

**НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО «ІВЧЕНКО-ПРОГРЕС»
ДЕРЖАВНИЙ КОНЦЕРН «УКРОБОРОНПРОМ»**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЖОРНИК ОЛЕГ ВОЛОДИМИРОВИЧ

Прим. № ____

УДК 621.45:629.7.026.55 (043.5)

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
ДОЗВУКОВОГО ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ
СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ
З ТУРБОГВИНТОВЕНТИЛЯТОРНИМ ДВИГУНОМ**

05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень.

Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело _____ О.В. Жорник

Науковий керівник: _____ Балалаєва Катерина Вікторівна, д. т. н., доцент

Київ – 2022

АНОТАЦІЯ

Жорник О.В. Підвищення ефективності дозвукового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» (142–Енергетичне машинобудування) – Національний авіаційний університет, Київ, 2022.

Вплив роботи співвісного гвинтовентилятора та аеродинамічну досконалість проточної частини кільцевого вхідного пристрою, окружна і радіальна нерівномірність основних параметрів робочого тіла за дозвуковим вхідним пристроєм, що обумовлена зривними явищами в корінній частині гвинтовентилятора, є однією з причин втрат повного тиску у вхідному пристрої і нестійкої роботи компресора, що впливає на запас газодинамічної стійкості та економічні і тягові характеристики силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Дослідженню аеродинамічних характеристик вхідних пристроїв ГТД присвячено ряд наукових праць. Однак залишаються до кінця не вирішені питання щодо покращення ефективності вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. Отже, розробка заходів та рекомендацій щодо удосконалення характеристик дозвукового вхідного пристрою за рахунок зменшення втрат повного тиску шляхом вибору виду вхідного пристрою, його раціонального профілювання проточної частини із застосуванням сучасних програмних засобів математичного моделювання для підвищення ефективності силової установки є актуальною науково-прикладною задачею.

Метою дисертаційної роботи є створення науково-методичного апарату для вирішення задачі підвищення ефективності вхідних пристроїв турбогвинтовентиляторних двигунів шляхом вибору раціональних значень геометричних параметрів та форми вхідного пристрою.

Задачі дослідження. Для досягнення мети роботи, що визначена, поставлені і вирішені наступні задачі:

1. Аналіз моделей і методів вирішення задач дослідження течії у співвісних гвинтовентиляторах і вхідних пристроях, вибір та обґрунтування моделі турбулентної в'язкості шляхом вирішення тестової задачі моделювання течії в гвинтовентиляторі та в кільцевому вхідному пристрої турбогвинтовентиляторного двигуна.

2. Розробка науково - обґрунтованих рекомендацій щодо визначення кількості та значення відносної довжини хорди силових стійок кільцевого вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

3. Удосконалення методики проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

4. Оцінка впливу співвісного гвинтовентилятора на ефективність ковшового вхідного пристрою силової установки.

Науковим завданням дисертаційного дослідження є усунення невідповідності між рівнем сучасних вимог до значень параметрів та характеристик вхідних пристроїв силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном та обмеженими можливостями існуючого науково-методичного апарату щодо отримання науково - обґрунтованих рекомендацій для підвищення ефективності вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Об'єктом досліджень є вхідний пристрій авіаційної силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Предметом досліджень є геометричні та аеродинамічні характеристики вхідного пристрою авіаційної силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Методи дослідження. В роботі використовуються сучасні теоретичні та експериментальні методи дослідження: аналіз, синтез, математичне моделювання, метод скінчених елементів, методи побудови багатofакторної математичної

моделі, методи оптимізації, методи статистичної обробки даних, прямі методи вимірювань аеродинамічних параметрів роботи силової установки прототипу під час льотних випробувань.

Теоретична частина роботи формулює основні задачі, шляхи їх вирішення та ґрунтується на теорії авіаційних газотурбінних двигунів, теорії повітряних гвинтів.

Розрахунково-експериментальна частина роботи ґрунтується на використанні математичного моделювання шляхом застосування методів чисельного експерименту.

В роботі створено науково-методичний апарат для вирішення задачі підвищення ефективності вхідних пристроїв турбогвинтовентиляторних двигунів шляхом вибору раціональних значень геометричних параметрів та форми вхідного пристрою.

Аналіз науково-технічних літературних джерел показав, що зниження втрат повного тиску у вхідному пристрої перед компресором є одним із актуальних завдань, тому що зростання втрат у вхідному пристрої призводить до збільшення питомої витрати палива. Також нерівномірність потоку на вході в двигун є причиною нестійкої роботи компресора авіаційного турбогвинтовентиляторного двигуна. Вхідні стійки та форма вхідного пристрою є одними із важливих чинників, що впливають на ефективність вхідного пристрою. Однак дослідження щодо вибору раціональних значень геометричних параметрів вхідних стійок і форми вхідного пристрою з урахуванням гвинтовентилятора на даний час недостатньо.

Таким чином, актуальними є задачі щодо дослідження впливу геометричних параметрів вхідних стійок та форми вхідного пристрою на ефективність вхідного пристрою з урахуванням впливу гвинтовентилятора.

Проведено аналіз моделей і методів вирішення задач дослідження течії у співвісних гвинтовентиляторах і вхідних пристроях. Здійснено вибір та обґрунтування моделі турбулентної в'язкості шляхом вирішення тестової задачі

моделювання течії в гвинтовентиляторі та в кільцевому входному пристрої турбогвинтовентиляторного двигуна.

За результатами тестової задачі для наступних досліджень обрано модель турбулентної в'язкості SST Transitional №4 Gamma Theta Model. При проведенні тестової задачі результати чисельного експерименту порівнювались з результатами льотних випробувань, похибка розрахунків склала менше 1 %.

Отримано науково обґрунтовані рекомендації щодо кількості входних стійок кільцевого входного пристрою для турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення кількості входних стійок приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску.

Так, при зменшенні кількості силових стійок в 2 рази (з 8 до 4) може привести до зменшення рівня втрат у входному пристрою та покращить значення коефіцієнту відновлення повного тиску лише на 0,32%, а з 8 до 3 – на 0,62%.

Отримані науково обґрунтовані рекомендації щодо відносної довжини хорди силової стійки входного пристрою на аеродинамічні характеристики входного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення хорди силової стійки приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску. Зменшення хорди силової стійки на 10% довжини хорди силових стійок збільшує коефіцієнт відновлення повного тиску на 1,1%, а зменшення хорди на 20% - на 2,5%.

Удосконалено методику проектування ковшового входного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. Методика дозволяє спроектувати ковшовий S - подібний входний пристрій з входна частина у формі еліпсу.

Площа входу досліджуваного S - подібного входного пристрою дорівнює площі входу вихідного кільцевого пристрою прототипу. Удосконалена методика дозволяє побудувати ковшовий входний пристрій силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном, забезпечуючи еквівалентність витрати повітря, в порівнянні з кільцевим входним пристроєм.

Геометрична особливість отриманого ковшового вхідного пристрою забезпечує мінімізацію втрат повного тиску при зберіганні необхідної витрати повітря на вході в двигун.

Таким чином, при інтеграції вхідного пристрою та співвісного гвинтовентилятора враховуються умови їхньої взаємодії для забезпечення максимального значення коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою.

Вперше проведено оцінку впливу співвісного гвинтовентилятора на ефективність ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. Встановлено, що застосування ковшового вхідного пристрою, замість кільцевого вхідного пристрою, дозволяє підвищити коефіцієнт відновлення повного тиску на 5–7 %.

Треба прийняти до уваги те, що в даному дослідженні при порівнянні ефективності кільцевого і ковшового вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна прийнято, що тяга, що створюється співвісним гвинтовентилятором є незмінною при однакових режимах роботи двигуна.

Подальшими дослідженнями в цьому напрямку може бути дослідження щодо впливу ковшового пристрою з еліптичним входом на зміну сили тяги, що створює співвісний гвинтовентилятор.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше розроблено науково-методичний апарат для вирішення задачі підвищення ефективності вхідних пристроїв турбогвинтовентиляторних двигунів, що включає в себе:

науково - обґрунтовані рекомендації щодо визначення значень відносної довжини хорди і кількості силових стійок вхідного пристрою кільцевого типу турбогвинтовентиляторного двигуна;

удосконалено методику проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

2. Отримала подальший розвиток теорія теплових двигунів у напрямку розрахунку параметрів ковшових пристроїв силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Практичне значення отриманих результатів Полягає в можливості використання отриманих автором рекомендацій щодо параметрів вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна і розробленої удосконаленої методики проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном при проектуванні турбогвинтовентиляторних двигунів нового покоління або при модернізації існуючих турбогвинтовентиляторних двигунів, а саме:

отримано науково обґрунтовані рекомендації щодо кількості вхідних стійок кільцевого вхідного пристрою для турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення кількості вхідних стійок приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску. Так, при зменшенні кількості силових стійок в 2 рази (з 8 до 4) може привести до зменшення рівня втрат у вхідному пристрою та покращить значення коефіцієнту відновлення повного тиску лише на 0,32%, а з 8 до 3 – на 0,62%;

отримано науково обґрунтовані рекомендації щодо значень відносної довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення відносної довжини хорди силової стійки приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску.

Зменшення хорди силової стійки на 10% збільшує коефіцієнт відновлення повного тиску на 1,1%, а зменшення хорди на 20% - на 2,5%.

Практичне значення отриманих результатів підтверджується Актом впровадження результатів, що одержані в дисертаційній роботі, на ДП «Івченка – Прогрес» та ДП «Антонов».

Достовірність отриманих наукових результатів роботи забезпечується коректним застосуванням математичного апарату для вирішення поставлених

задач та підтверджується добрим узгодженням результатів розрахункових досліджень з результатами льотних випробувань та досліджень інших авторів, що виконані за апробованими методиками.

Основні результати дисертаційної роботи опубліковані: в 5 наукових статтях, опублікованих у журналах, що входять до переліку фахових видань України з технічних наук, у тому числі 4 категорії «Б» і 1 – Scopus, 8 тезах і матеріалах науково-технічних конференцій.

Ключові слова: вхідний пристрій, кільцевий вхідний пристрій, ковшовий вхідний пристрій, ефективність, коефіцієнт відновлення повного тиску, співвісний гвинтовентилятор, силова стійка, хорда, методика, турбогвинтовентиляторний двигун.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Публікації, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Денисюк О.В. Обґрунтування моделі турбулентної в'язкості для дослідження характеристик співвісного гвинтовентилятора і вхідного пристрою ГТД / *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2021. № 4 (172). С. 35-39. DOI: 10.32620/aktt.2021.4.05. (категорія Б).

2. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М. Удосконалення характеристик кільцевого вхідного пристрою авіаційної силової установки з гвинтовентилятором / *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2021. № 4 (174). – С. 11-17. DOI: 10.32620/aktt.2021.4sup2.02. (категорія Б).

3. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Балалаєва К.В. Аналіз впливу кривизни S – подібного каналу та умов польоту на ефективність ковшового вхідного пристрою / *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2022. № 4 спецвипуск 2 (182). С. 26-29. (категорія Б).

4. Zhornik O., Kravchenko I., Mitrakhovych M., Balalaieva K. Comparative evaluation of the efficiency of the ring-type and bucket inlet devices for a power plant

with a turbopropfan engine/ Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2022, Vol. 4 No. 1 (118), p.6-12, doi: 10.15587/1729-4061.2022.263023 (SCOPUS).

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Жорник О.В. Оцінка впливу форми обичайки вхідного пристрою на його характеристики та нерівномірність потоку на вході до компресора двигуна силової установки з співвісним гвинтовентилятором //The world of science and innovation/ Abstract of VI International scientific and Paractical conference. Cognum. Publishing House. London. United Kingdom. 2021. Pp. 532-541.

6. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Денисюк О.В. Вибір параметрів чисельного експерименту для дослідження характеристик гвинтовентилятора і вхідного пристрою / XXVI Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2021. С. 61-62.

7. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М. Методика удосконалення параметрів та характеристик вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном/ XXVI Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2021. С. 62.

8. Жорник О.В. Перспективні напрями удосконалення турбогвинтовентиляторних двигунів / XXII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ, 17—18 листопада 2021 р.: Матеріали конференції, Вінниця: «Глобус-Прес», 2021.— С. 163-164.

9. Жорник О.В. Методика удосконалення аеродинамічних характеристик кільцевого вхідного пристрою / VII Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів «Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті» Київ, 30 листопада 2021 р.: Матеріали конференції, 2021.— С. 19-22.

10. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Балалаєва К.В. Обґрунтування параметрів і форми вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном / XXVII Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2022. С. 35-36.

11. Жорник О. Методика оцінки впливу числа Маха і геометричних параметрів на характеристики S –подібного каналу вхідного пристрою/ Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки» (5-7 квітня 2022 року), напрям "Сучасні авіаційні технології", С.

12. Zhornyk O. Analysis of the intakes existing schemes for power plants and parameters that determine their efficiency / Матеріали X Всесвітнього конгресу “Авіація в XXI столітті” – “Безпека в авіації та космічні технології”, 28-30 вересня 2022 р., Національний авіаційний університет, Київ.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації:

13. Денисюк О.В., Мітрахович М.М., Жорник О.В. Удосконалення акустичних характеристик співвісних повітряних гвинтів шляхом зменшення інтенсивності кінцевого вихору лопаті / Озброєння та військова техніка, 2021, №1(29), С. 71-76.

ANNOTATION

O. Zhornyk. Improving the efficiency of the subsonic inlet device of the power plant with a turbofan engine. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in the specialty 05.05.03 "Engines and power plants" (142 - Power Engineering) - National Aviation University, Kyiv, 2022.

The influence of the operation of the coaxial propeller fan and the aerodynamic perfection of the flow part of the annular inlet device, the circumferential and radial unevenness of the main parameters of the working body behind the subsonic inlet

device, which is due to the disruption phenomena in the root part of the propeller fan, is one of the reasons for the loss of full pressure in the inlet device and the unstable operation of the compressor, which affects the margin of gas-dynamic stability and economic and traction characteristics of a power plant with a turbofan engine.

A number of scientific works have been devoted to the study of the aerodynamic characteristics of gas turbine inlet devices. However, there are still unresolved questions regarding the improvement of the efficiency of the input device of the power plant with a turbofan engine. Therefore, the development of measures and recommendations for improving the characteristics of the subsonic inlet device by reducing total pressure losses by choosing the type of inlet device, its rational profiling of the flow part with the use of modern software tools of mathematical modeling to increase the efficiency of the power plant is an urgent scientific and applied task.

The purpose of the dissertation is to create a scientific and methodological apparatus for solving the problem of increasing the efficiency of the input devices of turbofan engines by choosing rational values of the geometric parameters and the shape of the input device.

Research tasks. To achieve the defined goal of the work, the following tasks were set and solved:

1. Analysis of models and methods for solving the problems of flow research in coaxial propeller fans and inlet devices, selection and justification of the turbulent viscosity model by solving the test problem of modeling the flow in the propeller fan and in the annular inlet device of the turboprop engine.

2. Development of scientifically based recommendations for determining the number and value of the relative length of the chord of the power struts of the annular input device of the power plant with a turbofan engine.

3. Improvement of the design methodology of the bucket inlet device of a power plant with a turbofan engine.

4. Evaluation of the influence of the coaxial propeller on the efficiency of the bucket inlet device of the power plant.

The scientific task of the dissertation research is to eliminate the discrepancy between the level of modern requirements for the values of parameters and characteristics of the input devices of a power plant with a turboprop engine and the limited capabilities of the existing scientific and methodological apparatus for obtaining scientifically based recommendations for increasing the efficiency of the input device of a power plant with a turboprop engine. The object of research is the process of influence of the coaxial propeller fan and the geometric parameters of the input device of the aircraft power plant with a turbofan engine on the aerodynamic characteristics of the input device.

The object of research is the input device of an aircraft power plant with a turbofan engine.

The subject of research is the geometric and aerodynamic characteristics of the input device of an aircraft power plant with a turbofan engine.

Research methods. Modern theoretical and experimental research methods are used in the work: analysis, synthesis, mathematical modeling, finite element method, methods of building a multifactor mathematical model, optimization methods, methods of statistical data processing, direct methods of measuring the aerodynamic parameters of the prototype power plant during flight tests.

The theoretical part of the work formulates the main problems, ways to solve them and is based on the theory of aviation gas turbine engines, the theory of propellers.

The computational and experimental part of the work is based on the use of mathematical modeling by applying methods of numerical experiment.

The work solves the scientific and applied task of increasing the efficiency of the input devices of turbofan engines by choosing the rational values of the geometric parameters and choosing the rational form of the input device.

In the work, a scientific and methodological apparatus was created to solve the problem of increasing the efficiency of input devices of turbofan engines by choosing rational values of geometric parameters and the shape of the input device.

The analysis of scientific and technical literary sources showed that reducing total pressure losses in the input device before the compressor is one of the urgent tasks, because the increase in losses in the input device leads to an increase in specific fuel consumption. Also, the unevenness of the flow at the entrance to the engine is the reason for the unstable operation of the compressor of the aviation turboprop engine. Input racks and the shape of the input device are among the important factors affecting the efficiency of the input device. However, research on the selection of rational values of the geometric parameters of the input racks and the shape of the input device, taking into account the propeller fan, is currently insufficient.

Thus, the tasks related to the study of the influence of the geometric parameters of the input racks and the shape of the input device on the efficiency of the input device, taking into account the influence of the propeller fan, are relevant.

An analysis of models and methods of solving the problems of flow research in coaxial propeller fans and input devices was carried out. The selection and justification of the turbulent viscosity model was carried out by solving the test problem of modeling the flow in the propeller fan and in the annular inlet device of the turbofan engine.

Based on the results of the test task, the SST Transitional #4 Gamma Theta Model turbulent viscosity model was chosen for further research. When conducting the test task, the results of the numerical experiment were compared with the results of the flight tests, the calculation error was less than 1%.

Scientifically based recommendations on the number of inlet racks of the annular inlet device for a turboprop engine have been obtained. It was found that reducing the number of inlet racks leads to an increase in the full pressure recovery factor.

Thus, reducing the number of power racks by 2 times (from 8 to 4) can lead to a decrease in the level of losses in the input device and improve the value of the full pressure recovery coefficient by only 0.32%, and from 8 to 3 - by 0.62% .

Received scientifically based recommendations regarding the relative length of the power strut chord of the input device on the aerodynamic characteristics of the input device of the turboprop engine.

It was established that the reduction of the chord of the power rack leads to an increase in the coefficient of restoration of full pressure. A 10% reduction in the power rack chord length increases the full pressure recovery factor by 1.1%, and a 20% reduction in the power rack chord increases by 2.5%.

The method of designing a bucket inlet device of a power plant with a turboprop fan engine has been improved. The method allows you to design a bucket S-shaped input device with an ellipse-shaped input part.

The entrance area of the investigated S-shaped entrance device is equal to the entrance area of the original ring device of the prototype.

The improved technique allows you to build a bucket inlet device of a power plant with a turboprop fan engine, ensuring the equivalence of air flow, compared to an annular inlet device.

The geometric feature of the resulting bucket inlet device ensures the minimization of total pressure loss while maintaining the required air flow at the engine inlet.

Thus, when integrating the input device and the coaxial propeller, the conditions of their interaction are taken into account to ensure the maximum value of the coefficient of restoration of the full pressure of the input device.

For the first time, an assessment of the effect of a coaxial propeller on the efficiency of the bucket inlet device of a power plant with a turboprop engine was carried out.

It was established that the use of a bucket inlet device, instead of a ring inlet device, allows to increase the full pressure recovery factor by 5-7%.

It should be taken into account that in this study, when comparing the efficiency of the annular and bucket inlet device of the turboprop engine, it is assumed that the thrust created by the coaxial propeller is constant at the same engine operating modes.

Further research in this direction can be a study on the effect of a bucket device with an elliptical inlet on the change in thrust force created by a coaxial propeller fan.

Scientific novelty of the obtained results:

1. For the first time, a scientific and methodological apparatus was developed to solve the problem of increasing the efficiency of the input devices of turbofan engines, which includes:

scientifically based recommendations for determining the values of the relative length of the chord and the number of power racks of the input device of the ring-type turbofan engine;

the method of designing a bucket inlet device of a power plant with a turboprop fan engine has been improved.

2. The theory of heat engines received further development in the direction of calculating the parameters of bucket devices of a power plant with a turbofan engine.

The practical significance of the obtained results consists in the possibility of using the recommendations received by the author regarding the parameters of the input device of the turboprop engine and the developed improved methodology for designing the bucket input device of the power plant with the turboprop engine in the design of new generation turboprop engines or in the modernization of existing turboprop engines, namely:

received scientifically based recommendations on the number of inlet racks of the annular inlet device for the turboprop fan engine. It was found that reducing the number of inlet racks leads to an increase in the full pressure recovery factor. Thus, reducing the number of power racks by 2 times (from 8 to 4) can lead to a decrease in the level of losses in the input device and improve the value of the full pressure recovery coefficient by only 0.32%, and from 8 to 3 - by 0.62% ;

received scientifically based recommendations regarding the values of the relative length of the power strut chord of the input device on the aerodynamic characteristics of the input device of the turboprop engine. It was established that a decrease in the relative length of the power strut chord leads to an increase in the total pressure

recovery coefficient. A 10% reduction in the power rack chord increases the full pressure recovery factor by 1.1%, and a 20% reduction in the chord increases by 2.5%.

The practical significance of the obtained results is confirmed by the Act of implementation of the results obtained in the dissertation work at SE "Ivchenko - Progress" and SE "Antonov".

The reliability of the obtained scientific results of the work is ensured by the correct application of the mathematical apparatus for solving the set problems and is confirmed by the good agreement of the results of calculation studies with the results of flight tests and studies of other authors, carried out according to proven methods.

The main results of the dissertation work were published: in 5 scientific articles published in journals included in the list of technical publications of Ukraine, including 4 category "B" and 1 - Scopus, 8 theses and materials of scientific and technical conferences.

Key words: inlet device, annular inlet device, bucket inlet device, efficiency, total pressure recovery factor, coaxial propeller fan, power strut, chord, technique, turbofan engine.

List of publications of the recipient by the topic of the dissertation

Publications in which the main scientific results of the dissertation were published:

1. Zhornyk O., Kravchenko I., Mitrakhovych M., Denysiuk O. Reasoning of the turbulent viscosity model for the study of the characteristics of the coaxial propeller fan and the gas turbine inlet device / Aviation and Space Engineering and Technology. 2021. No. 4 (172). pp. 35-39. DOI: 10.32620/aktt.2021.4.05. (Category B).

2. Zhornyk O., Kravchenko I., Mitrakhovych M. Improving the characteristics of the annular input device of an aircraft power plant with a propeller / Aviation and Space Technology and Technology. 2021. No. 4 (174). pp. 11-17. DOI: 10.32620/aktt.2021.4sup2.02. (Category B).

3. Zhornyk O., Kravchenko I., Mitrakhovych M., BalalaievaK.. Analysis of the influence of the curvature of the S-shaped channel and flight conditions on the

efficiency of the bucket inlet device / Aerospace Engineering and Technology. 2022. No. 4 special issue 2 (182). pp. 26-29. (Category B).

4. Zhornyk O., Kravchenko I., Mitrakhovych M., Balalaieva K. Comparative evaluation of the efficiency of the annular-type and bucket inlet devices for a power plant with a turboprop fan engine / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2022 , Vol. 4 No. 1 (118). pp. 6-12, doi: 10.15587/1729-4061.2022.263023 (SCOPUS).

