter-rotating compressor with boundary layer suction. *Chinese Journal of Aeronautics*, 28(4), pp.1044-1054. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2015.05.003>.
31. Wellborn, S.R. and Koiro, M.L., 2002. Bleed flow interactions with an axial-flow compressor powerstream. *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Indianapolis, Indiana, AIAA, Reston, the United States of America, 7-10 July 2002.
32. Zhang, H. and Chen, S., 2021. Pulsed Suction Control in a Highly Loaded Compressor Cascade With Low Suction Flowrates. *ASME. Journal of Turbomachinery*, 143(6), p.061006. <https://doi.org/10.1115/1.4050112>.
33. Schloesser, P., Meyer, M., Schueller, M., et al., 2016. Optimization and Testing of Fluidic Actuators for Active Flow Control at the Engine/Wing Junction. *6th EASN International Conference on Innovation in European Aeronautics Research*, , Porto, Portugal, 18-21 November 2016.
34. Samimy, M., Webb, N. and Esfahani, A., 2019. Reinventing the wheel: excitation of flow instabilities for active flow control using plasma actuators. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 52(35), p.354002. <https://doi.org/10.1088/1361-6463/ab272d>.
35. Zhang, H., Wu, Y., Li, Y., et al., 2019. Control of compressor tip leakage flow using plasma actuation. *Aerospace Science and Technology*, 86, pp.244-255. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2019.01.009>.
36. Huang, J.H., Corke, T.C. and Thomas, F.O., 2006. Unsteady plasma actuators for separation control of low-pressure turbine blades. *AIAA Journal*, 44(7), pp.1477-1487. <https://doi.org/10.2514/1.19243>.

37. Ness, D.V., Corke, T.C. and Morris, S.C., 2012. Plasma actuator blade tip clearance flow control in a linear turbine cascade. *Journal of Propulsion and Power*, 28(3), pp.504-516. <https://doi.org/10.2514/1.b34310>.
38. Moreira, M., Rodrigues, F. and Páscoa, J., 2019. Experimental Study of Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for Active Flow Control. *KnE Engineering*, 5(6), pp. 487–499. <https://doi.org/10.18502/keg.v5i6.7064>.
39. Erbsloeh, S. and Crowther, W., 2005. Control of boundary layer separation on a civil turbofan intake using air-jet vortex generators. CEAS/KATnet Conference on Key Aerodynamic Technologies, Bremen, Germany, 4-6 April 2005.
40. Velte, C., Hansen, M., George, W., et al., 2009. *Characterization of Vortex Generator Induced Flow*. Technical University of Denmark, DCAMM Special Report.
41. Gorj-Bandpy, M. and Azimi, M., 2013. Passive Techniques for Fan Noise Reduction in New Turbofan Engines: Review. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 6(1), pp.59-61.
42. Nezym, V., 2014. Investigation of Design Features of Compressor Casing Treatment. *Archive of Mechanical Engineering*, 61(1), pp.153-61. <https://doi.org/10.2478/meceng-2014-0009>.
43. Hathaway, M.D., 2007. *Passive Endwall Treatments for Enhancing Stability*. NASA Technical Memorandum (TM) 2007-214409, ARL-TR-3878. [online] U.S. Army Research Laboratory, Glenn Research Center, Cleveland, Ohio. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20070025023/downloads/20070025023.pdf>.
44. Tiainen, J., Grönman, A., Jaatinen-Värri, A. et al., 2018. Flow Control Methods and Their Applicability in Low-Reynolds-Number Centrifugal Compressors. *A Review*. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 3(1), p.2. <https://doi.org/10.3390/ijtp3010002>.
45. Bareiß, S., Vogt, D.M. and Chebli, E., 2015. Investigation on the Impact of Circumferential Grooves on Aerodynamic Centrifugal Compressor Performance. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, Montreal, QC, Canada, 15-19 June 2015.