Publications certifying the approval of the dissertation materials:

5. Zhornyk O. Evaluation of the influence of the shape of the inlet device on its characteristics and the unevenness of the flow at the inlet to the engine compressor of a power plant with a coaxial propeller // The world of science and innovation / Abstracts of VI International scientific and practical conference. Cognum. Publishing House. London. United Kingdom. 2021. pp. 532-541.

6. Zhornyk O., Kravchenko I., Mitrakhovych M., Denysiuk O. The selection of numerical experiment parameters for the study of the characteristics of the propeller fan and input device / XXVI International Congress of Engine Builders: Abstracts of reports. Kharkiv: National Aerospace University "Khark. aviation Institute of Technology", 2021. pp. 61-62.

7. Zhornyk O., Kravchenko I., Mitrakhovych M. Methodology for improving the parameters and characteristics of the input device of a power plant with a turbofan engine / XXVI International Congress of Engine Builders: Abstracts of reports. Kharkiv: National Aerospace University "Khark. aviation Institute of Technology", 2021. p. 62.

8. Zhornyk O. Promising directions of improvement of turbofan engines / XXII International Scientific and Technical Conference of AS PGP "Industrial Hydraulics and Pneumatics". Kyiv, November 17, 2021: Materials of the conference, Vinnytsia: "Globus-Press", 2021. pp. 163-164.

9. Zhornyk O. Methods of improving the aerodynamic characteristics of the annular inlet device / VII All-Ukrainian scientific and practical conference of young scientists and students "Energy security and energy efficiency in transport" Kyiv, November 30, 2021: Conference materials, 2021. pp. 19-22.

10. Zhornyk O., Kravchenko I., Mitrakhovych M., Balalaeva K. Determining the parameters and form of the input device of a power plant with a turbofan engine / XXVII International Congress of Engine Builders: Abstracts of reports. Kharkiv: National Aerospace University "Khark. aviation Institute of Technology", 2022. pp. 35-36.

11. Zhornyk O. Methodology for evaluating the influence of the Mach number and geometric parameters on the characteristics of the S-shaped channel of the input device / Materials of the 22nd International Scientific and Practical Conference of Graduates of Higher Education and Young Scientists "Aviation. Modern problems of science" (April 5-7, 2022), direction "Modern aviation technologies", S.

12. Zhornyk O. Analysis of the intakes existing schemes for power plants and parameters that determine their efficiency / Materials of the X World Congress "Aviation in the XXI century" "Safety in aviation and space technologies", September 28-30, 2022, National Aviation University, Kyiv.

Publications that additionally reflect the scientific results of the dissertation:

13. Denysiuk O., Mitrakhovych M., Zhornyk O. Improvement of the acoustic characteristics of coaxial propellers by reducing the intensity of the end vortex of the blade / Armaments and military equipment, 2021, No. 1 (29), pp. 71-76.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ANNOTATION.....	10
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	21
ВСТУП.....	22
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СХЕМ ВХІДНИХ ПРИСТРОЇВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК, ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЇХ ЕФЕКТИВНІСТЬ.....	29
1.1 Робочий процес вхідного пристрою авіаційної силової установки	29
1.2 Основні параметри та характеристики вхідних пристроїв авіаційної силової установки	32
1.3 Аналіз впливу співвісного гвинтовентилятора на течію у вхідному пристрої	40
1.4 Аналіз впливу форми вхідного пристрою на його аеродинамічні характеристики.....	49
1.5 Постановка задач дослідження	54
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРІ І ВХІДНОМУ ПРИСТРОЇ.....	55
2.1 Чисельне математичне моделювання течії.....	55
2.2 Моделі турбулентності, що застосовуються в чисельних методах	68
2.3 Побудова геометричних моделей для моделювання.....	77
2.4 Побудова розрахункової сітки і прийняті припущення	86
2.5 Кількісні та якісні параметри сіток, що використовуються	95
2.6 Визначення граничних умов задачі	98
2.7 Обґрунтування моделі турбулентної в'язкості для моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі та у вхідному пристрої	106
Висновки за розділом 2.....	110
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО УДОСКОНАЛЕННЯ КІЛЬЦЕВОГО ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ АВІАЦІЙНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ З СПІВВІСНИМ ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРОМ	111

3.1	Верифікація математичної моделі за результатами льотних випробувань ..	111
3.1.1	Методика обробки результатів математичного моделювання	114
3.1.2	Перевірка адекватності і точності математичної моделі дозвукового кільцевого вхідного пристрою	120
3.2	Вплив кількості силових стійок вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики	127
3.3	Вплив значення відносної довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики	134
	Висновки за розділом 3	138
	РОЗДІЛ 4 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КІЛЬЦЕВОГО І КОВШОВОГО ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ	140
4.1	Аналіз досліджень щодо використання ковшових вхідних пристроїв	140
4.2	Вибір раціонального значення звуження каналу вхідного пристрою з S – подібною формою	144
4.3	Аналіз впливу кривизни S – подібного каналу на ефективність ковшового вхідного пристрою	146
4.4	Удосконалена методика проектування ковшового S - подібного каналу вхідного пристрою силової установки	149
4.5	Розрахунок коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою силової установки	156
	Висновки за розділом 4	160
	ВИСНОВКИ	163
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	166
	ДОДАТОК А	184
	ДОДАТОК Б	185
	ДОДАТОК В	
	СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	186

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ГДС	газодинамічна стійкість;
ГТД	газотурбінний двигун;
ВП	вхідний пристрій;
ККД	коефіцієнт корисної дії;
ЛА	літальний апарат;
ПГ	повітряний гвинт;
ТГВД	турбогвинтовий двигун;
ТГВД	турбогвинтовентиляторний двигун;
ТРДД	двоконтурний турбореактивний двигун;
ЕОМ	електронно обчислювальна машина;
СПГ	співвісний гвинт;
СУ	силова установка.

ВСТУП

Розробка перспективних магістральних та транспортних літаків, як правило, включає в себе оптимізацію основних параметрів літальних апаратів (ЛА) для досягнення найкращих показників технічної досконалості, а саме досягнення високої паливної ефективності та відповідних енерго-масових характеристик.

Зростаючий з кожним роком рівень вимог до характеристик ЛА і його силової установки (СУ) - з одного боку, і стрімкий розвиток обчислювальних технологій - з іншого, призводять до того, що істотно розширюються завдання щодо удосконалення та інтеграції систем та елементів ЛА і СУ, а завдання оптимізації доводиться вирішувати все в більш і більш складних постановках з урахуванням основних факторів впливу.

В першу чергу, це відноситься до найскладнішого механічному пристрою ЛА - його СУ, що складається з вхідного пристрою і двигуна, адже на створення нового покоління двигуна відводиться в 1,5...2 рази більше часу, ніж на створення самого ЛА [1].

Якщо раніше розвиток двигунів носив революційний характер, і удосконалення характеристик багато в чому було пов'язано з переходом до принципово нових типів двигунів, то сьогодні основні тенденції еволюції СУ пов'язані з досягненням максимального рівня досконалості кожного вузла та їх інтеграції [1].

Подальше вдосконалення авіаційних двигунів асоціюють з можливістю впровадження нових конструкційних матеріалів, нових технологій виготовлення, а також результатів математичного моделювання високого рівня на стадії розробки.

Глибина опрацювання проекту та обґрунтованість прийнятих технічних рішень багато в чому залежать від якості розрахункових методів, що використовуються.

Зокрема, проблема досягнення високої паливної ефективності магістральних та транспортних ЛА не може успішно вирішуватися без детального аналізу і мінімізації всіх складових втрат та досягнення максимальної ефективності його СУ.

Ретельне вивчення цих питань із залученням розрахункових методів дозволяє відшукати деякі додаткові можливості щодо підвищення ефективності силової установки літака.

Актуальність теми. У світі відомі турбогвинтовентиляторні двигуни (ТГВД) з кільцевою формою вхідного отвору для повітря, що розташовані безпосередньо за повітряним гвинтом [1].

Слід зазначити, що питома витрата палива авіаційного газотурбінного двигуна (ГТД) залежить, в тому числі, від втрат повного тиску повітря у вхідному пристрої (ВП). Тиск в зоні за гвинтом змінюється уздовж його діаметра. Причому біля основи повітряного гвинта через збурення, що вносяться корінною частиною лопатей, тиск найменшим, що є небажаним.

Недоліком такого ВП є те, що повітря подається в канал із зони, що розташована безпосередньо за корінною кромкою лопатейгвинтовентилятора. Втрати тиску повітря в каналі підведення повітря є причиною зниження економічності двигуна. Зниження втрат повного тиску у ВП перед компресором є одним з актуальних завдань, тому що вони призводять до збільшення питомої втрати палива, зниження питомої потужності, а нерівномірність потоку на вході в двигун є причиною нестійкої роботи компресора авіаційного ТГВД [2].

Дослідженню аеродинамічних характеристик вхідних пристроїв ГТД присвячено ряд наукових праць. Однак залишаються до кінця не вирішені питання щодо покращення ефективності вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. Отже, розробка заходів та рекомендацій щодо удосконалення характеристик дозвукового вхідного пристрою за рахунок зменшення втрат повного тиску шляхом вибору виду вхідного пристрою, його раціонального профілювання проточної частини із застосуванням сучасних

програмних засобів математичного моделювання для підвищення ефективності силової установки є актуальною науково-прикладною задачею.

Таким чином, тема дисертаційної роботи «Підвищення ефективності дозвукового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном» є актуальною науковою задачею, що має практичне значення для розробників і виробників авіаційних силових установок.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Подана робота є ініціативною і одночасно складовою частиною досліджень, що проводяться ДП «Івченко-Прогрес», ДП «Антонов» спільно з науковими установами Міністерства оборони України, Міністерства освіти і науки України та спрямовані на підвищення рівня ефективності СУ ЛА і пошук нових методів аеродинамічного вдосконалення їх вхідних пристроїв.

Робота відповідає основним напрямкам Стратегії відродження вітчизняного авіабудування на період до 2030 року, що схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 8 липня 2020 року № 851-р та Державній цільовій науково-технічній програмі розвитку авіаційної промисловості на 2021-2030 роки, що затверджено постановою Кабінету Міністрів України № 951 від 1 вересня 2021 року.

Матеріали дисертаційних досліджень частково викладені в науково-дослідних роботах і технічних звітах, що виконувалися ДП «Івченко-Прогрес».

Метою дисертаційної роботи є створення науково-методичного апарату для вирішення задачі підвищення ефективності вхідних пристроїв турбогвинтовентиляторних двигунів шляхом вибору раціональних значень геометричних параметрів та форми вхідного пристрою.

Задачі дослідження. Для досягнення мети роботи, що визначена, поставлені і вирішені наступні задачі:

1. Аналіз моделей і методів вирішення задач дослідження течії у співвісних гвинтовентиляторах і вхідних пристроях, вибір та обґрунтування моделі турбулентної в'язкості шляхом вирішення тестової задачі моделювання течії в

гвинтовентиляторі та в кільцевому вхідному пристрої турбогвинтовентиляторного двигуна.

2. Розробка науково - обґрунтованих рекомендацій щодо визначення кількості та значення відносної довжини хорди силових стійок кільцевого вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

3. Удосконалення методики проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

4. Оцінка впливу співвісного гвинтовентилятора на ефективність ковшового вхідного пристрою силової установки.

Науковим завданням дисертаційного дослідження є усунення невідповідності між рівнем сучасних вимог до значень параметрів та характеристик вхідних пристроїв силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном та обмеженими можливостями існуючого науково-методичного апарату щодо отримання науково - обґрунтованих рекомендацій для підвищення ефективності вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Об'єктом досліджень є вхідний пристрій авіаційної силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Предметом досліджень є геометричні та аеродинамічні характеристики вхідного пристрою авіаційної силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Методи дослідження. В роботі використовуються сучасні теоретичні та експериментальні методи дослідження: аналіз, синтез, математичне моделювання, метод скінчених елементів, методи побудови багатофакторної математичної моделі, методи оптимізації, методи статистичної обробки даних, прямі методи вимірювань аеродинамічних параметрів роботи силової установки прототипу під час льотних випробувань.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше розроблено науково-методичний апарат для вирішення задачі підвищення ефективності вхідних пристроїв турбогвинтовентиляторних двигунів, що включає в себе:

науково - обґрунтовані рекомендації щодо визначення значень відносної довжини хорди і кількості силових стійок вхідного пристрою кільцевого типу турбогвинтовентиляторного двигуна;

удосконалено методику проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

2. Отримала подальший розвиток теорія теплових двигунів у напрямку розрахунку параметрів ковшових пристроїв силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Практичне значення отриманих результатів. Полягає в можливості використання отриманих автором рекомендацій щодо параметрів вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна і розробленої удосконаленої методики проектування ковшового вхідного пристрою силової установки при проектуванні турбогвинтовентиляторних двигунів нового покоління або при модернізації існуючих турбогвинтовентиляторних двигунів, а саме:

отримано науково обґрунтовані рекомендації щодо кількості вхідних стійок кільцевого вхідного пристрою для турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення кількості вхідних стійок приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску. Так, при зменшенні кількості силових стійок в 2 рази (з 8 до 4) може привести до зменшення рівня втрат у вхідному пристрою та покращить значення коефіцієнту відновлення повного тиску лише на 0,32%, а з 8 до 3 – на 0,62%;

отримано науково обґрунтовані рекомендації щодо значень відносної довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення значень відносної довжини хорди силової стійки

приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску. Зменшення значень відносної хорди силової стійки на 10% збільшує коефіцієнт відновлення повного тиску на 1,1%, а зменшення хорди на 20% - на 2,5%.

Практичне значення отриманих результатів підтверджується Актом впровадження результатів, що одержані в дисертаційній роботі, на ДП «Івченка – Прогрес» (Додаток А), ДП «Антонов» (Додаток Б).

Особистий внесок здобувача. Основні положення теоретичних досліджень, розробка математичної моделі для розрахунково-експериментальних досліджень щодо впливу виду і варіантів раціонального профілювання та оптимізації геометричних параметрів елементів проточної частини вхідного пристрою на збурену течію в кільцевому і ковшовому каналі вхідного пристрою, обробка та аналіз результатів виконано в даній роботі особисто автором.

У наукових працях автора, що опубліковані у співавторстві, здобувачем: проведено чисельний експеримент з моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі і вхідному пристрої, проведено аналіз результатів (1-4, 7, 6, 10), досліджено удосконалення характеристик кільцевого вхідного пристрою авіаційної силової установки з гвинтовентилятором (2), розроблено методику проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном (4), проаналізовано результати (13).

Апробація результатів. Основні результати досліджень роботи доповідалися та обговорювалися на міжнародних конференціях: XXVI Міжнародний конгрес двигунобудівників (с.м.т. Лазурне), 6-11 вересня 2021р.; XXVII Міжнародний конгрес двигунобудівників, 5-10 вересня 2022р.; XXII Міжнародна науково-технічна конференція Асоціації спеціалістів промислової гідравліки і пневматики «Промислова гідравліка і пневматика», Київ, 17—18 листопада 2021 р., VII Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів «Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті», Київ, НАУ, 30 листопада 2021 р.; XXII Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми

науки»», Київ, НАУ, травень 2022 р.; X Всесвітній конгрес «Авіація в ХХІ столітті» – «Безпека в авіації та космічні технології», 28-30 вересня 2022 р., Національний авіаційний університет, Київ та на засіданнях кафедри авіаційних двигунів Національного авіаційного університету в 2020, 2021 і 2022 роках.

Достовірність отриманих наукових результатів роботи забезпечується коректним застосуванням математичного апарату для вирішення поставлених задач та підтверджується добрим узгодженням результатів розрахункових досліджень з результатами льотних випробувань та досліджень інших авторів, що виконані за апробованими методиками.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані: в 5 наукових статтях, опублікованих у журналах, що входять до переліку фахових видань України з технічних наук, у тому числі 4–категорії «Б» і 1 – Scopus, 8 тезах і матеріалах науково-технічних конференцій (Додаток В).

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку використаних джерел та 3 додатків. Основний матеріал викладено на 143-ох сторінках, 81-му рисунку, 7-ми таблицях. Бібліографія містить 157 найменувань робіт на 18-ти сторінках. Загальний обсяг дисертації складає 188 сторінки.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СХЕМ ВХІДНИХ ПРИСТРОЇВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК, ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЇХ ЕФЕКТИВНІСТЬ

1.1 Робочий процес вхідного пристрою авіаційної силової установки

Вхідні пристрої СУ призначені для забирання повітря з атмосфери, підводу повітря до двигуна та часткового перетворення кінетичної енергії набігаючого потоку в потенційну енергію стиснутого повітря з мінімальними втратами повного тиску [2].

Таким чином, вхідні пристрої виконують дві основні функції.

По-перше, вони забезпечують потрібне поле швидкостей на вході до двигуна.

По-друге, здійснюють перетворення енергії швидкісного напору в тиск.

З метою забезпечення максимально можливої потужності і мінімально можливої питомої витрати палива реалізація цих функцій вхідного пристрою повинна здійснюватися з мінімальними втратами.

Значення коефіцієнту відновлення повного тиску має значний вплив на основні параметри двигуна (питому витрату палива та тягу) і тому є одним із основних критеріїв ефективності вхідного пристрою.

Для зменшення втрат в процесі стиснення повітря, площі прохідних перерізів вхідного пристрою обирають такими, щоб на розрахунковому режимі польоту забезпечувалась розрахункова швидкість потоку на вході до двигуна.

У каналі вхідного пристрою при змінах площі перерізів можливо гальмування або прискорення потоку.

Саме тому, для дозвукових швидкостей польоту в СУ ЛА використовують вхідні пристрої, що розрізняються, в основному формою внутрішнього каналу (див. рис. 1.1) [2]:

звужений канал (рис.1.1,*a*);

розширений канал (рис.1.1,б);

канал, що з початку розширюється, а потім звужується (рис.1.1,в).

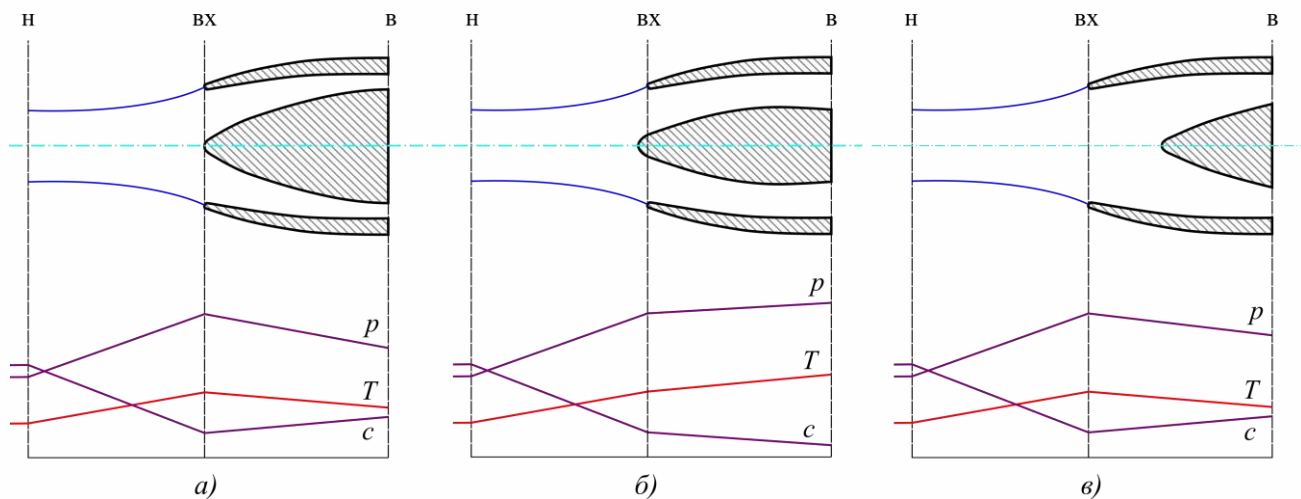


Рисунок. 1.1 – Схемиканалів дозвукового вхідного пристрою

Зміна тиску – p , температури – T та швидкості – c для кожної форми каналу вхідного пристрою, що наведено на рис. 1.1. показує яким чином необхідно спрофілювати канал вхідного пристрою для забезпечення необхідної швидкості потоку і рівномірності потоку на вході до двигуна на розрахунковому режимі.

Схема роботи дозвукового вхідного пристрою наведена на рис. 1.5.

Внутрішній канал дозвукового вхідного пристрою, що працює в діапазоні чисел M від 0 до 0,7...0,95, розширюється, дозвуковий потік, що рухається каналом, гальмується і тиск повітря зростає. Зростання тиску залежить від ступеня розширення каналу дифузора.

Вхідні кромки дозвукових дифузорів виконуються закругленими, щоб отримати плавне обтікання для запобігання зриву потоку на вході.

Значний вплив на характер течії потоку на вході в дозвуковий дифузор має швидкість польоту і режим роботи двигуна.

В залежності від швидкості польоту на вході у вхідний пристрій можливі три характерні режими повітряного потоку перед входом (див. рис. 1.2).

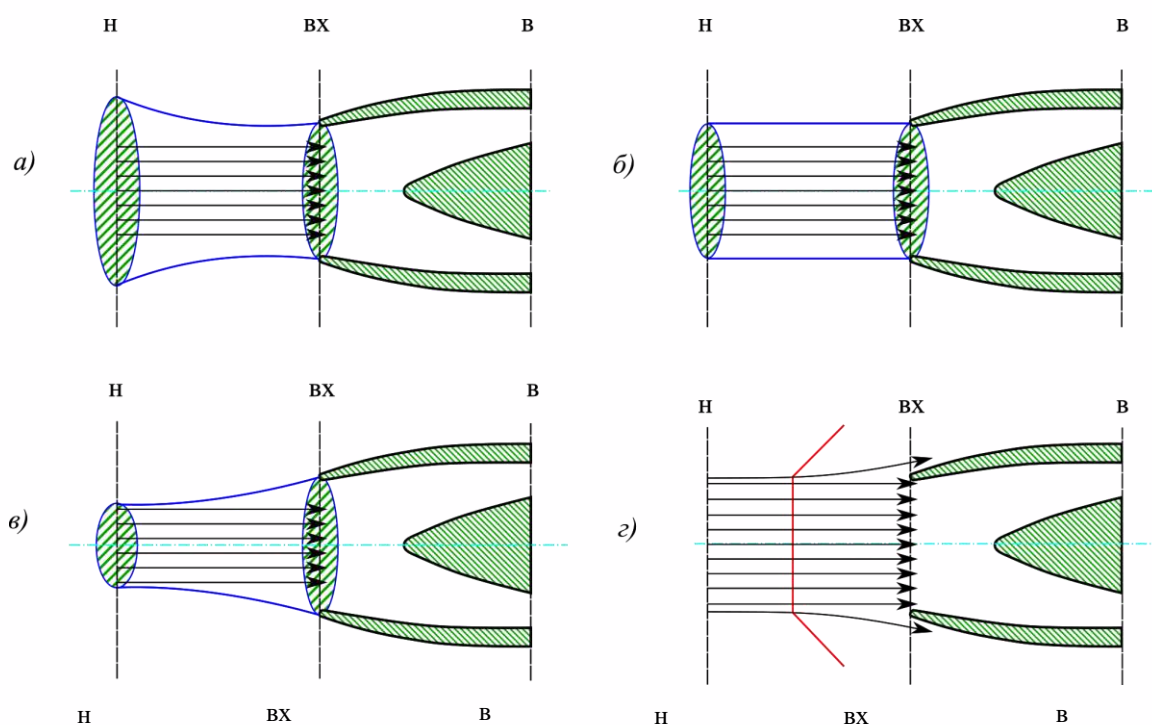


Рисунок 1.2 – Потік у дозвуковому вхідному пристрої:

a – розгін дозвукового потоку $V_0 = 0$; *б* – незмінний дозвуковий потік $V_0 = V_{\text{ВХ}}$; *в* – гальмування дозвукового потоку $V_0 > V_{\text{ВХ}}$; *г* – надзвуковий потік.

При роботі двигуна на місці (рис. 1.2, *a*), коли $V_{\text{Н}} = 0$, потік перед вхідним пристроєм прискорюється від нульової швидкості незбуреного потоку до швидкості на вході $V_{\text{ВХ}}$, що потім гальмується в каналі вхідного пристрою.

При швидкостях $V_{\text{Н}} = V_{\text{ВХ}}$ (рис. 1.2, *б*) повітряний потік входить до вхідного пристрою без зміни своєї форми, гальмування потоку відбувається в каналі вхідного пристрою.

При швидкості $V_{\text{Н}} > V_{\text{ВХ}}$ (рис. 1.2, *в*) перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну починається ще перед входом в дифузор і закінчується в його каналі. Найкращим режимом роботи дозвукового вхідного пристрою є такий, при якому $V_{\text{ВХ}} \approx 0,5 \cdot V_{\text{Н}}$ [2].

За цих умов перед входом утворюється потік гальмування, в якому реалізується до 75% ступеня підвищення тиску.

Гальмуванням потоку до входу у вхідний пристрій знижуються гідравлічні втрати в дифузори, так як повітря проходить по його каналу з меншими швидкостями, що особливо важливо при довгих та скривлених підвідних каналах, що характерно для ковшових и лобових вхідних пристроїв.

Значне гальмування потоку перед вхідним пристроєм призводить до великих кутів притоку повітря до кромки обичайки, збільшенню швидкості потоку на зовнішній поверхні вхідного пристрою і може викликати або зрив потоку, або утворення місцевих надзвукових зон. Обидва ці явища призводять до значного росту зовнішнього опору.

1.2 Основні параметри та характеристики вхідних пристроїв авіаційної силової установки

Вхідний пристрій повинен забезпечувати мінімальний зовнішній опір та мінімально можливі втрати повного тиску при гальмуванні потоку, що потрапляє в двигун, а також подачу відповідної витрати повітря до двигуна на всіх режимах його роботи і польоту ЛА [1, 2].

Крім того, вхідний пристрій повинен забезпечувати стійкий потік повітря при всіх умовах польоту і рівномірне поле швидкостей та тиску на вході в двигун, так як від цього залежить режим роботи компресора.

Ефективність роботи вхідного пристрою оцінюється за допомогою ряду коефіцієнтів [2]:

ступем підвищення тиску - $\pi_{\text{ВХ}}$;

відновлення повного тиску - $\sigma_{\text{ВХ}}$;

втрати повного тиску - δ ;

зовнішнього опору - $C_{\text{ХВХ}}$;

витрати - φ .

1. Ступінь підвищення тиску у вхідному пристрої - $\pi_{\text{ВХ}}$ є відношення тиску повітря на виході з вхідного пристрою - p_{AIP} до атмосферного тиску - p_{in}

$$\pi_{\text{ВХ}} = \frac{p_{\text{AIP}}}{p_{\text{in}}}. \quad (1.1)$$

2. Коефіцієнтом відновлення повного тиску вхідного пристрою - $\sigma_{\text{ВХ}}$ є відношення повного тиску на виході із вхідного пристрою - $p_{\text{В}}^*$ до повного тиску незбуреного потоку перед силовою установкою - p_{H}^* :

$$\sigma_{\text{ВХ}} = \frac{p_{\text{В}}^*}{p_{\text{H}}^*}. \quad (1.2)$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску характеризує втрати повного тиску при підведенні повітря до двигуна. Чим більше коефіцієнт відновлення повного тиску вхідного пристрою, тим вище, при заданому режимі польоту, ступінь підвищення тиску у вхідному пристрої і більша витрата повітря через двигун - $G_{\text{П}}$.

Розмір коефіцієнту відновлення повного тиску має значний вплив на питому витрату палива - C_e та тягу гвинтовентилятора - $R_{\text{ВВ}}$.

Так, наприклад, на режимі максимальної тривалості (МТ) роботи СУ при швидкості польоту $M_{\text{П}} = 0,4313$ на висоті $H_{\text{П}} = 4367,27$ м, зниження коефіцієнту відновлення повного тиску у вхідному пристрої на 1% призводить до збільшення питомої витрати палива на 0,6% (див. рис. 1.3) та зменшення тяги двигуна на 1,2% (див. рис. 1.4) [3].

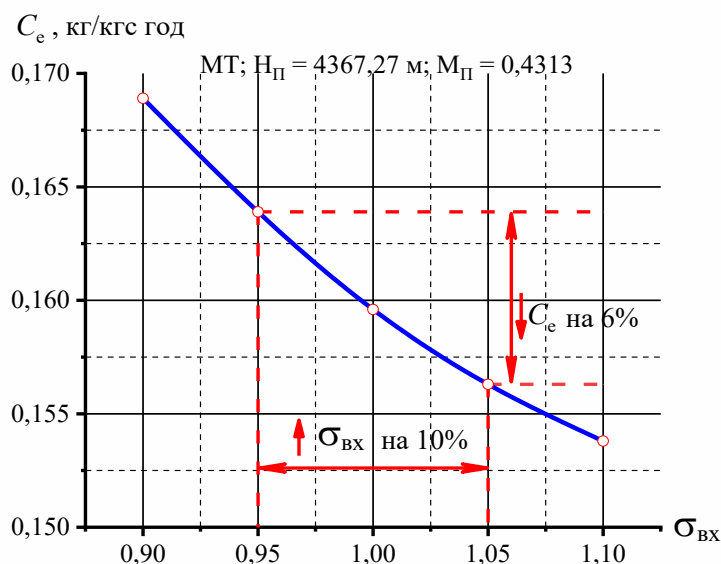


Рисунок 1.3 – Залежність питомої витрати палива від коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою

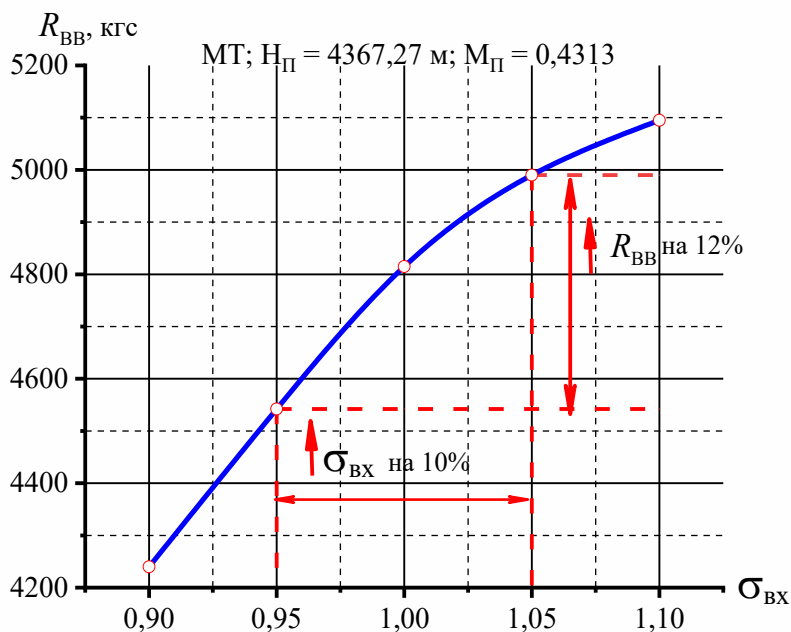


Рисунок 1.4– Залежність тяги двигуна від коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою

При дозвукових швидкостях польоту стиснення повітря у вхідному пристрої за рахунок швидкісного напору супроводжується незначними втратами на тертя і вихроутворення.

3. Втрати повного тиску (у відсотках від початкового значення - p_H^*) оцінюються, відповідно, коефіцієнтом втрат

$$\delta = (1 - \sigma_{\text{BX}}) \cdot 100\%. \quad (1.3)$$

4. Коефіцієнтом витрати вхідного пристрою - φ є відношення площі перетину незбуреного потоку повітря F_H , що проходить через двигун, до лобової площі вхідного перетину обичайки F_{BX} :

$$\varphi = \frac{F_H}{F_{\text{BX}}}. \quad (1.4)$$

Для визначеного вхідного пристрою його геометрична площа входу - F_{BX} відома, тому коефіцієнт витрати однозначно визначає площу потоку робочого тіла на вході до вхідного пристрою, а відповідно, витрату повітря через двигун, при відомих зовнішніх умовах (температурі - T_H , тиску - p_H , густини - ρ_H зовнішнього повітря і швидкості польоту - $V_{\text{П}}$) визначається за формулою [2]:

$$G_{\text{П}} = F_H \cdot \rho_H \cdot V_{\text{П}}. \quad (1.5)$$

4. Коефіцієнт зовнішнього опору вхідного пристрою - $C_{x_{\text{BX}}}$ є відношенням зовнішнього опору вхідного пристрою - X_{BX} , що є від'ємною складовою тяги двигуна, до швидкісного напору набігаючого потоку - q_H та площі міделевого перетину вхідного пристрою F_{midBX} :

$$C_{x_{\text{ВХ}}} = \frac{X_{\text{ВХ}}}{q_{\text{H}} \cdot F_{\text{midВХ}}}; \quad (1.6)$$

$$q_{\text{H}} = \frac{\rho_{\text{H}} \cdot V_{\text{П}}^2}{2} = \frac{k}{2} \cdot p_{\text{H}} \cdot M_{\text{П}}^2, \quad (1.7)$$

де ρ_{H} – густина повітря; $V_{\text{П}}$ – швидкість польоту; $M_{\text{П}}$ – число Маха польоту; p_{H} – тиск незбуреного потоку; k – коефіцієнт адиабати.

Опір дозвукових вхідних пристроїв в значній мірі залежить від коефіцієнта витрати повітря, що визначає характер обтікання вхідного пристрою.

Якщо $\varphi = 1$, то $F_{\text{ВХ}} = F_{\text{H}}$, $V_{\text{ВХ}} = V_{\text{H}}$, тобто потік залишається незбуреним до входу вхідного пристрою.

При $\varphi < 1$ площа $F_{\text{H}} < F_{\text{ВХ}}$ і потік ще до входу в дифузور починає гальмувати; перед ним виникає криволінійний стрибок ущільнення (рис. 1.5, з).

Перед входом до дифузору виникає прямий стрибок, поверхня якого перпендикулярна напрямку потоку повітря. Привіддалені від обичайки вхідного пристрою, стрибок стає косим і на значній відстані від дифузору переходить в хвилю стиснення. За прямим стрибком ущільнення швидкість потоку стає дозвуковою, потік повітря на вході в дифузор залишається таким же. Поява стрибка ущільнення призводить до росту втрат повного тиску та зменшення коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою.

При обтіканні дозвуковим потоком випуклих передніх крайок вхідного пристрою поблизу них відбувається зниження тиску і з'являється так звана всмоктувальна сила вхідного пристрою, що направлена назустріч набігаючого потоку. Ця сила зазвичай оцінюється коефіцієнтом - $c_{\text{рвх}}$.

Найбільшого значення всмоктувальна сила досягає при закруглених передніх крайках вхідного пристрою та криволінійних обводах носової частини літального апарату і виявляється незначною при загострених передніх кромках вхідного пристрою.

Значення коефіцієнту зовнішнього опору - $C_{x_{\text{ВХ}}}$ для кожного типу вхідного пристрою визначаються експериментально і приводяться у вигляді графіків залежності від коефіцієнта витратита швидкості польоту

$$C_{x_{\text{ВХ}}} = f(\varphi, V_{\text{П}}). \quad (1.8)$$

Значення коефіцієнту зовнішнього опору дозвукових вхідних пристроїв при $M < 0,8$ складають біля 0,05 ... 0,10 та майже не змінюється в залежності від швидкості польоту.

На швидкостях польоту, що відповідають $M > 0,8$, у дозвукових вхідних пристроїв з плавними передніми крайками відбувається різке збільшення зовнішнього опору, головним чином, за рахунок хвильового опору. На цих швидкостях силівсмоктуваннявже не компенсують зростання опору. Тому у вхідних пристроях призначених для роботи на великих надзвукових швидкостях, передні крайки повинні виконуватись гострими.

Отже, коефіцієнт зовнішнього опору вхідного пристрою має значний вплив на тягу двигуна та ϵ , також, одним із основних критеріїв ефективності вхідного пристрою.

До вхідних пристроїв пред'являють такі вимоги [1-4]:

мінімальні втрати повного тиску повітря в процесі його підводу до двигуна, що характеризується коефіцієнтом збереження повного тиску;

мінімальний зовнішній опір, що характеризується коефіцієнтом зовнішнього опору;

рівномірність повітряної течії (поля швидкостей і тиску) на вході в компресор, що характеризується коефіцієнтами радіальної нерівномірності:

$$\Delta \bar{\sigma}_r = \left(1 - \frac{P_{r_{\text{max}}}}{P_0} \right) \cdot 100\%, \quad (1.9)$$

де $P_{r_{\text{max}}}$ – максимальний тиск в будь-якому радіальному перетині;

p_0 – середній тиск в тому ж перетині

та колової нерівномірності:

$$\Delta \bar{\sigma}_k = \left(1 - \frac{p_{k \max}}{p_0} \right) \cdot 100\%, \quad (1.10)$$

де $p_{k \max}$ – максимальний осереднений тиск в коловому перетині;

p_0 – середній тиск в тому ж перетині.

Радіальна нерівномірність (рис. 1.5) характеризується осьовою симетрією повного тиску і швидкості повітря та їх зміною вздовж радіуса.

Колова нерівномірність (рис. 1.6) характеризується порушенням осьової симетрії потоку і на колі одного радіуса можна виділити ділянки з різними параметрами повітря.

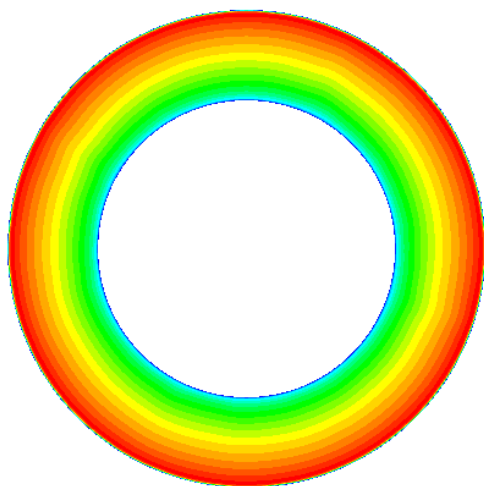


Рисунок 1.5 – Радіальна нерівномірність потоку за вхідним пристроєм

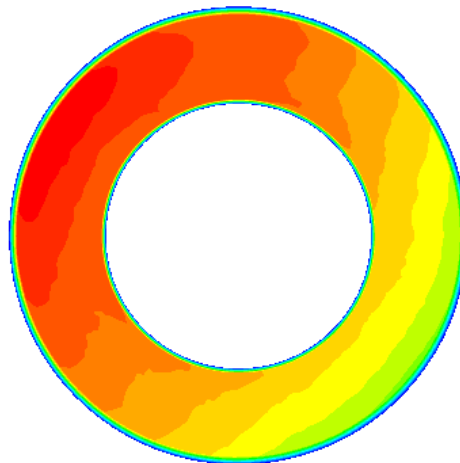


Рисунок 1.6 – Колова нерівномірність потоку за вхідним пристроєм

Стабільність повітряної течії на будь яких умовах польоту і режимах роботи двигуна, що характеризується інтенсивністю пульсацій потоку:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\bar{u}^2}}{U}; \quad (1.11)$$

де \bar{u} - миттєва швидкість потоку;

U - середня швидкість потоку;

простота конструкції, мала маса і габаритні розміри;

ефективний захист двигуна від попадання в проточну частину сторонніх предметів.

За реальних умов експлуатації двигунів на літальних апаратах спостерігаються різні види нерівномірності потоку (полів тиску та швидкості) на вході в компресор. Зазичай нерівномірність умовно поділять на радіальну та колову.

Радіальна нерівномірність є результатом накопичення примежового шару за довжиною вхідного пристрою, а колова - в більшості випадків виникає через скошення потоку на підвищених кутах атаки літального апарату, а також наявністю стоек та обтікачів у тракті вхідного пристрою.

Наявність нерівномірності, як радіальної, так і колової, призводять до появи зон понижених та підвищених осьових швидкостей у порівнянні з початковим рівномірним полем швидкостей.

В зонах з пониженою швидкістю кути атаки збільшується, що може призвести до появи або розвитку зриву зі спинки лопаток, а в зонах зі збільшеною швидкістю потоку може виникати зрив із коритця лопаток. Розвиток зриву із спинки лопатки призведе до здвигу границі нестійкості в напрямку збільшення витрати повітря та зменшення запасу газодинамічної стійкості.

В процесі подальшого стиснення параметри потоку поступово вирівнюються.

Проте за сильної нерівномірності на вході в двигун – повного вирівнювання параметрів потоку навіть на виході з компресора не відбувається. Виникнення або посилення зриву потоку з лопаток при нерівномірному потоці, вирівнювання параметрів потоку призводить до додаткових втрат і зниження ККД компресора і ступеня підвищення тиску компресора.

Отже, з перелічених вище вимог до вхідних пристроїв, можна зробити висновок, що забезпечення потрібної витрати повітря при мінімальних втратах

повного тиску і мінімальним зовнішнім опором – основні вимоги, що пред'являються до вхідних пристроїв [1, 2].

Виходячи з перелічених вище вимог, що пред'являються до вхідних пристроїв, основні дослідження вхідних пристроїв спрямовують на [5-10]:

пошук оптимальних схем гальмування потоку в стрибках ущільнення;
визначення впливу густини потоку на ефективність процесу його гальмування;

розробку методів регулювання вхідних пристроїв в широкому діапазоні швидкостей;

зниження рівня радіальної та колової неоднорідності потоку на виході з вхідного пристрою на всіх режимах польоту;

вирішення проблеми інтерференції гвинтовентилятора (повітряного гвинта), вхідного пристрою та двигуна.

1.3 Аналіз впливу співвісного гвинтовентилятора на течію у вхідному пристрої

Аналіз робіт присвячених проблемам розвитку двигунобудування показує, що у широкому відкритому доступі відсутні публікації, що пов'язані із вирішенням задач інтерференції співвісного гвинтовентилятора з вхідним пристроєм турбогвинтовентиляторного двигуна. Як правило, процеси доводки силової установки спрямовані на отримання найкращих характеристик з точки зору окремого вузла [4-10].

Вважається, що на вході до двигуна (виході з вхідного пристрою) необхідно мати потік робочого тіла з найменш можливим коефіцієнтом нерівномірності та нестационарності, але застосування деяких засобів для коригування потоку, наприклад, надроторного пристрою [11, 12], приводять до незначного зменшення нерівномірності потоку в каналі, проте ефективність таких пристроїв зменшується і як наслідок – зменшується ККД силової установки в цілому.

Отже, необхідно враховувати та поєднувати отримані результати при розрахунку одного вузла з розрахунком наступного.

Чимало праць присвячено оптимізації та модифікації самого вхідного пристрою, але без урахування впливу гвинта попереду [6, 13-18].

Щодо розрахунків самих повітряних гвинтів і течії за ними, то розроблено чимало різних методик, що дозволяють отримати уявлення про аеродинамічні процеси [1, 7, 9, 10, 19] та дають змогу визначити параметри потоку в каналі перед компресором.

Але в цих дослідженнях проведено окремий розрахунок течії у вхідному пристрої, тракті та перед першим ступенем компресору низького тиску та враховано основні параметри режиму роботи і критерії ефективності вхідного пристрою.

В даних роботах зазначено, що значні труднощі виникають при розробці гвинтовентиляторів з високою ефективністю на зльоті.

Збільшення навантаження на площу, що обмітається гвинтом, у зв'язку зі зменшенням діаметра гвинтовентилятора порівняно з діаметром звичайного гвинта призводить до зменшення гранично можливих значень тяги.

Збільшення кількості і ширини лопатей при зменшенні діаметра дає змогу одержати прийнятні розміри коефіцієнта підйомної сили в перерізах лопаті й усунути небезпеку виникнення зривного флатера.

Інші засоби зниження профільних втрат, що становлять 4...8% потужності, неефективні через малу відносну швидкість обтікання лопатей.

Концепція гвинтовентиляторної силової установки поєднує наступні перспективні розробки і елементи турбогвинтових і двоконтурних двигунів: високу навантаженість на обмітаєму поверхню, шаблевидні лопаті, аеродинамічно-довершену мотогондолу на крилі, сучасний турбовальний двигун.

Як відомо, гвинтовентилятор є відкритим вентилятором або вентилятор без кожуха, споряджений двигуном того ж рівня техніки, що і конкуруючий з ним ТРДД.

В результаті такого синтезу силова установка характеризується значно меншою витратою палива, ніж силова установка на базі ТРДД.

Проведено велику кількість досліджень щодо використання таких силових установок в дозвуковій авіації, і всі ці дослідження показали значну економію палива, що отримується при використанні гвинтовентиляторної силової установки [20-23].

Можливість економії палива, при використанні на перспективних літаках гвинтовентиляторної силової установки, складає 15-20 % для комерційної авіації і 25-35 % для військової (літаки бойового патрулювання та військово-транспортні) в порівнянні з літаками, що оснащені ТРДД такого ж рівня [2, 7,9, 10, 20-23].

Отриманий ефект залежить від конкретного призначення літака, від крейсерської швидкості, дальності польоту і інших умов.

В доповнення до економії палива і скороченню витрат на життєвий цикл літака з гвинтовентиляторною силовою установкою висувуються вимоги щодо зменшення рівня шуму також на режимі зльоту і посадки. Для них можуть бути використані більш короткі злітні смуги, ніж для подібних літаків з ТРДД.

Технічне вдосконалення двигунів і літаків з цими двигунами взаємопов'язане і потребує роботи як над окремими найбільш важливими елементами, так і над всією системою в цілому.

Наприклад, актуальним є вивчення і дослідження швидкості течії за гвинтовентилятором, з метою дослідження впливу закрутки течії на роботу вхідного пристрою і характеристики крила.

Більшість досліджень, що проведені за останні роки, спрямовані на розробку високоефективних систем і, як наслідок, на досягнення максимальної економії палива і мінімізацію експлуатаційних витрат у поєднанні з забезпеченням припустимого шуму в зоні аеропорту, прийнятної комфортності всередині літака і високої міцності і надійності конструкції, забезпечуючи безпеку експлуатації [21-25].

При установці гвинтовентиляторної силової установки на літаку можливе погіршення аеродинаміки силової установки, зниження її ККД, збільшення шуму вближньому полі за умов крейсерського польоту (що тягне за собою збільшення ваги фюзеляжу) або збільшення витрат на технічне обслуговування.

Проте льотні випробування показують значні переваги використання гвинтовентилятора. Деякі ключові проблеми вже вирішено, а саме, підвищено ККД гвинта, знижено шум гвинта в дальньому полі, забезпечено технічне обслуговування систем. Інші питання досліджень знаходяться на різних стадіях вирішення: експериментальних, теоретичних та льотних випробувань.