46. Du, J. and Seume, J.R., 2017. Design of Casing Treatment on a Mixed-Flow Compressor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Charlotte, NC, USA, 26-30 June 2017.
47. Cevik, M., Vo, H. and Yu, H., 2016. Casing Treatment for Desensitization of Compressor Performance and Stability to Tip Clearance. *Journal of Turbomachinery*, 138, p.121008. <https://doi.org/10.1115/1.4033420>.
48. Rannacher, R., 1993. Numerical analysis of the Navier-Stokes equations. [online] *Applications of Mathematics*, 38(4-5), pp.361-380. Available at: <http://dml.cz/dmlcz/104560>.
49. Wesseling, P., 2001. *Principles of Computational Fluid Dynamics*. [online] Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Available at: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-05146-3>.
50. Schlichting, H. and Gersten, K., 2000. *Boundary Layer Theory*. 8th ed. [online] Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Available at: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-85829-1>.
51. Schlichting, H. and Gersten, K., 2006. *Grenzschicht Theorie*. 10th ed. [online] Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Available at: https://books.google.com.ua/books/about/Grenzschicht_Theorie.html?id=MOt-kTuzLxoC&redir_esc=y.
52. Taghinezhad, J., Alimardani, R., Masdari, M., et al., 2022. Parametric study and flow characteristics of a new duct for ducted wind turbines system using analytical hierarchy process: numerical & experimental study. *Energy Systems*, 15, pp.1-30. <https://doi.org/10.1007/s12667-022-00500-z>.
53. Khan, D., Bjernemose, J., Lund, I., et al., 2021. Design and Construction of an Open Loop Subsonic High Temperature Wind Tunnel for investigation of SCR dosing systems. *International Journal of Thermofluids*, 11, p.100106. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100106>.
54. Ahmed, N.A., 2013. *Design and Development of a Gas Dynamics Facility and a Supersonic Wind Tunnel*. [online] IntechOpen. Available at: <https://doi.org/10.5772/52988>.

55. Hu, H.H., 2012. Chapter 10 - Computational Fluid Dynamics. In: P.K. Kundu, I.M. Cohen, and D.R. Dowling, eds. *Fluid Mechanics (Fifth Edition)*. Academic Press, pp.421-472. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-382100-3.10010-1>.
56. Van der Spuy, S., Roux, F., von Backström, T., et al. 2011. The Simulation of an Axial Flow Fan Performance Curve at Low Flow Rates. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 4. <https://doi.org/10.1115/GT2011-45709>.
57. Vad, J., 2012. Forward Blade Sweep Applied to Low-Speed Axial Fan Rotors of Controlled Vortex Design: An Overview. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135, pp.803-812. <https://doi.org/10.1115/GT2012-70103>.
58. Branch, J., Zang, B., Azarpeyvand, M., et al., 2022. Steady and unsteady aerodynamic loading of a NACA 16-616 aerofoil in a uniform flow. *The Aeronautical Journal*, 126, pp.1-27. <https://doi.org/10.1017/aer.2022.66>.
59. Cezário, C. and Oliveira, A., 2008. CFD electric motor external fan system validation. *Proceedings of the International Conference on Electrical Machines (ICELMACH)*, 1, pp.1-6. <https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2008.4800201>.
60. Ocker, C., Czwielong, F., Paruchuri, C., et al., 2022. Aerodynamic and aeroacoustic properties of axial fan blades with slitted leading edges. *Acta Acustica*, 6, p.48. <https://doi.org/10.1051/aacus/2022043>.
61. Ding, Y., Wang, J., Jiang, B., et al., 2022. Multi-Objective Optimization for the Radial Bending and Twisting Law of Axial Fan Blades. *Processes*, 10, p.753. <https://doi.org/10.3390/pr10040753>.
62. Venter, A., Owen, M. and Muiyser, J., 2022. Explicit vs implicit numerical modelling of air-cooled condenser fans. *FAN 2022 – International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems*. Senlis, France, 27-29 June 2022. <https://doi.org/10.26083/tuprints-00021702>.
63. Guedel, A., Robitu, M. ta Chaulet, V., 2013. Energy Efficiency of an Axial Fan for Various Casing Configurations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135, p.074501. <https://doi.org/10.1115/1.4023751>.

64. Wang, J. and Kruyt, N., 2020. CFD Simulations of Aerodynamic Performance of Low-Pressure Axial Fans with Small Hub-To-Tip Diameter Ratio. *Journal of Fluids Engineering*, 142(9), pp. 091202. <https://doi.org/10.1115/1.4047120>.
65. Zhang, T., Li, Q., Shankaran, G. and Amleshi, P., 2022. Fan Cooling Investigation for High-Speed Electronic Interconnect. *Heat Transfer Engineering*, 44, pp.1-18. <https://doi.org/10.1080/01457632.2022.2093530>.
66. Zhong, Y., Yu, G., Zhou, C. et al, 2022. Exit flow effects of the axial fan on the aerothermal performance of a two-fin model. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 83, pp.1-27. <https://doi.org/10.1080/10407782.2022.2091894>.
67. CFD Flow Engineering, 2023. *Basics of CFD Modeling for Beginners*. *CFD Flow Engineering*. [online] Available at: https://cfdflowengineering.com/basics-of-cfd-modeling-for-beginners/#_Discretization_of_Computational_Domain_Meshing.
68. SimScale, 2023. *What is CFD (Computational Fluid Dynamics)? SimScale Documentation*. [online] Available at: <https://www.simscale.com/docs/simwiki/cfd-computational-fluid-dynamics/what-is-cfd-computational-fluid-dynamics/>.
69. Academia.edu, 2023. *Introduction to CFD Basics*. *Academia.edu*. [online] Available at: https://www.academia.edu/25146683/Introduction_to_CFD_Basics.
70. CFD Online, 2023. *Large eddy simulation (LES)*. *CFD Online Wiki*. [online] Available at: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Large_eddy_simulation_\(LES\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Large_eddy_simulation_(LES)).
71. Wilcox, D., 2001. Turbulence modeling: An overview. [online] *AIAA 39th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, Nevada, the United States of America, 8-11 January 2001.
72. CFD Online, 2023. *RANS-based turbulence models*. *CFD Online Wiki*. [online] Available at: https://www.cfd-online.com/Wiki/RANS-based_turbulence_models.
73. CFD Online, 2023. *Linear eddy viscosity models*. *CFD Online Wiki*. [online] Available at: https://www.cfd-online.com/Wiki/Linear_eddy_viscosity_models.
74. CFD Online, 2023. *Nonlinear eddy viscosity models*. *CFD Online Wiki*. [online] Available at: https://www.cfd-online.com/Wiki/Nonlinear_eddy_viscosity_models.

75. CFD Online, 2023. *Reynolds stress model (RSM)*. *CFD Online Wiki*. [online] Available at: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Reynolds_stress_model_\(RSM\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Reynolds_stress_model_(RSM)).
76. Rodi, W., 2000. *Turbulence Models and Their Application in Hydraulics*. [online] 1st ed. London: Routledge. Available at: <https://doi.org/10.1201/9780203734896>.
77. Moore, R.D. and Reid, L., 1980. *Performance of single-stage axial flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05*. [online] NASA Technical Paper 1659. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19800012840/downloads/19800012840.pdf>.
78. Balli, O. and Caliskan, H., 2021. Turbofan engine performances from aviation, thermodynamic and environmental perspectives. *Energy*, 232, p.121031. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121031>.
79. Abdelghany, E.S., Sarhan, H.H., El Saleh, A., et al., 2023. High bypass turbofan engine and anti-icing system performance: Mass flow rate of anti-icing bleed air system effect. *Case Studies in Thermal Engineering*, 45, p.102927. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102927>.
80. Merculov, V., Kostin, M., Martynenko, G., et al., 2022. Improving the accuracy of the behaviour simulation of the material of the turbojet aircraft engine fan rotor blades in the event of a bird strike by using adapted finite element computational models. *Materials Today: Proceedings*, 59, pp.1797-1803. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.04.381>.
81. Chen, H., Cai, C., Jiang, S., et al., 2021. Numerical modeling on installed performance of turbofan engine with inlet. *Aerospace Science and Technology*, 112, p.106590. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2021.106590>.
82. Sob, P. and Pita, M., 2021. Modelling and designing of a turbofan engine with more enhanced overall engine efficiency during operation. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 11, pp.333-350.
83. Briones, A., Caswell, A., and Rankin, B., 2021. Fully coupled turbojet engine computational fluid dynamics simulations and cycle analyses along the equilibrium

running line. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 143, p.061019. <https://doi.org/10.1115/1.4049410>.