Деякі питання можуть бути вирішені на моделях малого масштабу, але результати досліджень конструкції повітряного гвинта, комфорту внутрішніх приміщень літака і вхідних пристроїв двигунів необхідно перевіряти лише за умов якісного математичного моделювання і їх верифікації та підтвердження льотними випробуваннями.

Розробка гвинтовентилятора потребувала розвитку розрахункових методів в галузі аеродинаміки, акустики і міцності конструкції, щоб обґрунтувати переваги гвинтовентиляторної силової установки перед звичайними турбогвинтовими двигунами. Однак, майже у всіх випадках методологія розрахунку розвивалась на основі вже існуючих методик розрахунку гвинтовентиляторних силових установок з ТРДД. Лопаті гвинтовентилятора відрізняються від лопатей повітряного гвинта турбогвинтового двигуна тим, що мають більшу шаблеподібність і підвищене навантаження, а швидкість течії біля кінцівок лопатей в крейсерському польоті перевищують швидкість звуку.

Характерний традиційно високий ККД гвинтовентилятора зберігається до числа $M=0,80$ за рахунок використання більш тонких аеродинамічних профілів і шаблевидної форми лопатей з ціллю підвищення ефективного критичного числа Маха в кожному перерізі лопаті і мінімізації втрат, що пов'язані зі стисливістю течії. Типові залежності ККД силової установки ТВД, ТРДД і ТГВД наведені на рис. 1.7 [26].

Результати дослідження полів тисків та швидкостей в течіях за гвинтами [1, 26] показують (див. рис. 1.8 та 1.9), що умови роботи гвинта (q – питоме навантаження на обмітаєму гвинтами площу, n – частота обертання гвинтів) збільшують тиск за гвинтом.

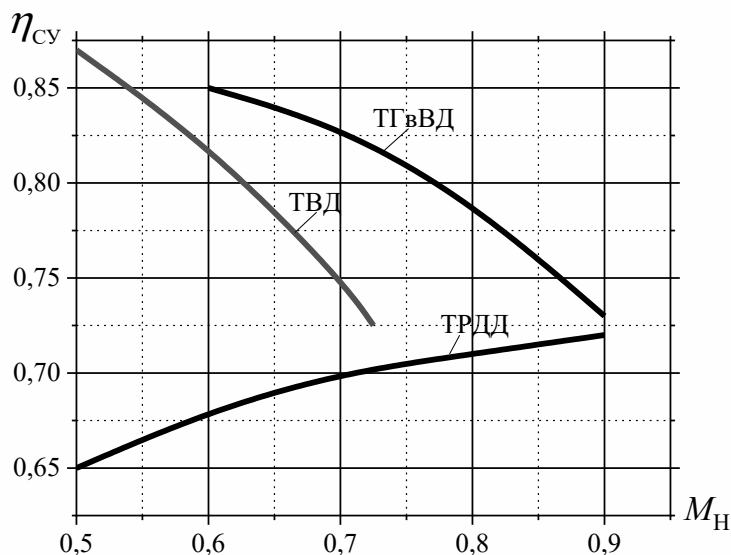


Рисунок 1.7 – Типові залежності ККД силової установки з ТГВД, ТРДД і ТГВД від числа M_n польоту

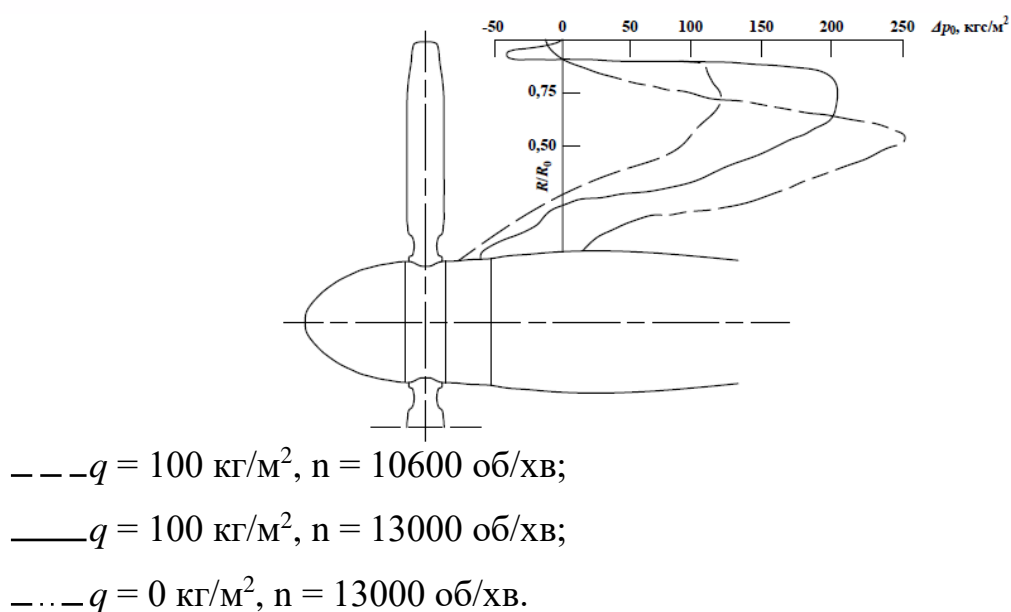


Рисунок 1.8 – Зміна повного тиску за гвинтом

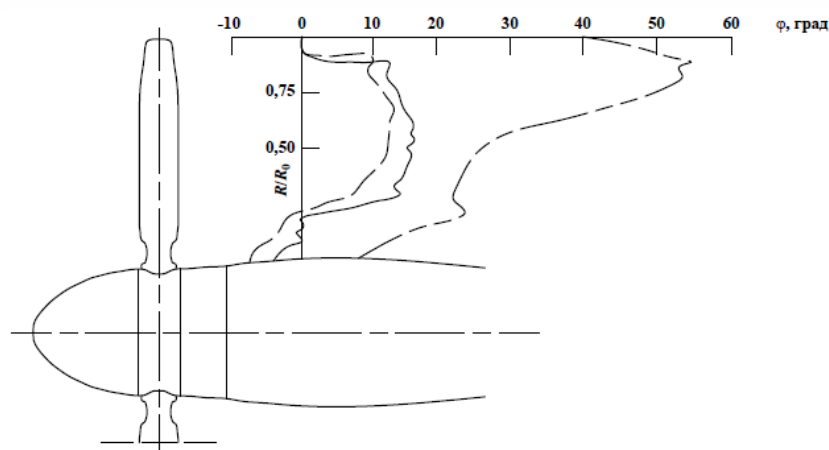
На рис. 1.8 видно, що внутрішня частина лопаті гвинта працює незадовільно, можливо, або із-за недостатньої закрутки лопаті, або із-за нерационального профілю в цьому районі.

Від'ємні тиски, заміряні в кінцевій частині лопатей, викликані, можливо, низьким статичним тиском в ядрах кінцевих вихорів [26].

На рисунку 1.9 показані дані про кути закрутки течії за гвинтом.

На час цих вимірів гондола двигунів встановлювалась достатньо далеко від горизонтального оперення, так що вимірювання представляють характеристики «вільного» гвинта.

Як і можна було очікувати, існує взаємозв'язок між малим зростанням тиску гальмування і малим кутом закрутки течії.



--- $q = 100 \text{ кг/м}^2$, $n = 10600 \text{ об/хв}$;

— $q = 100 \text{ кг/м}^2$, $n = 13000 \text{ об/хв}$;

- · - · $q = 0 \text{ кг/м}^2$, $n = 13000 \text{ об/хв}$.

Рисунок 1.9 – Зміна кутів закрутки течії за гвинтом

Середнє значення кута закрутки течії складає біля 15 градусів.

Тож збільшена кількість лопатей гвинтовентилятора призводить до підвищення ідеального ККД при заданій завантаженості гвинта.

Середні і верхні частини лопатей профілюються за методом несучої вихрової лінії. Цей метод враховує вплив стисливості повітря і розроблений спеціально для гвинтовентилятора, він також враховує вплив саблеподібності кінчиків лопатей і умови їх трансзвукового обтікання течією.

Метод оснований на використанні експериментальних даних для ізольованих профілів, що обтікаються стисливою течією, в який вносяться поправки на взаємовплив профілів в решітці, шаблеподібність і кінцеві ефекти. Цей метод для стисливої течії використовується спільно з існуючими програмами аеродинамічного розрахунку, в яких визначаються поле течії на вході і оптимальна кривизна і закрутка. Існуючі програми являють собою стандартні методики розрахунку повітряних гвинтів. При розрахунку комлевих і зовнішніх частин лопаті враховується форма поверхні за гвинтом, що обтікаються.

Форма гондоли двигуна також має бути врахована при розрахунку характеристик повітряного гвинта, так як гондола діє як перепона, на котрій відбувається гальмування течії і зміна форми ліній току.

Результати таких досліджень мають дуже важливе значення для визначення якості течії перед вхідним пристроєм.

В усіх розрахунках моделей використані стандартні аеродинамічні профілі серії 16 для зовнішніх частин лопатей і серії 65 або утворені дугами кола – для комлевих частин.

При розрахунку профілів передбачалось, що при кутах саблеподібності, що забезпечують докритичне обтікання кінчиків лопатей, використання покращених профілів не дасть великого виграшу.

Використання перспективних профілів могло б призвести до зменшення кута саблеподібності, але як показано нижче, максимальна саблеподібність відповідає потребам акустики.

Наразі наукові організації працюють над розвитком методів несучої поверхні. Ці методи забезпечують високу точність, але являються складними і трудомісткими у використанні [19-20].

Для багатьох звичайних турбогвинтових двигунів зміною фази за хордою і за розмахом лопаті можна знехтувати без істотного погіршення в точності розрахунку. Однак, для гвинтовентилятора ці зміни стають більш важливими для точності розрахунку внаслідок властивих лише йому більших чисел M течії, більшої кількості лопатей і більших відношень хорди лопаті до діаметру [21].

Більшість авіаційних фірм провели оцінки літаків з турбогвинтовентиляторною установкою для числа $M=0,8$, на крейсерському режимі польоту, зокрема, дали незалежні оцінки втрат від установки гвинтовентилятора [20-24].

Результати цих розрахунків змінюються в широких межах від втрат, дещо менших, ніж втрати при установці ТРДД з високим ступенем двоконтурності, до втрат що перевищують цей рівень в два рази. Але навіть за умови найбільших установочних втрат виходить значна економія палива.

При першому експериментальному дослідженні на базі НДЦ ім. Еймса використана установка для моделювання течії за гвинтом при вивченні її взаємодії зі суперкритичним крилом, що працює на стисненому повітрі. При цьому замірялась швидкість і закрученість течії. Вагові вимірювання показали, що для режиму польоту $M=0,8$ інтерференційний опір сягає 3 % опору комбінації крило – фюзеляж для двохдвигунових схем [27].

В результаті досліджень виявлено, що опір крила зменшується при великих кутах закручування течії, що означало можливість сприятливої інтерференції.

Крім того, опір зменшувався при скосі течії вверх на внутрішніх частинах крила в порівнянні з випадком скосу течії вверх на зовнішніх частинах крила.

Результати досліджень впливу нерівномірності поля течії на роботу гвинтовентилятора виявили тенденцію збільшення напруги зі збільшенням швидкості потоку і його нерівномірності.

Особливо важливе питання, що стосується силової установки, відноситься до вхідних пристроїв силових установок з гвинтовентилятором. Бажано, щоб

канал вхідного пристрою забезпечував надходження в компресор повітря з мінімальним ступенем неоднорідності і з мінімальними втратами повного тиску.

Виконання цих вимог, типових для ТГвВД, в даному випадку ускладняється в зв'язку зі специфічними особливостями течії за гвинтовентилятором, для котрого характерні більш висока швидкість і закрученість.

У світовій практиці конструкцій ТГвВД найбільш поширеною є схема з виносним редуктором і ковшовим вхідним пристроєм, що дає змогу забезпечити необхідний запас газодинамічної стійкості.

У вітчизняній практиці двигунобудування навпаки більш уживаною є співвісна схема з кільцевим вхідним пристроєм [1,2, 4].

Проаналізувавши конструктивно-компонувальні схеми ТГвВД можна побачити, що у більшості з них у компресорах використовуються відцентрові ступені, що вимагає більш уважного ставлення до якості вхідних пристроїв. Адже щодо осьових компресорів є значна кількість матеріалів досліджень щодо впливу нерівномірності потоку на їх роботу [29-36].

Складність моделювання вхідних патрубків відцентрових компресорів полягає у тому, що замість вхідних патрубків осьового типу в таких схемах часто виникає необхідність у застосуванні каналів радіально-осьового типу, які б забезпечували поворот течії з радіального напрямку в осьовий.

Патрубки розподіляються на колінчаті, радіально-кільцеві, спіральні симетричні і несиметричні, або з тангенційним підводом робочого тіла.

В випадках, коли не потрібно забезпечувати рівномірні умови на вході в компресор, використовуються прості колінчасті патрубки.

При використанні вхідних пристроїв спірального типу з тангенційним підводом повітря виникає закрутка течії на вході в компресор, яку необхідно враховувати разом з нерівномірністю поля швидкостей і тисків.

В математичному плані основні складнощі, що виникають при моделюванні інтегрованої течії полягають в тому, що при розрахунку течій в окремих вузлах

(гвинтовентилятор, вхідний пристрій, компресор і т.д.) використовуються різні математичні моделі [37-40].

Для того щоб зв'язати їх в єдине ціле і отримати повну картину необхідна дуже потужна обчислювальна техніка, а тому при розробці двигуна проводять натурний експеримент, або стендові дослідження.

Отже, незважаючи на досить значне вдосконалення техніки та методик математичних випробувань моделей, відсутні дослідження проблеми інтерференції параметрів працюючого повітряного гвинта та вхідного пристрою двигуна.

Льотні випробування літака з турбогвинтовентиляторною силовою установкою для оцінки характеристик повітряного потоку на вході до двигуна з модернізованим гвинтовентилятором в експлуатаційному діапазоні висот і швидкостей показали, що мінімальне значення коефіцієнта відновлення повного тиску на вході до двигуна при максимальній швидкості польоту (максимальному значенні числа M , висоті $H=7300$ м) при роботі на режимі малого газу (МГ) складає 0,926. Модернізація гвинтовентилятора (відстань між переднім і заднім вентиляторами збільшена на 300 мм при разнесення рядів та за рахунок збільшення валу вперед на 100 мм при посиленні редуктора) дозволила збільшити коефіцієнт відновлення повного тиску на 3,6% [41].

Як зазначалось вище, складність даних досліджень полягає у необхідності розробки математичної моделі, що враховує турбулентність потоку за повітряними гвинтами та зміну тертя в проточній частині вхідного пристрою.

1.4 Аналіз впливу форми вхідного пристрою на його аеродинамічні характеристики

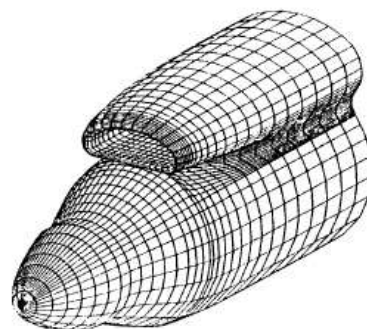
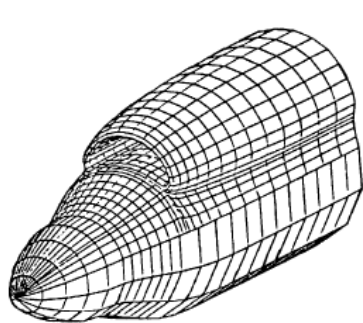
Дослідження співвісних гвинтовентиляторів і вхідних пристроїв силової установк для використання на літаках до числа $M_{\Pi} \approx 0,8$ показали [39-41], що на

параметри течії у вхідному пристрої і їх характеристики суттєво впливає форма вхідного пристрою.

У роботі [40] експериментально досліджено кільцеві і ковшові вхідні пристрої для силових установок з турбогвинтовимидвигунами.

Проведені експериментальні дослідження в діапазоні числа Маха від 0,2 ...0,8 конфігурації вхідних пристроїв з одинарним і подвійним ковшом та кільцевий вхідний пристрій.

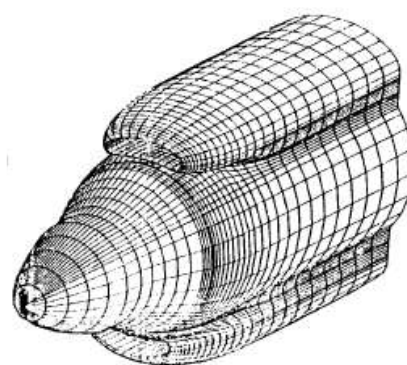
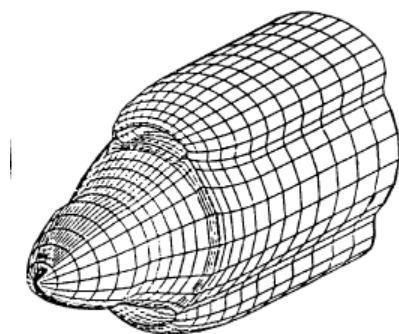
При дослідженні одинарних (рис. 1.10) і подвійних ковшових вхідних пристроїв (рис. 1.11) розглянуто відведення примежового шару на вході до пристрою.



а) без відведення примежового шару

б) з відведенням примежового шару

Рисунок 1.10 – Одинарний ковшовий вхідний пристрій



а) без відведення примежового шару

б) з відведенням примежового шару

Рисунок 1.11 – Подвійний ковшовий вхідний пристрій

Модель кільцевого вхідного пристрою наведена на рис. 1.12.

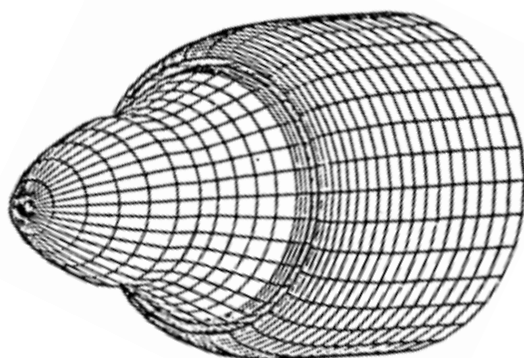


Рисунок 1.12 – Кільцевий вхідний пристрій

Також досліджено вплив відстані ковшового вхідного пристрою від поверхні гондоли і кута сектору ковша вхідного пристрою (рис. 1.13) на його аеродинамічні характеристики.

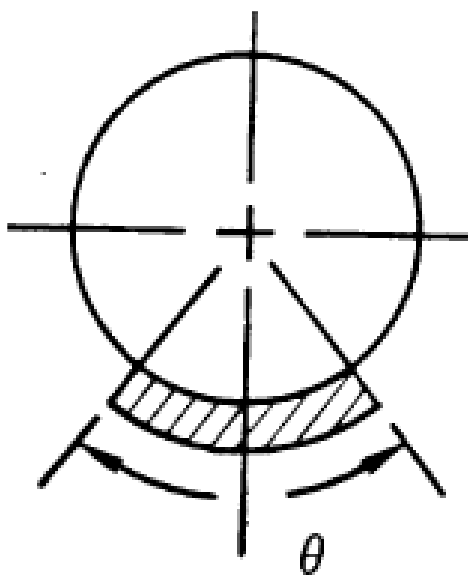


Рисунок 1.13 – Схема визначення кута сектору ковшавхідного пристрою

Результати експериментальних досліджень дозволяють зробити наступні висновки (рис. 1.14):

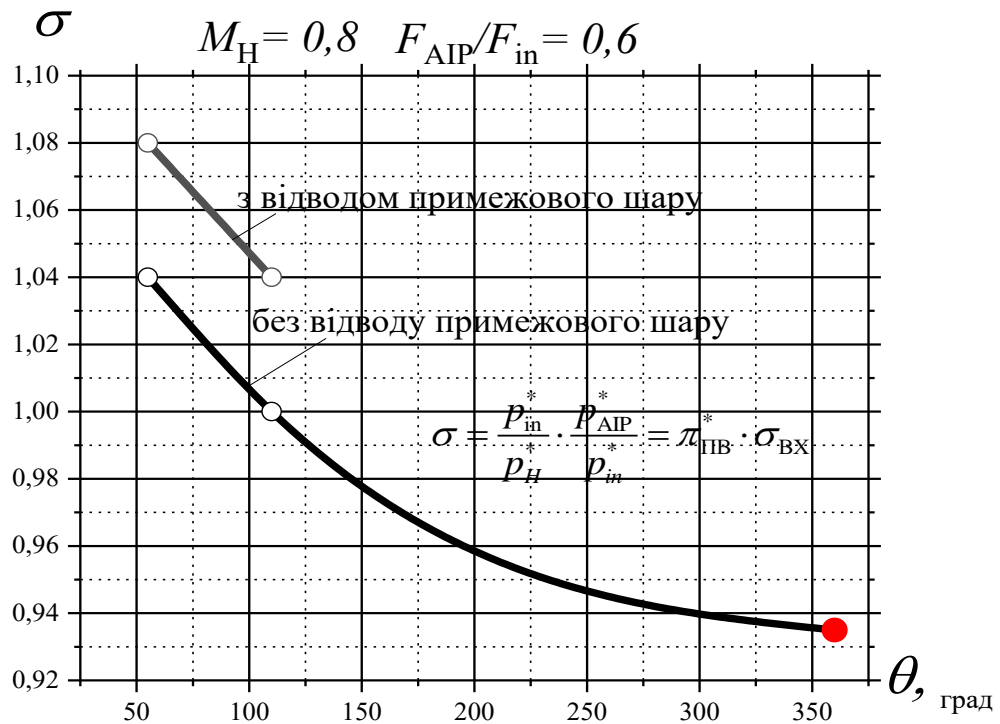


Рисунок 1.14 – Залежність коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою від кута сектора ковша [40]

коефіцієнт відновлення повного тиску одинарного ковшового вхідного пристрою з відводом примежового шару і кутом сектору ковша $\theta = 55^0$ більше ніж кільцевого вхідного пристрою на 13,4%;

коефіцієнт відновлення повного тиску одинарного ковшового вхідного пристрою без відводу примежового шару і кутом сектору ковша $\theta = 55^0$ більше ніж кільцевого вхідного пристрою на 10,1%;

коефіцієнт відновлення повного тиску одинарного ковшового вхідного пристрою з відводом примежового шару і кутом сектору ковша $\theta = 55^0$ більше ніж одинарного ковшового вхідного пристрою без відводу примежового шару і кутом сектору ковша $\theta = 55^0$ на 3,7%;

збільшення відносної відстані ковша вхідного пристрою від поверхні гондоли $\bar{h} = h/D$ для відводу примежового шару на 1,2% (орієнтовно на висоту примежового шару), дозволяє збільшити коефіцієнт відновлення повного тиску

одинарного ковшового вхідного пристрою з відводом примежового шару і кутом сектору ковша $\theta = 55^\circ$ на 3,7% (рис. 1.15).

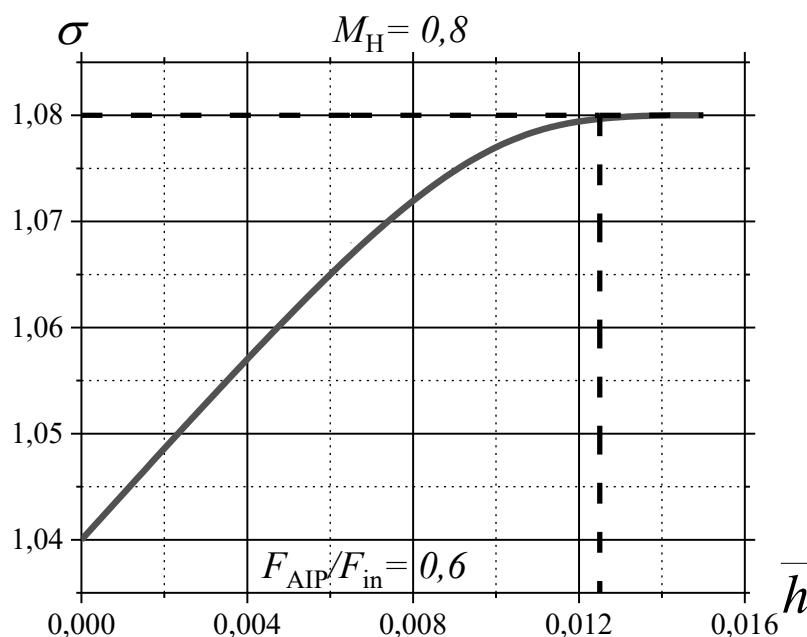


Рисунок 1.15 – Залежність коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою від відносної відстані ковша від поверхні гондоли

Таким чином, результати попередніх досліджень спільної роботи співвісного гвинтовентилятора і вхідного пристрою [22, 23, 38, 40, 41] показують, що удосконалення характеристик:

кільцевого вхідного пристрою, що працює за співвісним гвинтовентилятором, можливо за рахунок раціонального вибору геометричних параметрів (форми обичайки, розміру силових стійок, форми проточної частини та максимального наближення гвинтовентилятора до обичайки) вхідного пристрою;

вхідного пристрою, що працює за співвісним гвинтовентилятором, можливо за рахунок вибору раціональної форми ковшового вхідного пристрою і відводу примежового шару перед входом до нього.

1.5 Постановка задач дослідження

Аналіз літературних джерел показав, що зниження втрат повного тиску у вхідному пристрої перед компресором є одним із актуальних завдань, тому що зростання втрат у вхідному пристрої призводить до збільшення питомої витрати палива.

Також нерівномірність потоку на вході в двигун є причиною нестійкої роботи компресора авіаційного турбогвинтовентиляторного двигуна. Вхідні стійки та форма вхідного пристрою є одними із важливих чинників, які впливають на ефективність вхідного пристрою.

Однак дослідження щодо вибору раціональних значень геометричних параметрів вхідних стійок і форми вхідного пристрою з урахуванням впливу гвинтовентилятора на даний час не є достатніми.

Для досягнення мети роботи, що визначена, поставлені наступні задачі:

1. Аналіз моделей і методів вирішення задач дослідження течії у співвісних гвинтовентиляторах і вхідних пристроях, вибір та обґрунтування моделі турбулентної в'язкості шляхом вирішення тестової задачі моделювання течії в гвинтовентиляторі та в кільцевому вхідному пристрої турбогвинтовентиляторного двигуна.

2. Розробка науково - обґрунтованих рекомендацій щодо визначення кількості та значення відносної довжини хорди силових стійок кільцевого вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

3. Удосконалення методики проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

4. Оцінка впливу співвісного гвинтовентилятора на ефективність ковшового вхідного пристрою силової установки.

РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРІ І ВХІДНОМУ ПРИСТРОЇ

2.1 Чисельне математичне моделювання течії

Аналіз наукових видань, матеріалів конференцій, розробок з питань в газової динаміки проточних частин різних технічних пристроїв турбомашин показує, що проблема моделювання «ідеального» каналу ще далека від завершення.

Протягом багатьох років для науково-інженерного персоналу єдиним доступним підходом до моделювання процесів в проточних частинах турбомашин було застосування емпіричних і напівемпіричних методик розрахунку. Незважаючи на очевидні переваги напівемпіричних методик в порівнянні з емпіричними, вони мають низку недоліків, що обумовлені обмеженою областю їх застосування та необхідністю великої кількості експериментальних даних.

В якості альтернативи емпіричним і напівемпіричним методикам світовою спільнотою розглядаються підходи, в основі яких лежить механіка суцільних середовищ, *CFD*-методи (Computational Fluid Dynamics).

Впровадження чисельних методів в практику проектування істотно скорочує матеріальні і часові витрати на проектування нових і модернізацію існуючих турбомашин.

Нині багато фізичних процесів можуть бути описані рівняннями в часткових похідних (так званими рівняннями математичної фізики). Часто аналітичне рішення таких рівнянь отримати неможливо в зв'язку з цілим рядом причин, починаючи від складності самих рівнянь і закінчуючи занадто складною геометричною конфігурацією області, для якої дане рівняння вирішується. При цьому чисельні методи рішення рівнянь часткових похідних розвинені досить добре і на сьогоднішній день знайшли широке застосування в різних галузях

науки і техніки. Чисельне моделювання є невід'ємною частиною процесу проектування літальних апаратів, рухових установок, ракетної техніки, автомобілів і т.д.

На даний час розвинені три основні підходи до чисельного рішенням рівнянь часткових похідних [42-54].

Перший з них носить назву метода кінцевих різниць (*Finite Difference Method - FDM*). Його суть полягає в прямій заміні похідних, що входять в вихідні рівняння, їх дискретними (різницевиими) аналогами. Рішення знаходиться в вузлах сітки, на яку розбивається розрахункова область.

Другий називається методом кінцевих об'ємів або методом контрольного об'єму (*Finite Volumes Method - FVM*). Основа методу полягає в тому, що розрахункова область за допомогою сітки розбивається на сукупність кінцевих об'ємів. Вузли, в яких знаходиться рішення, є в центрах цих об'ємів. Для кожного об'єму повинні виконуватися закони збереження маси, кількості руху і енергії. Тобто, наприклад, зміна в часі маси середовища в контрольному об'ємі може відбуватися тільки за рахунок зовнішнього потоку маси, що входить в об'єм, або за рахунок потоку маси з даного об'єму що виходить. Метод кінцевих об'ємів застосовується в багатьох обчислювальних гідродинамічних (*CFD*) пакетах, таких як *ANSYS CFX*, *ANSYS Fluent*, *Star CD*, *Star CCM+*, *Flow3d*, *PHOENICS* і ряді інших.

Третій метод вирішення – метод кінцевих елементів (МКЕ) – (*Finite Elements Method - FEM*). Суть методу випливає з його назви. Область, в якій знаходиться рішення диференціальних рівнянь, розбивається на кінцеву кількість підобластей (елементів). У кожному з елементів довільно вибирається вид апроксимуючої функції. Поза свого елемента апроксимуюча функція дорівнює нулю. Значення функцій на кордонах елементів (вузлах) є рішенням задачі та заздалегідь невідоме.

В даний час метод кінцевих елементів знайшов широке застосування при вирішенні задач теплопровідності в твердих тілах і при розрахунках на міцність.

Він застосовується в окремих пакетах обчислювального комплексу *ANSYS* (*ANSYS Structural*, *ANSYS Thermal* і т.д.), обчислювальному комплексу *Abaqus*, обчислювальному пакеті *Nastran* і ряді інших.

Як видно з стислих описів кожного з методів, всі вони засновані на розбитті розрахункової області за допомогою сітки. Дане розбиття часом є вельми нетривіальним завданням, що вимагає залучення досить складного математичного апарату та істотних обчислювальних ресурсів.

За останні роки програми обчислювальної аеродинаміки (*CFD*) досягли досить високого рівня розвитку. До їх складу входять вирішувачі (*Solvers*) рівнянь Ейлера [48-49] і / або рівнянь Нав'є-Стокса (*NSS*) [50-51]. Ці програми забезпечують велику інформацію про просторовий потік в досліджуваній області і є привабливою альтернативою аеродинамічному експерименту, особливо при дослідженні елементів проточної частини.

Відомі комерційні програми – *Fluent*, *CFX*, *Task Flow* і ін. та програми, що розроблені і використовуються на відомих фірмах *USM3Dns*, *TRAF3D* (NASA), *ITSM3D* (Siemens), *Stage3D* (Alstom), *TLNS3DMB* (Renault), *EULER3D* (GeneralElectric), *S3D* [52]. Значні результати досягнуті в Інституті проблем машинобудування НАН Україна, в якому розроблені програма *FlowER* для розрахунку тривимірних течій [46-50] і програма *FlowER-Optimus* для вирішення завдань оптимізації турбомашин [56-57].

Сучасні *CFD* програми вирішують системи рівнянь Нав'є-Стокса за допомогою чисельних методів. Чисельне рішення рівнянь Нав'є-Стокса навіть сьогодні представляє великі труднощі, що обумовлено нелінійністю вихідних рівнянь, наявністю областей великих градієнтів і іншими особливостями, що виникають при певних параметрах і режимах газодинамічних течій. Як наслідок, виникає необхідність створення спеціальних чисельних методів вирішення цих рівнянь. Незважаючи на те, що до теперішнього часу розроблено багато чисельних алгоритмів і спеціальних комплексів *CFD* програм [58-63].

За типом розв'язуваної задачі *CFD* програми можна розділити на програми, що вирішують пряму задачу газодинаміки, і програми, що вирішують зворотне завдання газодинаміки, тільки умовно. Можливі два підходи до розв'язання оберненої задачі. Перший – ітераційне вирішення низки прямих завдань до збігу одержуваної картини потоку з необхідною точністю. В цьому випадку можливості *CFD* програми цілком визначаються якістю розв'язання прямої задачі. Другий підхід ґрунтується на рішенні рівнянь газодинаміки за умови, що заданими є параметри потоку, а невідомими – присутні в рівняннях геометричні параметри. Другий підхід в *CFD* програмах не реалізований, по-видимому, через складнощі, що пов'язані із завданням параметрів потоку таким чином, щоб система рівнянь була замкнутою і мала єдине реальне рішення.

Невід'ємною частиною процесу моделювання за допомогою *CFD* програми є вибір і побудова сітки в розрахунковій області. На цьому етапі закладаються основні допущення і спрощення в розрахунковій області, і здійснюється підготовка *CAD*-моделі для автоматичної побудови сіткової моделі. Це пред'являє відповідні вимоги до програм побудови сітки. Необхідно так розбити розрахункову область сіткою, щоб звести до мінімуму вплив цього розбиття на результати розрахунку. Як правило, генератори сіток використовуються з певним вирішувачами (*Gambit + Fluent, TurboGrid + CFXTaskFlow*) і залежать від їх особливостей [64].

Незважаючи на швидкий розвиток *CFD*-методів, в постійному розширенні сфери їх застосування та підвищення точності результатів моделювання [65-69], застосування цих методів не завжди виправдовує очікування користувача. Це обумовлено в основному відсутністю профільної підготовки фахівців - кваліфікованих *CFD*-інженерів для науково-виробничих структур, а також відсутністю спеціалізованої навчальної та методичної літератури. За невеликим винятком, користувачі *CFD*-пакетів при проведенні досліджень керуються власним досвідом, досвідом колег і лише іноді – довідковими матеріалами і посібниками користувачів, які супроводжують програмне забезпечення.

Наслідком такої ситуації є низька точність, а іноді недостовірність результатів розрахунків [70].

Також суттєвою перешкодою, що гальмує впровадження *CFD* програм в практику турбомашинобудування, є недосконалість моделей турбулентності, які використовують велику кількість емпіричних коефіцієнтів. Хоча існує ряд робіт на основі чисельного моделювання, що дозволяють аналізувати ступінь достовірності різних моделей турбулентності для розрахунку дифузійних течій з відривом потоку з точки зору точності, збіжності рішень і витрат обчислювальних потужностей [71, 72] і навіть існують експериментальні дані, що підтверджують чисельні розрахунки [73, 74].

Необхідність безпосередньої взаємодії *CFD*-моделі з існуючими спрощеними напівемпіричними підходами для локального тривимірного моделювання в залежності від параметрів установки в цілому є важливим аспектом. Цей підхід є найбільш привабливим, оскільки він зберігає накопичений досвід і надійність традиційних напівемпіричних підходів, але, в свою чергу, розширює їх можливості в області моделювання окремих явищ. Проте, питання про пряме *CFD*-моделювання залишається актуальним.

Стосовно до практичного проектування кільцевих каналів турбомашин актуальними є зворотні методи проектування. Оптимізаційні системи шукають геометрію, відповідну до екстремального значення поставленої цілі, поки не будуть задоволені граничні умови, обмеження по міцності і рівняння потоку [75, 76].

Так як для вирішення завдань оптимального проектування за допомогою *CFD* програм необхідні потужні, багатопроцесорні, дорогі суперкомп'ютери та досвід проектувальників, багато дослідників розробили комплекси програм, що дають достовірні рішення в певній галузі застосування для вузького кола завдань.

Більшість методів розрахунку газового потоку в турбомашинах базуються на ряді припущень, що спрощують розрахунок, головними з яких є наближення ідеального газу, стаціонарність течії і перехід від тривимірної задачі до

двовимірної. Розглянемо деякі з розроблених раніше методів вирішення задачі розрахунку течії в кільцевому каналі турбомашин і різні підходи до постановки завдань, а також можливі шляхи їх вирішення.

Існують кілька напівемпіричних методів розрахунку втрат в кільцевих диффузорах – метод еквівалентного дифузора, метод А.С. Гіневського, метод визначення втрат М.Є. Дейча, А.Е. Зарянкіна за експериментальними номограмами. Перший метод найбільш простий і поширений, але за його даними визначення коефіцієнта втрат може дати неприпустимо велику помилку. Другий метод значно точніший, заснований на обчисленні послідовним наближенням відносних площ витіснення і втрати енергії у вихідному перерізі дифузора [77]. Третій метод заснований на експериментальних дослідженнях, виконаних за інтегральною методикою [78].

В роботі [79] проаналізована оцінка втрат наведеними вище методами і зроблено висновок на підставі отриманих експериментальних даних про незадовільність застосування даних методів. На підставі робіт [80, 81] зроблено висновок, що представляється можливим створення інтегрального методу розрахунку втрат в кільцевих дифузорних каналах на основі статичного подання профілю швидкості.

В даний час накопичена інформація, пов'язана з потоком газу, вивченням відривів потоку, поведінкою відривних і безвідривних нестационарних примежових шарів [82-84], дозволила розробити методи розрахунку дифузорів, в яких проглядається досить висока точність збігу результатів розрахунку з експериментом [84-86].

У ряді опублікованих робіт [87-89] аналіз змішаних течій проводиться інтеграцією нестационарної двовимірної системи рівнянь газодинаміки за допомогою кінцево-різничних схем наскрізного рахунку.

Розглядаючи роботи, присвячені розрахунку усередненого осесиметричної течії в кільцевому каналі, згадаємо, дослідження [90, 91], в яких запропоновані наближені чисельні методи вирішення зазначеного завдання, як в прямій, так і в

зворотній постановці. Однак спроби застосувати метод [92] до вирішення прямої задачі в разі змішаних течій (у відносному русі) не дали позитивного результату через нестійкість схеми в трансзвуковій області.

В даний час прямі завдання для дифузорних каналів відомих конструкцій вирішують за допомогою *CFD*-програм, в основі яких закладені рівняння Нав'є-Стокса, що дозволяють при використанні відповідної моделі турбулентності виконувати розрахунки в'язкої течії досить складних об'єктів. Однак для кожної ітерації, в якій змінено геометричні характеристики проєктованого об'єкта, потрібно перебудувати сітку і перевірити її характеристики поблизу поверхонь, виконати розрахунок, який навіть при використанні сучасних багатопроцесорних комп'ютерів вимагає величезних витрат часу для отримання результату тільки однієї ітерації.

В існуючих конструкціях дифузорів є великий резерв підвищення економічності – це усунення відривів потоку. Є два шляхи використання цього резерву: вдув потоку в примежовий шар або створення якісно нових конструкцій дифузорів. Вдув широко застосовують в авіації для забезпечення безвідривної течії.

Найбільш досконала з точки зору газодинаміки геометрія проточної частини дифузора може бути отримана шляхом розв'язання оберненої задачі газодинаміки. Рішення оберненої задачі має великі перспективи і дозволяє отримувати кільцеві канали, що мають високу аеродинамічну якість при значному скороченні часу, що витрачається на проєктування і доведення.

Теоретичне визначення форми стінки, необхідної для встановлення заданих ступеня розширення чи звуження каналу і повороту потоку, на основі алгебраїчних моделей турбулентності є ще одним прикладом застосування теорії оберненої задачі для потенційного потоку [94]. У цьому методі вихідною умовою повинно бути заданий розподіл тиску по поверхні в перетвореній математичній площині. Рішення і подальше зворотне перетворення до фізичної площини дають потрібну конфігурацію каналу.

Зазвичай намагаються знайти умову безвідривної течії при максимальному відновленні статичного тиску. У прямій задачі це здійснюють методом ітерацій (що необов'язково сходяться) без безпосереднього визначення контуру оптимального каналу.

В даному методі [94] використовується вихідна алгебраїчна формула для опису поверхневого тертя, отримана на основі кореляції експериментальних даних для течій з позитивними градієнтами тиску. Звичайні рівняння примежового шару об'єднуються з цією формулою для поверхневого тертя у вигляді, що відповідає зворотній задачі; оптимальність визначається як умова максимального відновлення тиску в дифузори, що відповідає єдиному параметру, що характеризує розподіл поверхневого тертя уздовж дифузора.

Результати теоретичного аналізу показують, наскільки управління примежовим шаром дозволяє поліпшити характеристики дифузорів навіть з великим відношенням площ. Отримані теоретичні результати підтверджуються експериментальними даними для потоків з позитивним градієнтом тиску, близьких до відриву [95]. Геометрична конфігурація дифузорів, отримана з розрахунку квазіодномірних течій, вказує на необхідність критичної оцінки методів профілювання дифузорів і обліку їх взаємодії з примежовим шаром на вході.

В роботі [96] розглядається теоретичне застосування методів обернених задач для примежового шару на основі інтегральних співвідношень кількості руху, витрати потоку і критерію відриву, а експериментальне підтвердження результатів в [97, 98]. В роботі [99] профілювання безвідривного каналу запропоновано проводити методами обернених задач теорії струн ідеальної рідини і подальшою поправкою форми каналу на товщину примежового шару.

Виходячи з вищесказаного, доцільно розробити метод розрахунку течії, який дозволив би не тільки розраховувати потік в каналах з відомою геометрією (пряма задача), але і проектувати канали під задані аеродинамічні умови

(зворотна задача) за відносно невеликі проміжки часу, прийнятні для практичного двигунобудування.

Такі CAD/CAM системи як AutoCAD, DUCT, Pro/Engineer, Unigraphics і SolidsWorks широко використовуються для комп'ютерного моделювання виробів складної форми, з подальшим випуском креслень і генерацією керуючих програм для верстатів з ЧПУ [103]. Однак ці спеціалізовані пакети чисельного моделювання не володіють розвиненими засобами інженерного аналізу. CAE-системи інженерного аналізу (ABAQUS, ANSYS, COSMOS, I-DEAS, NASTRAN та інші) дозволяють не тільки виконати якісне моделювання систем різної фізичної природи, а й досліджувати відгук цих систем на зовнішні впливи у вигляді розподілу напружень, температур, швидкостей, електромагнітних полів і т.ін. Використання таких програм допомагає проектним організаціям скоротити цикл розробки, знизити вартість виробів і підвищити якості продукції [104].

На сьогоднішній день на підприємствах, що займаються розробкою і виробництвом турбомашин, в процесі проектування активно застосовуються методи обчислювальної газодинаміки (CFD – Computational Fluid Dynamics).

Методами обчислювальної газодинаміки вирішується безліч різних конструкторських завдань. До їх числа відноситься як проектування елементів газогенератора двигуна з похилим меридіональним перетином проточної частини з метою зниження аеродинамічних втрат у проточній частині і оптимізації її компоновальною схеми, так і проектування гвинтовентилятора з вхідним пристроєм силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Дослідження особливостей потоку у вхідному пристрої, що розташований за гвинтовентилятором шляхом фізичного експерименту викликає безліч складнощів, оскільки проведення високоточних вимірювань в тривимірних потоках дуже трудомісткий і витратний процес.

Розвиток методів обчислювальної газодинаміки дозволяє здійснити тривимірне чисельне моделювання течії у вхідному пристрої силової установки

турбогвинтовентиляторним двигуном з використанням системи рівнянь Нав'є-Стокса [101-104].

До основних методів тривимірного чисельного моделювання течій відносяться: методи кінцевих елементів, кінцево-різницеві методи та інтегральні методи. Основна мета вище перерахованих методів полягає в зведенні задачі, яка описується рівняннями в часткових похідних, до алгебраїчної задачі. При цьому дані методи розрізняються лише процедурою, за якою проводиться дискретизація вихідних рівнянь [102].

Кінцево-різницеві методи отримали найбільш широке поширення в при чисельному моделюванні течії рідини або газу [102].

Рівняння Нав'є-Стокса представляє собою систему диференціальних рівнянь, що складається з рівняння руху і закону збереження маси у вигляді рівняння нерозривності.

У разі нестисливої рідини, система рівнянь Нав'є-Стокса в декартових координатах може мати наступний вигляд [102]:

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} + v_x \cdot \frac{dv_x}{dx} + v_y \cdot \frac{dv_x}{dy} + v_z \cdot \frac{dv_x}{dz} &= X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dx} + v \cdot \nabla^2 \cdot v_x, \\ \frac{dv_y}{dt} + v_x \cdot \frac{dv_y}{dx} + v_y \cdot \frac{dv_y}{dy} + v_z \cdot \frac{dv_y}{dz} &= Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dy} + v \cdot \nabla^2 \cdot v_y, \\ \frac{dv_z}{dt} + v_x \cdot \frac{dv_z}{dx} + v_y \cdot \frac{dv_z}{dy} + v_z \cdot \frac{dv_z}{dz} &= Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dz} + v \cdot \nabla^2 \cdot v_z, \end{aligned} \quad (2.1)$$

де x, y, z – координати частинки; t – час; v_x, v_y, v_z – проекції швидкості частинки; p – тиск; X, Y, Z – проекції об'ємної сили; v – кінематична густина.

Замикання системи рівнянь здійснюється за допомогою рівняння нерозривності:

$$\frac{dv_x}{dx} + \frac{dv_y}{dy} + \frac{dv_z}{dz} = 0. \quad (2.2)$$

У випадку руху стислої рідини з теплообміном в системі рівнянь Нав'є-Стокса необхідно враховувати зміну кінематичної густини від температури. Тому необхідні термодинамічні співвідношення, як правило, враховуються через рівняння Клапейрона і рівняння енергії [103].

Турбулентний потік, що представляє собою течію рідини або газу де елементи здійснюють несталий, неупорядкований рух за складними траєкторіями, призводить до інтенсивного перемішування шарів рухомого робочого тілу (газу або рідини) при $Re > 10^4$, тому найбільш точно описати математично їх структуру дозволяють нестационарні рівняння Нав'є-Стокса [102].

Для проведення розрахунків нестационарної течії робочого тіла виникає потреба в обчислювальних машинах великої потужності.

На теперешній час для розрахунку турбулентних течій найбільш широко застосовуються такі методи [102]:

1. Пряме моделювання турбулентності із застосуванням великих обчислювальних систем DNS (Direct Numerical Simulation), дозволяє більш точно прогнозувати структуру турбулентного течії і проводити тестування інженерних методів розрахунку.

Реалізація даного методу в даний час і в найближчій перспективі вимагає великих обчислювальних потужностей, що на даний момент важко забезпечити. Тому реалізувати пряме чисельне моделювання турбулентних течій при великих значеннях чисел Рейнольдса поки що не є можливим.