84. Yao, Y., Zhang, X.-B., Zhang, M., et al, 2022. Modeling and cycle parameter matching of a high-speed variable cycle turbofan-ramjet engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 144, p.101003. <https://doi.org/10.1115/1.4055214>.

85. Жорник, О.В., Кравченко, І.Ф. та Мітрахович, М.М., 2021. Удосконалення характеристик кільцевого вхідного пристрою авіаційної силової установки з гвинтовентилятором. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, (4), с. 11-18. <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup2.02>.

86. Дулепов, А.А., Глобін, Є.В., Ковтун, А.А., та ін., 2023. Тестова задача моделювання течії у ступені компресора Rotor 37. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, (4), с. 73-78. <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4.09>.

87. Vuong, T.-D., Kim, K.-Y., and Dinh, C.-T., 2021. Recirculation-groove coupled casing treatment for a transonic axial compressor. *Aerospace Science and Technology*, 111, p.106556. <https://doi.org/10.1016/J.AST.2021.106556>.

88. Kumar, S., Alone, D.B., Thimmaiah, S.M., et al., 2021. Aerodynamic behavior of a transonic axial flow compressor stage with self-recirculating casing treatment. *Aerospace Science and Technology*, 112, p.106587. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2021.106587>.

89. Srinivas, G., Raghunandana, K., and Shenoy, B.S., 2022. Performance evaluation of transonic axial flow compressor under distorted conditions by groove casing technique with tip injection and surface roughness effects. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 103, pp.895-911. <https://doi.org/10.1007/s40032-022-00851-7>.

90. Xie, H., Zhu, G., Huanjun, L., et al., 2023. The influence of a coupled casing on the performance of a multistage compressor under inlet distortion conditions. *AIP Advances*, 13, p.125222. <https://doi.org/10.1063/5.0185385>.

91. Jerez Fidalgo, V., Hall, C.A., and Colin, Y., 2012. A study of fan-distortion interaction within the NASA Rotor 67 transonic stage. *Journal of Turbomachinery*, 134, p.051011. <https://doi.org/10.1115/1.4003850>.

92. Oldfield, M.K., Castillo Pardo, A., and Hall, C.A., 2022. Fan stability enhancement with partial casing treatments. *ASME. Journal of Turbomachinery*, 144(12), p.121010. <https://doi.org/10.1115/1.4055386>.

93. Li, Y., Li, J., Yang, C., et al., 2023. Hybrid slot-groove casing treatment for stall margin improvement on an axial flow compressor with circumferential total pressure distortion. *Journal of Thermal Science*, 32, pp.770-785. <https://doi.org/10.1007/s11630-023-1750-x>.

94. Редин, И.И. и Шевченко, М.А., 2018. Диагностика предпомпажного состояния осевого компрессора с надроторным устройством. *Авиационно-космическая техника и технология*, (8), с. 97-107. <https://doi.org/10.32620/aktt.2018.8.15>.

95. Li, Y., Du, J., Li, J., et al., 2023. Optimized Casing Treatment to Improve Stall Margin Under Circumferential Pressure Distortion in a High-Speed Axial Flow Fan. [online] *ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Boston, Massachusetts, USA, 26–30 June 2023. Available at: <https://doi.org/10.1115/GT2023-101620>.

ДОДАТОК А
ПЕРЕЛІК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОГО
ДОСЛІДЖЕННЯ

Публікації, де представлено основні наукові результати дисертації:

1. Колков О.О., Дулепов А.А., Глобін Є.В., Довгалюк Д.В., Балалаєва К.В. Вплив інжекції повітря у вхідні стійки турбовального двигуна. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2022, №4 спецвыпуск 1 (181). С. 36–41. doi: 10.32620/akt.2022.4sup1.06 (Фахове видання, “Б”).

2. Дулепов А.А., Глобін Є.В., Ковтун А.А., Хижняк М.В., Балалаєва К.В. Тестова задача моделювання течії у ступені компресора Rotor 37. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023, №4 (188). С. 73-78. doi: 10.32620/akt.2023.4.09 (Фахове видання, “Б”).

3. Дулепов А.А. Моделювання течії у ступені вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2024, №4 спецвыпуск 1 (197). С. 25-30. doi: 10.32620/akt.2024.4sup1.04 (Фахове видання, “Б”).