2. Моделювання великих вихорів LES (Large Eddy Simulation).

Дане моделювання турбулентних течій відрізняється меншою трудомісткістю і базується на спрощеному підході, заснованому на виділенні особливостей турбулентності. В LES моделюванні система рівнянь Нав'є-Стокса змінюється з метою відфільтрування дрібних вихорів за допомогою спеціального математичного осереднення, а великі вихори при такому підході зберігаються в рішеннях системи рівнянь Нав'є-Стокса.

3. Рішення нестационарних (URANS) або стаціонарних (RANS) рівнянь Нав'є-Стокса, що спочатку осереднюються за числом Фавра (FANS, якщо густина є змінною величиною) або за числом Рейнольдса (якщо густина постійна). Оскільки початкові осереднені системи рівнянь незамкнені їх замикання вимагає завдання моментів пульсацій параметрів потоку в точці, що визначається на основі наближених напівемпіричних гіпотез турбулентності. Даний метод отримав широке поширення і найбільш розвинений на сьогоднішній день, не дивлячись на наявність недоліків, основний з яких обумовлений тим фактом, що дія осереднення за числом Рейнольдса або Фавра поширюється як на великі, так і на дрібні турбулентні структури.

Виходячи з аналізу поточного стану справ в галузі проектування ГТД, найбільш раціональним програмним пакетом для чисельного дослідження течії в проточній частині вхідного пристрою є ANSYS CFX [108]. В основі дії даного програмного пакету є метод кінцевих елементів. Суть даного методу полягає в розподілі розрахункової області кінцево-різницевої сіткою на елементарні контрольні обсяги, що зводить поставлене завдання до вирішення в контрольних обсягах, отриманих в наслідок дискретизації області течії. При цьому похідні рівняння в диференціальній формі апроксимуються кінцевими об'ємами. Це дозволяє перетворити систему рівнянь в часткових похідних в систему алгебраїчних рівнянь, тому методи її рішення будуть залежати від типу вихідної системи диференціальних рівнянь. Що і буде визначати загальну картину течії [100, 102].

Завдання побудови розрахункової сітки полягає в знаходженні відображення, що переводить вузли сітки з фізичної області в обчислювальну. Дане відображення, як мінімум, повинне відповідати таким вимогам [102, 105-109]:

відображення має бути однозначним;

сітка повинна мати згущення в тих областях, де можлива поява великих градієнтів шуканих функцій;

лінії сітки повинні бути гладкими для забезпечення безперервності похідних;

сітки повинні бути максимально близькі до ортогональних (границі елементів сітки повинні перетинати під кутами близькими до 90°);

відношення сторін елемента сітки не повинно бути занадто великим (в ідеалі, близькі до одиниці).

Якщо безліч сіткових вузлів розрахункової сітки є впорядкованим, то така сітка є регулярною або структурованою. Використання структурованих сіток (у порівнянні з неструктурованими) дозволяє, як правило, зменшити тривалість розрахунку і необхідний обсяг оперативної пам'яті комп'ютера. У той же час, процедура побудови криволінійної регулярної сітки в загальному випадку являє собою досить складну операцію, що вимагає великих трудоресурсів в порівнянні з процедурою побудови нерегулярної сітки.

При виборі способу побудови сіток (структурованих або неструктурованих) слід враховувати такі фактори [101]:

структуровані сітки допускають високий порядок апроксимації, на відміну від неструктурованих;

течії з сильними ударними хвилями краще вирішуються на структурованих сітках, ніж на неструктурованих;

програми, що використовують регулярні сітки простіші, тому що не вимагають зберігання і переробки інформації про сусідні ячейки, ребра, грані (орієнтація, довжини і т. п.), що необхідно при розрахунку на неструктурованих сітках;

завдання побудови регулярних сіток для тіл складної геометрії є вельми трудомістким, крім того можлива поява вироджених ячеек, що призводить до істотного зниження точності розрахунку;

істотною перевагою неструктурованого підходу є гнучка структура побудови сітки, що дозволяє точно відобразити геометрію розрахункової області і

згенерувати сітку з меншими витратами для областей складної геометрії, головним чином, просторових конфігурацій;

адаптація сітки до вирішення завдання в разі неструктурованого підходу проводиться порівняно простіше, ніж у випадку регулярних методів побудови сітки.

Для успішного проведення чисельного моделювання необхідно, за можливістю, найбільш точно поставити граничні умови, що можна отримати тільки за допомогою експериментальних досліджень, оскільки якісні і кількісні показники експериментальних даних, що відображають фізичну картину течії в досліджуваній моделі, дозволяють забезпечити точність результатів чисельних методів розрахунку.

2.2 Моделі турбулентності, що застосовуються в чисельних методах

Більшість потоків робочого тіла в лопатних машинах є турбулентними, тому правильний вибір і створення моделі турбулентності необхідні для найбільш достовірного розрахунку картини перебігу за допомогою програмних пакетів обчислювальної газової динаміки.

До рівняння усередненого потоку вводять напруги Рейнольдса, що потребує вирішення завдання замикання, яка є наслідком осереднення миттєвих рівнянь Нав'є-Стокса за часом. Тому в результаті появи в рівняннях нелінійних членів моментів і енергії виникає потреба у введенні статистичних моделей турбулентності. Для того щоб позбутися від необхідності дозволу тимчасових масштабів турбулентної течії, дані рівняння статистично осереднюють, що призводить до появи нових невідомих значень турбулентних величин в усереднених рівняннях і вимагає замикання системи рівнянь. Оскільки можуть бути отримані нові рівняння для значень нових невідомих турбулентних величин, то ці рівняння знову містять нові невідомі турбулентні величини. Модельні допущення для них можуть бути знайдені на основі вже відомих значень. Рівень,

де система рівнянь, нарешті, замкнута і кількість додаткових рівнянь для турбулентних величин відома визначає тип моделі турбулентності і може використовуватися, щоб класифікувати існуючі моделі турбулентності [105].

Найбільш часто застосовувані моделі турбулентності можна умовно розділити на дві групи в залежності від того використовується в них чи ні гіпотеза Буссінеска [102].

Моделі турбулентності, в яких використовується дана гіпотеза, називають моделями турбулентної в'язкості.

У таких моделях при замиканні системи усереднених рівнянь Нав'є-Стокса використовується гіпотеза, згідно з якою ефективна в'язкість є сукупністю турбулентної і ламінарної:

$$\mu_{eff} = \mu_{lam} + \mu_{turb}, \quad (2.3)$$

де μ_{lam} – ламінарна в'язкість, визначається за формулою Сазерленда; μ_{turb} – турбулентна в'язкість, знаходиться за формулою запропонованою Прандтлем [102]:

$$\mu_{turb} = \rho \cdot l^2 \cdot \left| \frac{dU}{dy} \right|, \quad (2.4)$$

де l – довжина шляху перемішування; U – проекція швидкості на вісь ОХ.

Дана формула дозволяє отримувати досить достовірні результати поблизу примезових шарів течії рідини і газу.

На сьогоднішній день для розрахунку турбулентної в'язкості частіше застосовується формула Колмогорова [102, 111]:

$$\mu_{turb} = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (2.5)$$

де ε – швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентності; k – кінетична енергія турбулентності; C_μ – константа моделі турбулентності.

Таким чином, для визначення турбулентної в'язкості необхідно знайти величини k і ε , з цією метою складаються такі диференціальні рівняння в часткових похідних [102, 112-114]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\rho \cdot k) + \frac{d(\rho U_j k)}{dx_j} &= \frac{d}{dx_j} \left(\Gamma^k \cdot \frac{dk}{dx_j} \right) + P_k - \rho \cdot \varepsilon, \\ \frac{d}{dt}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{d(\rho U_j \varepsilon)}{dx_j} &= \frac{d}{dx_j} \left(\Gamma^\varepsilon \cdot \frac{d\varepsilon}{dx_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} \cdot (C_{\varepsilon 1} \cdot P_k - \rho \cdot C_{\varepsilon 2} \cdot \varepsilon), \end{aligned} \quad (2.6)$$

де Γ – циркуляція швидкості за замкненим контуром, а член P_k визначає генерацію кінетичної енергії і виражається наступною формулою:

$$\begin{aligned} P_k &= 2 \cdot \mu_{turb} \cdot S_{ij} \cdot \frac{dU_i}{dx_j}; \\ S_{ij} &= \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{dU_i}{dx_j} + \frac{dU_j}{dx_i} \right), \end{aligned} \quad (2.7)$$

де S_{ij} – тензор швидкостей деформації.

Константи моделі турбулентності наведені в таблиці 2.1 [105]:

Таблиця 2.1 – Константи моделі турбулентності k - ε

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	Pr_{turb}
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3	0,9

Тому такі моделі турбулентності є двопараметричними диференціальними моделями.

Практичне застосування k - ε моделі показує досить високу достовірність результатів розрахунків течії рідин і газів в основній частині потоку.

Але оскільки дані рівняння не містять доданків, що враховують особливості пристінкової течії, визначити швидкість дисипації ε всередині в'язкого підслою неможливо, що призводить до похибки поблизу стінки.

Тому, при використанні моделей турбулентності, що базуються на k і ε при розрахунку течії поблизу стінки, необхідно застосовувати пристінкові функції [102].

До ще одного найпоширенішого сімейства моделей турбулентності відносяться $k-\omega$ моделі.

Одним з перших поняття $k-\omega$ моделі ввів Колмогоров, де одним з параметрів є частота турбулентних пульсацій ω , що визначається як $\omega = \varepsilon / k$ [102, 111].

Сучасна інтерпретація $k-\omega$ моделі турбулентності запропонована Вілкокс (Wilcox) [112]:

$$\mu_{turb} = \alpha \cdot \rho \cdot \frac{k}{\omega}, \quad (2.8)$$

де α – константа моделі турбулентності.

У диференціальній формі модель Вілкокса включає в себе два рівняння переносу та має наступний вигляд [111]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\rho \cdot k) + \frac{d(\rho \cdot U_j \cdot k)}{dx_j} &= P_k - \beta^* \cdot \rho \cdot k \cdot \omega + \frac{d}{dx_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{turb}}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{dk}{dx_j} \right], \\ \frac{d}{dt}(\rho \cdot \omega) + \frac{d(\rho \cdot U_j \cdot \omega)}{dx_j} &= \alpha \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta \cdot \rho \cdot \omega^2 + \frac{d}{dx_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{turb}}{\sigma_\omega} \right) \cdot \frac{d\omega}{dx_j} \right]. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Константи моделі турбулентності представлені в таблиці 2.2 [105].

Таблиця 2.2 – Константи $k-\omega$ моделі турбулентності

β^*	α	β	σ_k	σ_ω
0,09	5/9	3/40	2	2

В цілому дана модель турбулентності забезпечує адекватні результати при розрахунку перед відривних течій, а також знаходить застосування при вирішенні задач з крайовим теплообміном.

Але велика чутливість до граничних умов [113, 114] може привести до значної похибки в результатах розрахунку.

Існують також моделі, що поєднують в собі основні переваги $k-\varepsilon$ і $k-\omega$ моделей турбулентності.

Найбільш поширеними з них є Baseline (BSL) і SST моделі.

Відмінною особливістю даних моделей є наявність в рівнянні доданка, що включає в себе бленд – функцію F_1 :

$$2 \cdot (1 - F_1) \cdot \rho \cdot \sigma_\omega \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{dk}{dx_j} \cdot \frac{d\omega}{dx_j}. \quad (2.10)$$

При цьому сама функція має такий вираз:

$$F_1 = \text{tg}(\arg_1^4), \quad (2.20)$$

де

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \cdot \omega \cdot y}, \frac{500 \cdot \nu}{y^2 \cdot \omega} \right); \frac{4 \cdot \rho \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot k}{CD_{k\omega} \cdot y^2} \right), \quad (2.11)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \cdot \rho \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{dk}{dx_j} \cdot \frac{d\omega}{dx_j}; 1,0 \cdot 10^{-10} \right),$$

де ν – кінематична в'язкість; y – відстань між стінкою (твердою поверхнею) та найближчим вузлом сітки.

BSL модель не дозволяє передбачати точку відриву потоку від стінки каналу і його величину, оскільки ні $k-\varepsilon$ ні $k-\omega$ моделі не враховують перенос турбулентної напруги зсуву.

У SST моделі даний недолік усувається за рахунок введення обмежувача турбулентної в'язкості:

$$\nu_{turb} = \frac{\alpha \cdot k}{\max(\alpha \cdot \omega; S \cdot F_2)}, \quad (2.12)$$

де

$$\begin{aligned}
v_{turb} &= \frac{\mu_{turb}}{\rho}; \\
S &= \sqrt{\left(\frac{dU_i}{dx_j} + \frac{dU_j}{dx_i}\right) \cdot \frac{dU_i}{dx_j}}; \\
F_2 &= \tanh^{-1}\left(\arg_2^2\right); \\
\arg_2 &= \max\left(2 \cdot \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \cdot \omega \cdot y}; \frac{500 \cdot v}{y^2 \cdot \omega}\right).
\end{aligned}
\tag{2.13}$$

Основною перевагою BSL і SST моделей є те, що застосування k - ε моделі в основному потоці і k - ω моделі поблизу стінки дозволяє відмовитися від складних пристінкових функцій (наприклад: логарифмічний закон стінки), що робить модель більш універсальною в плані розрахунку течій різного типу і характеру.

Модель SST має також і недоліки, які викликані поділом області розрахунку між k - ε і k - ω моделлю, що приводить до провалу по турбулентній в'язкості в місці переходу з однієї моделі на іншу [102, 113-116], що характерно для моделей подібного змішаного типу.

Моделі з рівняннями для напружень або моделі рейнольдсових напружень (LRR-IP і SSG моделі) відносяться до моделей, в яких для замикання рівнянь Рейнольдса не застосовується гіпотеза Буссінеска [102, 115-117].

Такі моделі відрізняються кількістю додаткових диференціальних рівнянь в часткових похідних, необхідних для отримання параметрів моделі.

Це число може змінюватися від 0 у випадку найпростіших алгебраїчних моделей до 12 в разі найбільш складних моделей рейнольдсових напружень. Іноді говорять про порядок замикання.

Перевага моделей напруги Рейнольдса полягає в тому, що в них обчислення тензора напружень відбувається за рахунок введення точних рівнянь переносу для кожної складової тензора без використання гіпотези Буссінеска.

Однак при цьому виходить незамкнута система рівнянь, тому необхідно прийняти деякі гіпотези і апроксимації для замикання системи.

Згідно з дослідженнями [117] для розрахунку течії в міжлопатових турбінних каналах з усіх моделей турбулентності, що використовують гіпотезу Буссінеска, SST і k - ε моделі з більшою ймовірністю дають точний опис картини перебігу в каналі.

Standard k - ε модель. Основна двопараметрична модель турбулентності з рівняннями переносу для турбулентної кінетичної енергії ε і швидкості турбулентної дисипації k , використовується тільки для розвинених турбулентних потоків. Постійні коефіцієнти для цієї моделі турбулентності отримані дослідним шляхом і тому вона є напівемпіричною. Незважаючи на відомі обмеження модель отримала широке розповсюдження в промислових завданнях, що пояснюється досить стійким ітераційним процесом, стійкістю до виникнення помилок в процесі розрахунку та розумною точністю для широкого класу турбулентних потоків. На базі стандартної k - ε моделі з урахуванням її недоліків були створені *RNG k - ε модель* і *Realizable k - ε моделі*.

RNG k - ε модель. У цій моделі були виконані наступні поліпшення:

додаткова умова в рівнянні для швидкості турбулентної дисипації ε , що дозволило покращити точність рішення високонапружених потоків;

враховується ефект циркуляції турбулентності, що покращує точність рішення високошвидкісних оберткових і циркуляційних потоків;

введена аналітична залежність для обчислення числа Прандтля - Pr для потоку, в ході рішення, коли в стандартній k - ε моделі турбулентності даний параметр є константою;

введена аналітична формула для визначення динамічної в'язкості, що дозволяє більш якісно розраховувати турбулентні течії з низьким числом Рейнольдса, але працює при якісному сітковому розрішенні (густоті) в області примежевого шару.

Ці особливості роблять *RNG k - ε модель* придатною для більш широкого класу задач, ніж в разі стандартної k - ε моделі.

Realizable k-ε модель. Дана модель турбулентності має наступні суттєві відмінності в порівнянні зі стандартною *k-ε* моделлю:

введений поліпшений спосіб розрахунку турбулентної в'язкості;
 рівняння швидкості турбулентної дисипації ε отримано з точного рівняння переносу середньоквадратичного пульсаційного вихору.

Термін «*Realizable*» означає, що модель задовольняє деяким математичним обмеженням Рейнольдсових напружень, які мають місце в турбулентних течіях.

Безпосередня перевага *Realizable k-ε* моделі полягає в тому, що вона більш точно пророкує розподіл дисипації плоских і круглих струменів. Це також ймовірно забезпечить більш краще пророкування обертових потоків, примежових шарів, що підвергаються сильним градієнтам тиску, відривних течій і рециркуляційних потоків.

Обидві моделі *Realizable* і *RNG k-ε* показують істотну перевагу перед стандартною *k-ε* моделлю турбулентності для викривлених, вихрових і обертових потоків. *Realizable k-ε* модель є досить новою і не була проведена повна її апробація для широкого діапазону турбулентних потоків, але по своїй постановці вона є більш кращою. Початкові практичні дослідження показали її явну перевагу при вирішенні потоків, що характеризуються відривними течіями і потоків в яких мають місце розвинені вторинні течії.

У *Realizable k-ε* моделі турбулентності існує недолік, який полягає в тому, що вона завищує або занижує турбулентну в'язкість потоку, коли обчислювальна область містить одночасно нерухомі області та області, що обертаються (тобто при використанні множинних систем координат або «скользящих» сіток).

Це пояснюється тим, що модель використовує ефект усередненого обертання при визначенні турбулентної в'язкості.

Цей додатковий обертовий ефект був протестований для випадку одинарної обертової системи координат і результати показали більш точне рішення, ніж в разі стандартної *k-ε* моделі турбулентності.

Проте використання цієї моделі для областей, що містять обертові і нерухомі зони, є дещо застережливим.

Standart $k-\omega$ модель. Двопараметрична модель турбулентності з рівняннями для турбулентної кінетичної енергії k і швидкості турбулентної дисипації, записаної у вигляді (k/ϵ) . Ця модель показує відмінні результати розрахунку пристінкових шарів і потоків з низьким числом Re .

Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ модель. Дана модель має англійську аббревіатуру *SST*, є різновидом стандартної $k-\omega$ моделі і була розроблена Ментером.

Дана модель ефективно поєднує стійкість і точність стандартної $k-\omega$ моделі в пристінкових областях і $k-\epsilon$ моделі на віддаленні від стінки, для цього $k-\epsilon$ модель була конвертована в різновид $k-\omega$ моделі. *SST $k-\omega$* модель має такі особливості в порівнянні зі стандартною $k-\omega$ моделлю:

стандартна $k-\omega$ модель і перетворена $k-\epsilon$ модель об'єднуються спеціальною функцією і обидві додані в дану модель; спеціальна функція в пристінковій області приймає значення одиниці, яка активізує стандартну $k-\omega$ модель, а на віддаленні від стінки приймає значення нуля, який активізує перетворену $k-\epsilon$ модель;

визначення турбулентної в'язкості модифіковано, що необхідно для представлення рівняння переносу дотичних напружень;

відрізняються константи моделі турбулентності.

Ці особливості роблять *SST $k-\omega$* модель більш надійною і точною для широкого діапазону турбулентних потоків (течії з несприятливими градієнтами тиску, аеропрофілі, околзвуківі ударні хвилі) [118-122].

Найбільш поширені LRR-IP і SSG моделі турбулентності рейнольдсової напруги також досить адекватно описують перебіг в між лопатному каналі, але в трансзвуковій області виникає істотна розбіжність розрахунку з експериментом.

До того ж через велику кількість рівнянь в моделі рейнольдсової напруги значно збільшується час розрахунку.

Тим не менше, не дивлячись на достатню точність розрахунку, що дозволяє оцінити характер картини перебігу в між лопатному каналі аеродинамічні характеристики, отримані в результаті розрахунку, такі як тиск повного гальмування дещо завищені в порівнянні з експериментом.

Виходячи з вище викладеного, для чисельного моделювання потоку в досліджуваних системах найбільш підходить SST *Transitional №4 Gamma Theta* модель турбулентності [118].

2.3 Побудова геометричних моделей для моделювання

Одним з найпоширеніших комплексів, що використовується для моделювання течії в елементах лопаткових машин є ANSYS. Багатоцільова спрямованість програми, незалежність від апаратних засобів (від персональних комп'ютерів до робочих станцій і суперкомп'ютерів), засоби геометричного моделювання на базі B-сплайнів (технологія NURBS), повна сумісність з CAD/CAM/CAE системами провідних виробників і зручний інтерфейс привели до тому, що саме ANSYS в даний час використовується в багатьох проектних та конструкторських організаціях для виконання досліджень [105].

Саме тому процес моделювання роботи дозвукового вхідного пристрою реалізовано в програмній системі кінцево-елементного аналізу ANSYS [105] та складається з п'яти етапів:

1. *Geometry* – перший етап вирішення задачі, а саме створення геометричної моделі шляхом імпорту моделі. У *Workbench* для цього використовується модуль *Geometry*, який дозволяє викликати додаток *Design Modeler* або *Space Claim Direct Modeler*.

2. *Mesh* – на другому етапі виконується просторова дискретизація розрахункової області, що відповідає вихідній геометричній моделі, отриманої на попередньому кроці. Побудова розрахункової сітки може бути виконана за допомогою модулів *Meshing* і *ICEM CFD*.

3. *Setup* – Далі в залежності від типу аналізу, що передбачається використовувати в роботі, проводиться опис математичної моделі та підбирається необхідний розрахунковий модуль. На даному етапі необхідно задати властивості матеріалів, граничні і початкові умови задачі, вибрати методи розрахунку, налаштувати вирішувач відповідно до прийнятої фізико-математичної моделі та задати необхідну точність розрахунку.

4. *Solution* – процес розрахунку є повністю автоматизованим, проте необхідно здійснювати контроль над процесом вирішення: стежити за поведінкою рішення і його відповідністю критеріям збіжності, виводити на екран додаткові параметри, що дозволяють оцінити необхідні кількісні характеристики рішення, і т.п..

5. *Results*. Після завершення розрахунку необхідно проаналізувати отримані результати і, якщо є можливість, порівняти їх з наявними експериментальними даними. Також слід пам'ятати, що отримане рішення не повинно залежати від розміру сіткових елементів, що зазвичай досягається проведенням серії розрахунків на сітках різної густоти.

Об'єктом дослідження є співвісний гвинтовентилятор і кільцевий вхідний пристрій силової установки з двигуном, прототипом якого є ТГвВД типу Д-27.

До складу гвинтовентилятора входять два ряди гвинтів: передній ряд (1) налічує вісім лопатей, задній (2) – шість.

Моделі елементів двигуна для досліджування будувались з використанням комерційного додатку ANSYS Space Claim, що входить в комплекс програм ANSYS Workbench 19.2 [105].

Повітряні гвинти та обтічник. Геометрія пера гвинта задається рядом перетинів, що перпендикулярні осі OZ (див. рис. 2.1, а).

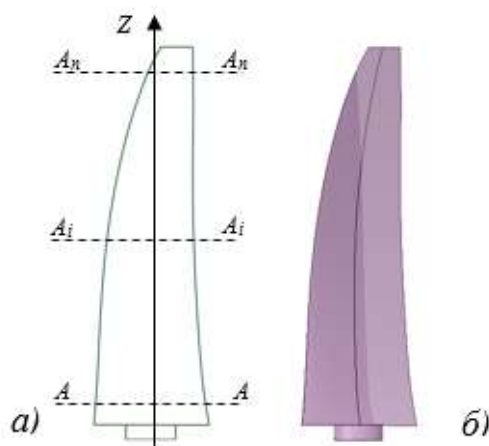


Рисунок 2.1 – Модель лопаті повітряного гвинта
a – ескіз; *б* – аналітичний еталонпрототипа

Профіль кожного перетину описується таблицею координат точок, що належать поверхні «спинки» або «коритця» і параметрів вхідної (X_1, Y_1, R_1) та вихідної (X_2, Y_2, R_2) кромки (рис. 2.2).

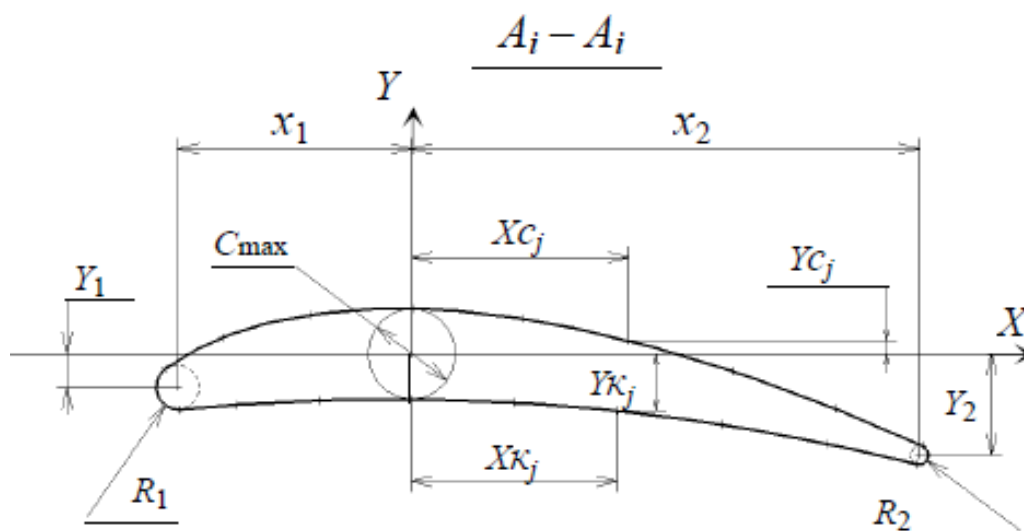


Рисунок 2.2 – Схема координато-точкового визначення профіля пера лопаті

Координати точок профіля перетину передньої і задньої лопаті гвинтовентилятора, а також значення інших параметрів пера: максимальної товщини профіля C_{\max} , кута закрутки α , хорди профіля L , товщини вхідної C_1 та вихідної C_2 кромки на деякій відстані від кромки та інші аналогічні прототипу типу СВ-27 [126].

З використанням даних з координатами точок методами сплайн геометрії створюється аналітичний еталон лопатки (рис. 2.1, б).

Для того, щоб побудувати модель лопатів переднього і заднього рядів гвинтовентилятора, у додатку *ANSYS Space Claim* попередньо будується ескіз профілю лопатей на базі імпортованих точок перетинів профіля, що об'єднувались сплайном.

Форма перерізів профілю лопаті переднього ряду гвинтовентилятора представлена на рис. 2.3.

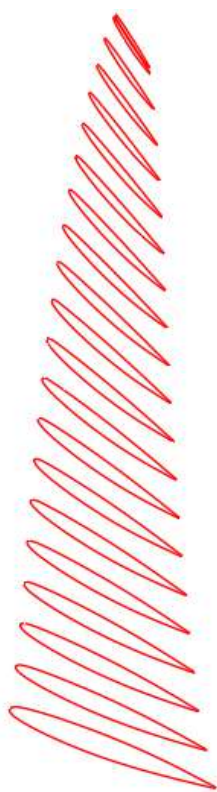


Рисунок 2.3 – Форма перерізів профілю лопаті переднього ряду гвинтовентилятора

На рис. 2.4 показаний зовнішній вигляд геометричної моделі, що сформована за допомогою інструменту поверхневого натягу на ескіз профіля.

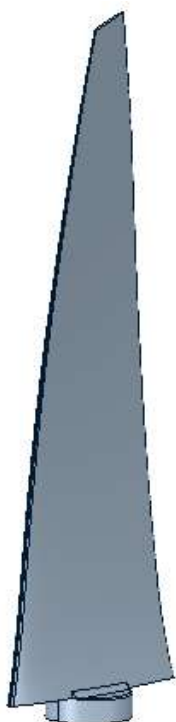


Рисунок 2.4 – Геометрична модель лопаті переднього ряду гвинтовентилятора

Геометрична модель лопатей заднього ряду гвинтовентилятора будувалась аналогічним методом (див. рис. 2.5).

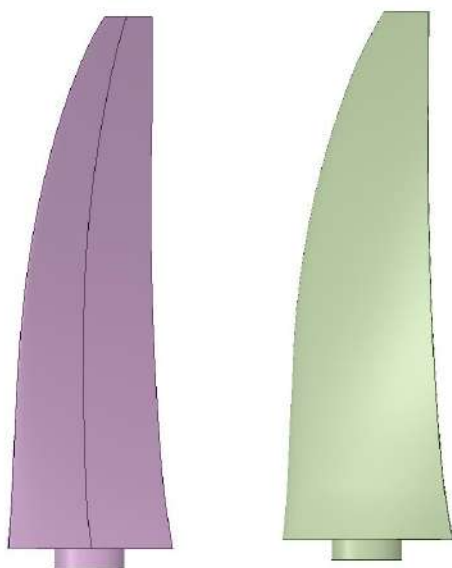


Рисунок 2.5 – Геометрична модель лопаті заднього ряду гвинтовентилятора

Кут встановлення лопатей першого ряду гвинтовентилятора на контрольному перерізілопаті $r_k = 1600$ мм ($0,71 \cdot r_k$) для першого ряду становить $\varphi_1 = 57,77^\circ$ та другого ряду, відповідно, $\varphi_2 = 54,70^\circ$ для крейсерського режиму [123] (рис. 2.6).

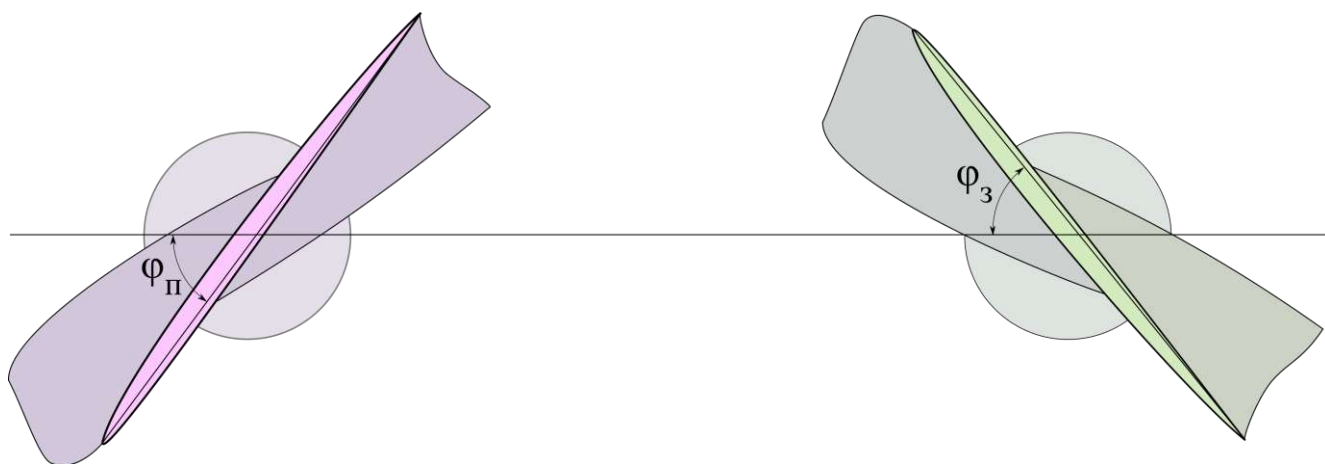


Рисунок 2.6 – Кути встановлення лопатей гвинтовентилятора

Значення кутів встановлення робочих лопатей першого та другого рядів гвинтовентилятора може також визначатися для відповідних режимів польоту за допомогою розв'язання системи рівнянь двигуна за частотами обертання переднього і заднього рядів гвинтовентилятора [124] та значень його аеродинамічних характеристик при заданій висоті і швидкості польоту:

$$\begin{aligned}
 n_1 &= A_1 \cdot \left[i_1 \cdot \frac{N}{n} + i_1 \cdot i_2 \cdot \frac{I}{I_2} \cdot \frac{N_2}{n_2} - \left(1 + \frac{I}{I_2} \cdot i_2^2 \right) \cdot \frac{N_1}{n_1} \right], \\
 n_2 &= A_2 \cdot \left[i_2 \cdot \frac{N}{n} + i_1 \cdot i_2 \cdot \frac{I}{I_1} \cdot \frac{N_1}{n_1} - \left(1 + \frac{I}{I_1} \cdot i_1^2 \right) \cdot \frac{N_2}{n_2} \right], \\
 n &= i_1 \cdot n_1 + i_2 \cdot n_2,
 \end{aligned} \tag{2.13}$$

де

$$A_1 = \frac{6839}{I_1 + I \cdot \left(i_1^2 + i_2^2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \right)};$$

$$A_2 = \frac{6839}{I_2 + I \cdot \left(i_2^2 + i_1^2 \cdot \frac{I_2}{I_1} \right)};$$

$$N_i = \frac{1}{75} \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \left(\frac{n_i}{60} \right)^3 \cdot \beta_i;$$

N, N_1, N_2 – потужності двигуна на валу вільної турбіни, переднього і заднього гвинтовентилятора відповідно, к.с.;

n – частота обертання турбіни гвинтовентилятора, об / хв;

D – діаметр гвинтовентилятора, $D = 4,5$ м;

i_1, i_2 – передаточні числа редуктора, $i_1 = 4,69$, $i_2 = 3,69$;

I, I_1, I_2 – власні моменти інерції турбіни гвинтовентилятора, переднього і заднього гвинтовентилятора відповідно, $I = 0,727$, $I_1 = 30$, $I_2 = 23$ кгс·м·с²;

ρ – густина повітря, кгс·с² / м⁴;

β – коефіцієнт потужності гвинтовентилятора.

Відповідні значення параметрів визначені на підставі характеристики гвинтовентилятора для обраного розрахункового режиму [125] (див. табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Параметри режиму для моделювання

Зовнішні умови							Режим роботи СУ		
Н, м	М, од.	V _п , км/ч	α , °	β , °	P _н [*] , кг/см ²	T _н [*] , °С	$\alpha_{руд}$, °	$\pi^*_{к}$	P _к , кг/см ²
9066,1	0,593	410,1	3,885	0,349	0,394	-40,5	95,978	24,49	8,69

Зазор між ступицею гвинта та поверхнею внутрішнього обтічника двигуна – 3,5 мм (визначено за прототипом).

Обтічник гвинтовентилятора побудовано за схожою до описаної вище методикою отримання геометрії лопаті за точками з координатами обводів.

Точки обводів обтічника з креслень двигуна прототипу переносились до програми *ANSYS Space Claim* та за допомогою сплайну і об'єднувались в єдину площину, що в свою чергу, при використанні можливостей даної програми, утворювали тіло обертання (див. рис. 2.7).

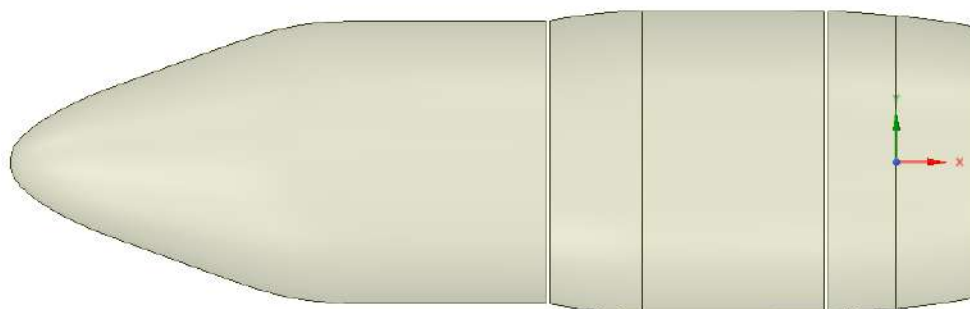


Рисунок 2.7 – Геометрична модель обтічника гвинтовентилятора

Геометрія вхідного пристрою (рис. 2.8) також побудована в програмі *ANSYS Space Claim* та перенесена за допомогою вбудованої функції імпорту в *ANSYS Workbench*.

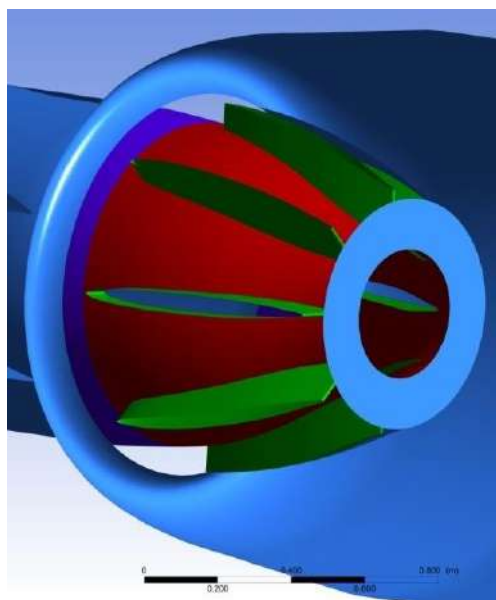


Рисунок 2.8 – Геометрична модель вхідного пристрою

Схема розташування перерізів перпендикулярних осі двигуна вздовж каналу вхідного пристрою силової установки наведені на рис. 2.9 та в таблиці 2.4.

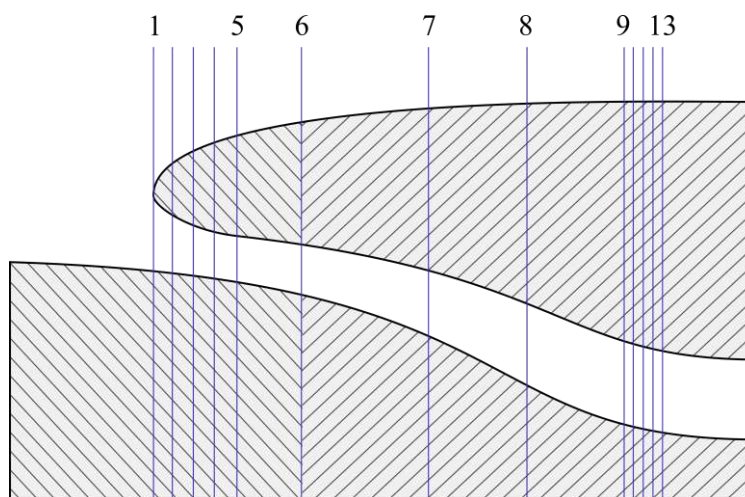


Рисунок 2.9 – Розташування перерізів перпендикулярних осі двигуна
вздовж каналу вхідного пристрою силової установки

Таблиця 2.4

№	Положення перерізу	Відстань від обичайки, мм
1	вхід до вхідного пристрою	0
2	0,25 відстані від обичайки до стойки	34,9308
3	0,5 відстані від обичайки до стойки	69,9308
4	0,75 відстані від обичайки до стойки	104,9309
5	відстань до стойки	139,9309
6	0,25 відстані довжини стойки	303,6808
7	0,5 відстані довжини стойки	467,4308
8	0,75 відстані довжини стойки	631,1808
9	відстань до кінця стойки	794,9308
10	0,25 відстані від стойки до входу до двигуна	811,1808
11	0,5 відстані від стойки до входу до двигуна	827,4308
12	0,75 відстані від стойки до входу до двигуна	843,6808
13	вхід до компресора двигуна	859,9308

2.4 Побудова розрахункової сітки і прийняті припущення

Розрахункова сітка складається з малих дискретних обсягів, що заповнюють досліджувану проточну частину, в них здійснюється процес апроксимації вихідних диференціальних або інтегральних рівнянь системою алгебраїчних рівнянь, що вирішуються на ЕОМ (в кожному малому обсязі ведеться послідовне рішення рівняння Нав'є-Стокса).

Для стаціонарних досліджень течій дискретизація здійснюється в областях малого розміру, для нестационарних течій – в областях малого розміру і на малих проміжках часу.

Тому рішення нестационарної задачі займає істотно більше часу [102].

В даній роботі розрахункові сітки для досліджуваної моделі будувались з використанням модуля *ICEM CFD* (ступиця гвинтів, конусна частина обтічника, додаткова розрахункова область) та додатку *ANSYS TurboGrid* (лопаті та вхідний пристрій), що входить в комплекс програм *ANSYS Workbench*.

Один з найбільш поширених методів розв'язання задач математичної фізики – метод сіток [102].

Широке застосування пояснюється його універсальністю і порівняльною простотою реалізації на ЕОМ.

Метод сіток об'єднує кілька чисельних методів розв'язання диференціальних, інтегральних і інтегро-диференціальних рівнянь.

З'ясуємо, що таке «сітка»:

поняття «сітка» з'являється при заміні вихідної задачі наближеною, а точніше – при заміні вихідної безперервної області зміни аргументів кінцевою множиною з урахуванням використовуваного чисельного методу;

це безліч точок, на яких визначається рішення задачі;

сітка є основою для розробки чисельного метода, хоча в вихідній математичній постановці вона не присутня;

рішення визначається якістю сітки. Сітка повинна відповідати особливостям фізичного рішення і бути узгодженою зі специфічними особливостями завдання.

Точність обчислень залежить від розміру сітки у фізичній області і можливістю керувати розподілом точок сітки. Збільшення числа точок в областях, де рішення сильно змінюється, допомагає керувати точністю.

Для визначення «прийняттого» рівня якості сітки для даного дослідження, попередньо було проведено розрахунки та побудовано моделі розрахункової області з сітками кінчених елементів «хорошої» та «поганої» якості з урахуванням обчислювальних можливостей EOM.

Додаток *ICEM CFD* дозволяє дискретизувати розрахункову область, що цікавить користувача в сітку одного з наступних типів [105]:

багато блочну структуровану (Multiblockstructured);

неструктуровану гексаедральну (Unstructuredhexahedral);

неструктуровану тетраедральну (Unstructuredtetrahedral);

ортогональну (Cartesian);

гібридну (Hybrid);

чотирикутно або трикутно поверхневі (Quadri lateral and triangular surface meshes).

Побудова неструктурованою розрахункової сітки для обтічника та ступіці гвинтів першого та другого ряду гвинтовентилятор здійснювалась в сітковому генераторі *ICEM CFD*.

Сітка складається з тетраедрів в ядрі потоку та з 20 призматичних шарів в пристінковій області, з коефіцієнтом наростання 1,2 (рис. 2.10 та рис. 2.11) і товщиною пристінкового шару $y = 0,001$ мм.

Дане значення товщини шару повинно забезпечити достатню якість сітки для вирішення примежового шару.

Тому після кожного розрахунку виконувалася перевірка значень коефіцієнту y^+ через вбудовані функції в *CFX-Post*, і при перевищенні рекомендованих значень y^+ – товщина пристінного шару змінювалася.

Загальна кількість об'єктів в сітці обтічника склала 0,15 та 1,4 млн. елементів, кількість об'єктів сітки ступіці гвинтів – аналогічна (рис. 2.12).

Перший варіант – економічна (з точки зору ресурсів) сіткова модель, а друга – більш докладна.

Порівняння характеристик, одержуваних при використанні сіткових моделей різної розмірності, дозволило оцінити вплив розмірності на характеристики і вибрати оптимальні розміри сіток, коли подальше збільшення розмірності практично не впливає на результати, але веде до невиправданого зростання необхідних обчислювальних ресурсів та часу.