4. Дулепов А.А., Балалаєв А.В. Моделювання течії у ступені вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2024, №4 спецвыпуск 2 (198). С.5-11. doi: 10.32620/akt.2024.sup2.01 (Фахове видання, “Б”).

Публікації, що підтверджують апробацію матеріалів дисертації:

1. Дулепов А.А. Питання вдосконалення енергоефективності вентиляторів турбореактивних двоконтурних двигунів. *Матеріали VII Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених і студентів “Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті”*. Київ, 30 листопада 2021. С. 16.

2. Дулепов А. Проблема використання активних надроторних пристроїв у турбореактивних двоконтурних двигунах. *Тези доповідей XXII Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених “Політ. Сучасні проблеми науки. Сучасні авіаційні технології”*. Київ, 5-7 квітня 2022. С. 47-49.

3. Колков О.О., Дулепов А.А., Глобін Є.В., Довгалюк Д.В., Балалаєва К.В. Моделювання течії у входних стійках турбовального двигуна з інжекцією повітря. *Тези доповідей XXVII Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 5-10 вересня 2022, С. 34-35.

4. Dulieпов A. Innovative ways of improving the characteristics of turbofan engine fans with a large and an ultra-large bypass ratio. *Матеріали X Всесвітнього конгресу «Авіація в XXI сторіччі»*. Київ, 28-30 вересня 2022, С. 1.4.20-1.4.22.

5. Дулепов А.А., Глобін Є.В., Балалаєва К.В. Моделювання течії в ступені осьового компресора ROTOR 37. *Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»*. Київ, 15-16 грудня 2022. С. 176-179.

6. Балалаєва К.В., Глобін Є.В., Дулепов А.А. Переваги чисельного експерименту при дослідженні течії в лопаткових машинах. *Матеріали IX Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених і студентів “Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті”*. Київ, 28 лютого 2023, С. 40-41.

7. Глобін Є, Дулепов А. Методи та засоби забезпечення газодинамічної стійкості ГТД. *Тези доповідей XXIII Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки. Сучасні авіаційні технології»*. Київ, 4-7 квітня 2023. С. 5-6.

8. Дулепов А.А., Глобін Є.В., Ковтун А.А., Хижняк М.В., Балалаєва К.В. Моделювання течії у ступені компресора Rotor 37. *Тези доповідей XXVIII Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 5-8 вересня 2023. С. 26-27.

9. Дулепов А.А. Числове моделювання течії у ступені осьового вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна. *Тези доповідей XXIX Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 3-7 вересня 2024. С. 11-12.

10. Дулепов А.А., Балалаєв А.В. Оцінка параметрів вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм. *Тези доповідей XXIX Міжнародного конгресу двигунобудівників*. Харків, 3-7 вересня 2024. С. 12.

ДОДАТОК Б

ДОВІДКА ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ В АТ «АНТОНОВ»

АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО

АНТОНОВ

JOINT STOCK COMPANY

ANTONOV

вул. Мрії, 1, м. Київ, 03062, Україна
 тел: +38 (044) 454 34 50, 454 31 49
 e-mail: info@antonov.com
 код ЄДРПОУ 14307529

1, Mrii str., Kyiv, 03062, Ukraine
 phone: +38 (044) 454 34 50
 phone: +38 (044) 454 31 49
 e-mail: info@antonov.com

від "11" 03 2025 р. № 2

ДОВІДКА ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ

Результати дисертаційного дослідження аспіранта Державного некомерційного підприємства «Державний університет «Київський авіаційний інститут» Дулепова Андрія Андрійовича, на тему: «Удосконалення характеристик вентилятора газотурбінного двигуна шляхом застосування надроторного пристрою» на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 – «Енергетичне машинобудування» впроваджені у науковій діяльності АТ «Антонов».

Зокрема, прийнято до впровадження наукові результати дисертаційної роботи щодо методики розрахунку параметрів вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна з надроторним пристроєм; рекомендації щодо застосування надроторного пристрою у вентиляторах турбореактивного двоконтурного двигуна з високим ступенем двоконтурності.

Головний конструктор
 з силових установок
 і систем життєзабезпечення
 АТ «Антонов», к.т.н.



Вячеслав УСЕНКО

11.03.2025