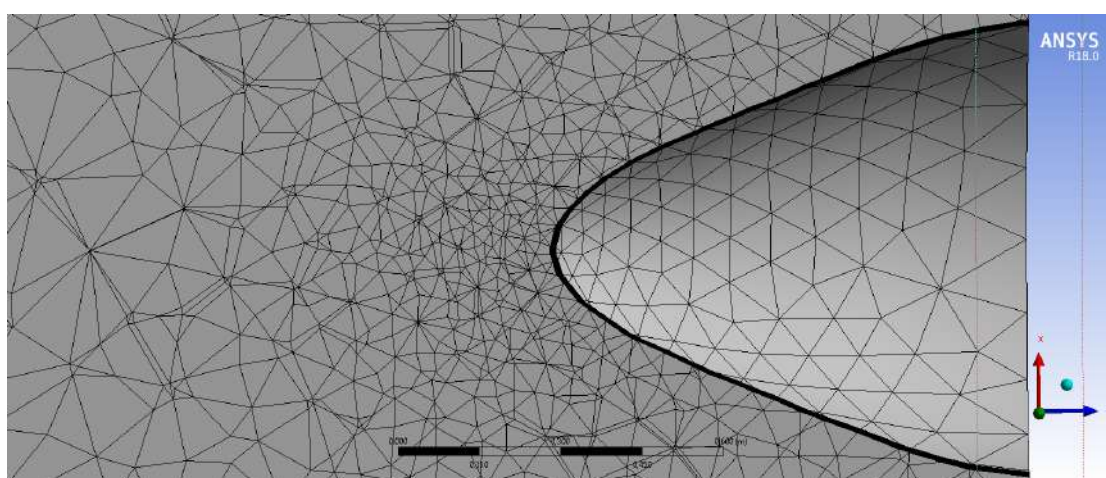


Рисунок 2.10 – Переріз неструктурованої сітки неостанньої якості розмірністю 0,15 млн. елементів в *ICEM CFD*

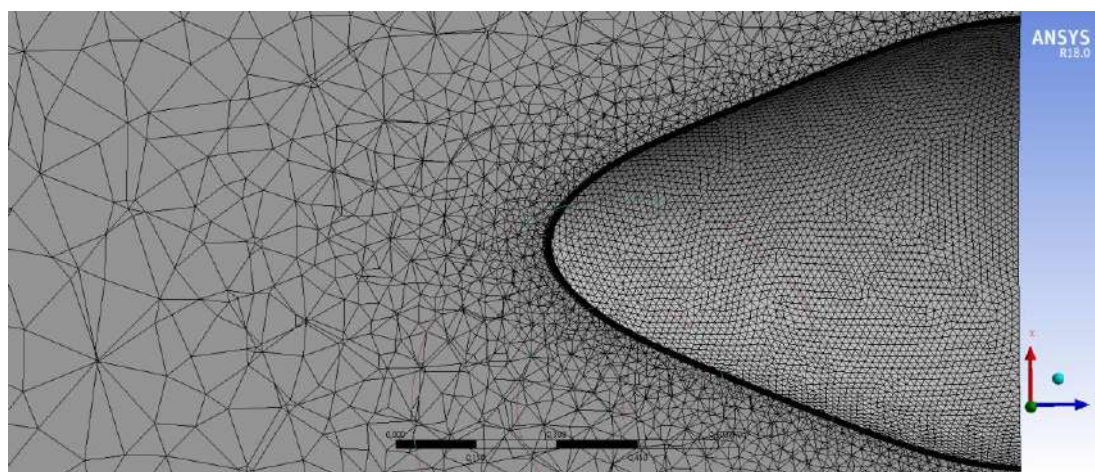


Рисунок 2.11 – Переріз неструктурованої сітки достатньої якості розмірністю 1,4 млн. елементів в *ICEM CFD*

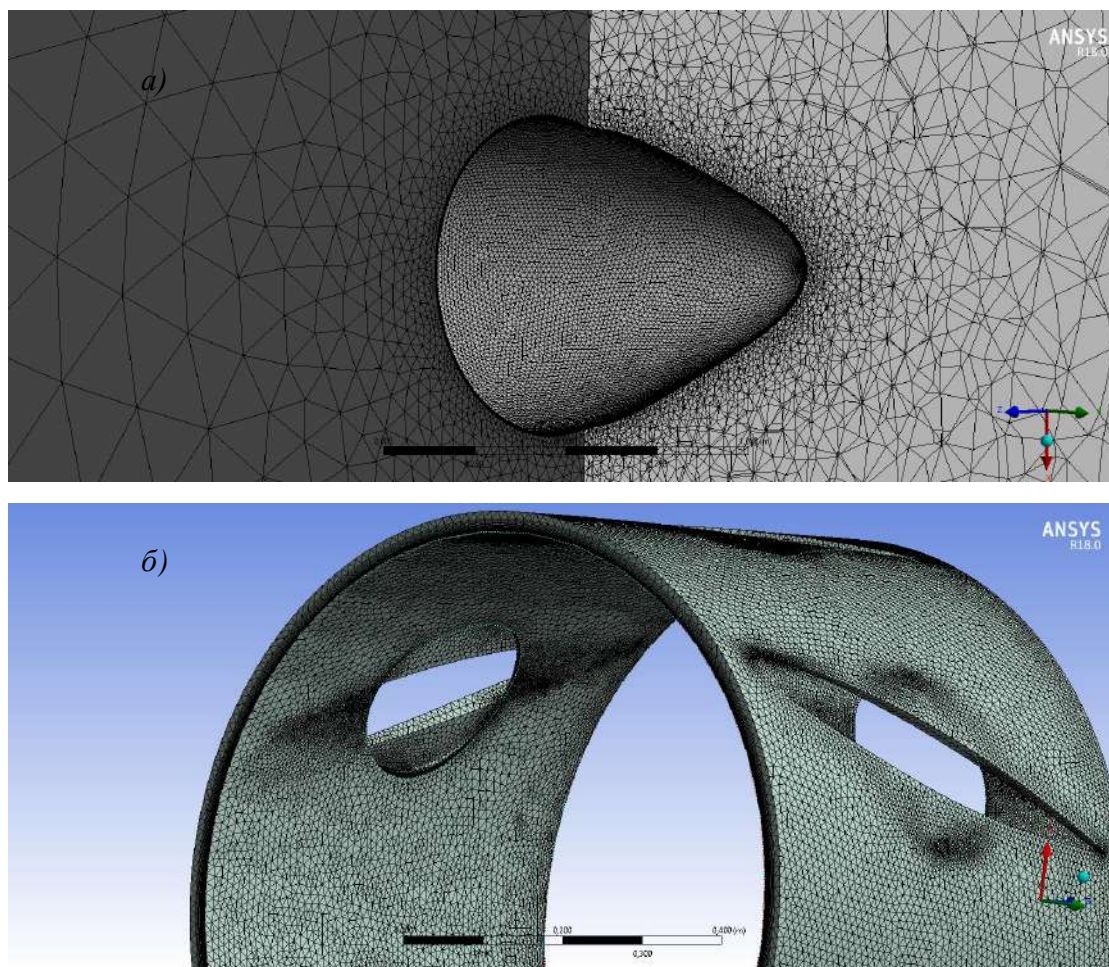


Рисунок 2.12 – Загальний вигляд неструктурованої сітки 1,4 млн. елементів в *ICEM CFD* з призматичними шарами ($y = 0,001$ мм)
 а – обтічник; б – ступиця гвинтів заднього ряду

У роботах [105, 120-122, 126] рекомендується використовувати структуровану сітку, проте процес її побудови в *ICEM CFD* вкрай складний, з урахуванням наявності на гвинтах галтелі. Тому з метою зниження тимчасових і ресурсних витрат на розрахунок, було прийнято рішення побудувати кілька варіантів розрахункових сіток і вибрати оптимальний. При створенні структурованої сітки було прийнято рішення спростити тривимірну модель робочого колеса повітряних гвинтів, а саме прибрати галтелі, що дозволило істотно полегшити побудову сітки для забезпечення $y^+ < 2$ і необхідної якості. Відсутність галтелі не повинна негативно вплинути на точність рішення задачі.

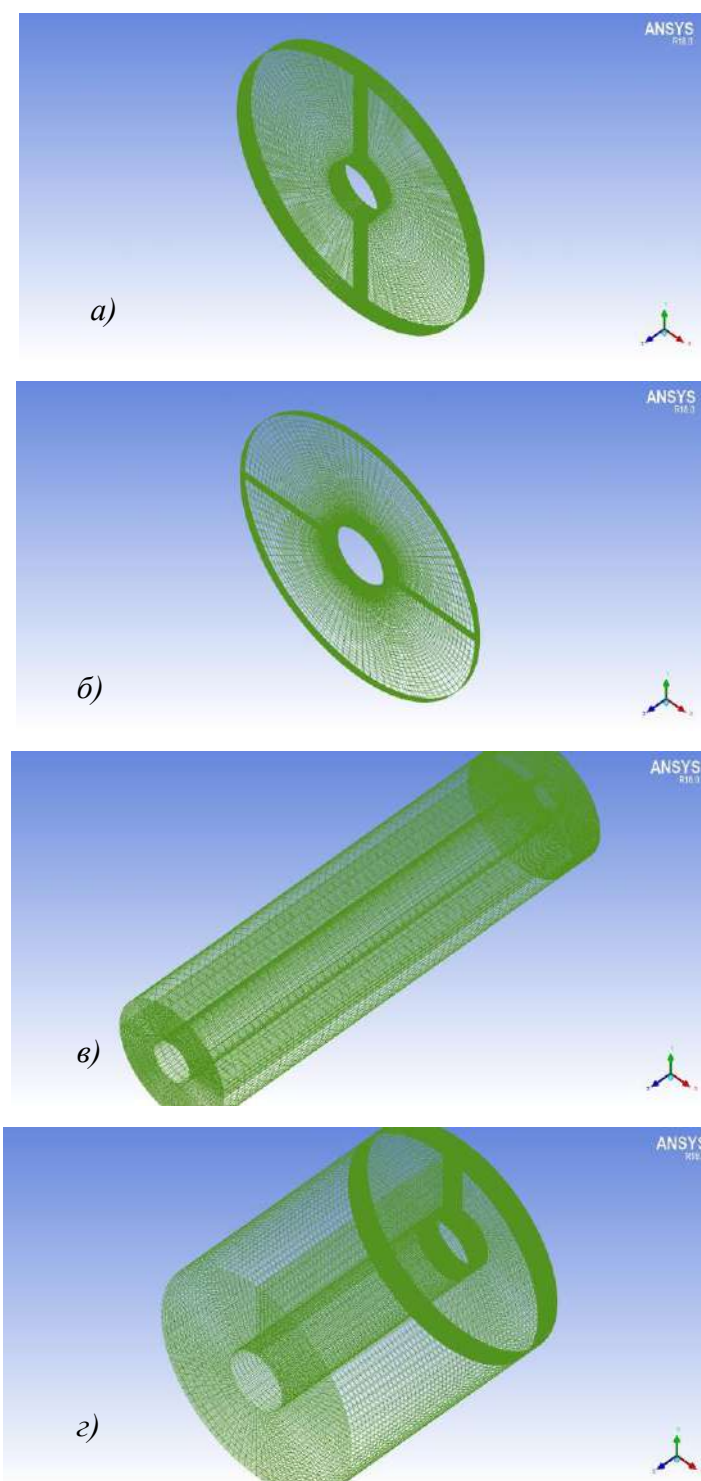


Рисунок 2.13 – Загальний вигляд блочно-структурованих сіткових моделей
a – область між лопатями гвинта переднього та заднього ряду гвинтовентилятора;
б – область за гвинтами заднього ряду (перед вхідним пристроєм);
в, г – додаткова область над гондолою двигуна та лопатями гвинтовентилятора

В *ICEM CFD* побудовані кілька блочно-структурованих сіткових моделей області між лопатями гвинта переднього та заднього рядів гвинтовентилятора, області за гвинтами другого ряду перед входом до вхідного пристрою двигуна та додаткової розрахункової області хорошої якості розміром в 1,8 млн. елементів кожна (рис. 2.13).

Розмір першого пристінкового елемента обраний $y = 0,001$ мм, виходячи з рекомендованого в літературі [102, 126] значення безрозмірного параметра $y^+ < 2$ (перевірявся після виконання тестових розрахунків в *CFX-Post*, як і на неструктурованій сітці).

У свою чергу, генератор сітки *ANSYS Turbo Grid* спеціально орієнтований на побудову сіток для лопаткових апаратів турбомашин.

Незалежно від типу ЛА згенеровані сітки є багато блоковими з елементами шестигранної форми.

Топологія сіточних блоків, що обрана для лопатей і проточної частини вхідного пристрою, показана на рис. 2.14.

В *ANSYS Turbo Grid* побудовані кілька блочно-структурованих сіткових моделей повітряних гвинтів першого та другого ряду гвинтовентилятора різної якості розміром в 1,9 млн. та 0,9 млн. елементів (рис. 2.15).

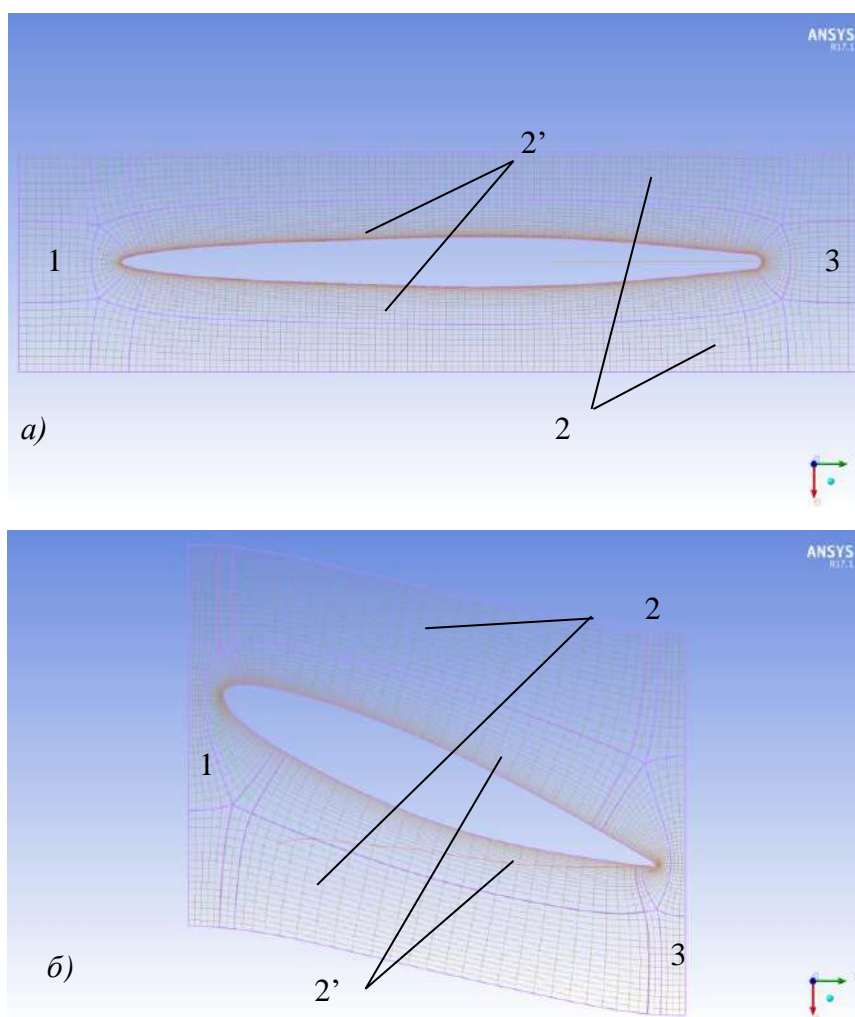


Рисунок 2.14 – Топологічна схема згенерованих сіток:

a – розгортка середньої за висотою стойки;

б – розрахункова область лопаті в радіальній площині;

Типи сіток, що використовуються в кожному з блоків [101]:

Н-сітка для вхідної ділянки (1);

О-сітка навколо пера лопатки (2');

Н / С / J / L-сітка в між лопатному каналі (2);

Н-сітка для вихідної ділянки (3)

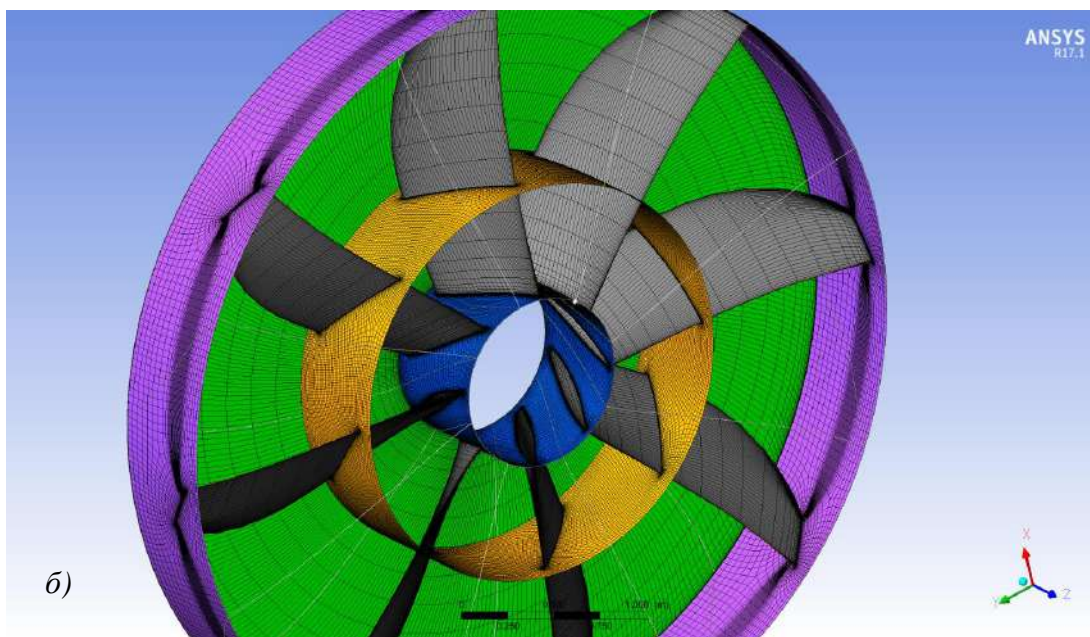
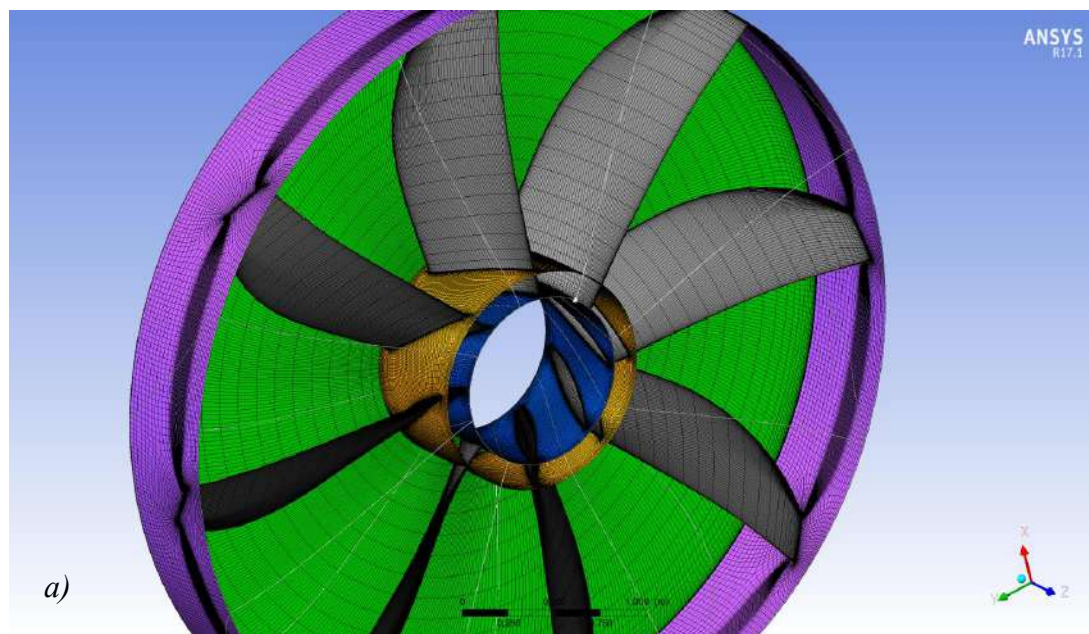


Рисунок 2.15 – Структурована розрахункова сітка

гвинтів переднього ряду при $y^+ < 2$

a – сітка «хорошої» якості розмірністю 1,9 млн. елементів;

б – сітка «поганої» якості розмірністю 0,15 млн. елементів

Розмір першого пристінкового елемента обраний $y = 0,001$ мм, згідно рекомендацій [122, 126] значення безрозмірного параметра $y^+ < 2$.

Розмір сіткових структурованих моделей вхідного пристрою склав 3,9 млн. Дані структуровані сітки добре підходять для розрахунку з замиканням моделлю турбулентності *SST Transitional №4 Gamma Theta Model* [119].

Детальний аналіз використання Н / С / J / L – сіток наведено в роботі [108]:

Для топології типу J-Grid і L-Grid, орієнтація загины вибирається автоматично, щоб забезпечувався найменший кут вигину. C-Grid – це інший доступний тип топології для провідних і / або задних крайок при виборі Н / J / С / L-топології. Перш ніж ви зможете встановити тип топології для передньої або задньої кромки як C-Grid, необхідно вибрати Н / J / С / L Topology Definition > Over ride default parameters.

Якщо задати топологію типу Н / J / С / L-Grid, *ANSYS Turbo Grid* призначає типи топології за замовчуванням для кінців згори- вниз за потоком в такий спосіб [105]:

1. Кут встановлення лопатки розраховується на проміжному розташуванні топології (встановлюється на вкладці *AdvancedParameters*) шляхом лінійної інтерполяції від відповідних кутів на втулці і периферії.

2. Якщо цей кут більше 60 градусів і періодичність 1-до-1 не встановлена для цих кінців вниз і вгору за потоком, використовується топології типу L-Grid; в іншому випадку, якщо кут більше 45 градусів, використовується топологія типу J-Grid; в іншому випадку використовується топологія типу H-Grid.

При побудові розрахункової сітки, виборі граничних умов і моделей турбулентності враховувалися основні рекомендації, вироблені в [102, 108, 120-128].

Згідно з цими рекомендаціями при побудові сітки повинні дотримуватися такі умови:

для коректної дискретизації конвективних потоків відношення розмірів двох сусідніх кліток в областях найбільших градієнтів не повинно перевищувати 1,25, на між блочних границях – двох;

величина кута між двома сусідніми гранями елемента для забезпечення низької «схемної в'язкості» (похибка дискретизації конвективних потоків) не повинна бути нижче 30 - 45 градусів;

не рекомендується використання надмірно витягнути клітки; відношення найбільш протяжної сторони до найбільш короткої не повинно перевищувати 300 - 500 (RANS підхід) для відсутності високої похибки округлення (С. А. Галаєв [128] відзначає слабкий вплив витягнутої клітки на результати розрахунку течії в примежовому шарі решіток турбомашин в зв'язку з набагато більшим градієнтом параметрів в нормальному напрямку, ніж в поздовжньому);

елементи, що мають в основі чотирикутники, більш придатні для розрахунку дифузійних потоків в порівнянні з елементами з трикутними гранями.

За результатами проведених розрахунків встановлено, що результати розрахунку на грубій сітці значно (в середньому на 10%) відрізняються від результатів на сітках середньої і великої точності. У свою чергу результати на сітках середньої і дрібної густоти практично не відрізняються між собою. Відхилення результатів один від одного не перевищує 2%.

Таким чином, прийнято рішення для проведення подальших розрахунків використовувати сітку з середньою густиною, оскільки при розрахунках на даній сітці економиться до 20% часових і обчислювальних ресурсів, при незначному зниженні точності моделювання аеродинамічних характеристик каналу. Загальна кількість вузлів розрахункової сітки в обраній моделі сітки складає 15 мільйона вузлів.

2.5 Кількісні та якісні параметри сіток, що використовуються

Параметри кожної сітки діляться на дві групи:

перша група - характеризує сітку в цілому (інтегральні);

друга група – характеризує параметри густоти сітки в областях примежових шарів.

Для забезпечення прискорення збіжності рішення можливо нехтування точністю моделювання структури потоку в даній розрахунковій області [128-132].

Для елементів досліджуваної моделі сітка будувалася як структурована, так і неструктурована [108].

Неструктурована сітка:

1) Неструктуровані сітки вимагають зберігання і переробку інформації про сусідні комірки, ребра, грані (орієнтація, довжини і т.п.), необхідних при розрахунку.

2) Головна перевага неструктурованих сіток пов'язана з можливостями автоматизації.

3) Істотною перевагою неструктурованого підходу є гнучка структура побудови сітки, що дозволяє точно відобразити геометрію розрахункової області і згенерувати сітку з меншими витратами для областей складної геометрії, головним чином, просторових конфігурацій.

4) Адаптація сітки до вирішення завдання в разі неструктурованого підходу проводиться порівняно простіше, ніж у випадку регулярних методів побудови сітки.

5) Неструктуровані сітки зручні при обробці складних багато зв'язних областей, при наявності перетину різних поверхонь.

Структури даних.

1. Використання неструктурованих сіток вимагає розробки чисельного алгоритму, що включає в себе блок для нумерації вузлів, ребер та комірок для зберігання інформації про їх взаємне розташування. При цьому для опису сітки будуються структури даних, які відіграють важливу роль в побудові неструктурованою сітки.

2. Проведемо спочатку триангуляцію області, тобто прокриємо її мережею трикутників, кожен два з яких або зовсім не перетинаються, або мають тільки одну спільну вершину, або загальну сторону. Після цього можна сказати, що

область покрита сіткою точок, кожна з яких знаходиться тільки в вершині таких трикутників.

3. Сітки подібного роду відносяться до неструктурованих сіток. Їх застосування вимагає розробки складного чисельного алгоритму, що включає в себе блок для перенумерації вузлів, ровер, граней та комірок для зберігання інформації про їх взаємне розташування.

Генерація неструктурованої сітки базується на двох елементарних законах аналітичної геометрії: кожен багатокутник ділиться на трикутники, а кожен багатогранник на тетраедри. Для створення структурованої сітки вихідну геометрію необхідно описати за допомогою блоків – прямокутників для двовимірного і паралелепіпедів для тривимірного випадку.

Відмінності структурованої і неструктурованої сіток:

Підготовка повністю структурованої сітки складніша і займає, для складних криволінійних моделей, в кілька разів більше часу в порівнянні з неструктурованою сіткою. Для отримання рішення, кількість елементів і, отже, точок інтегрування розв'язуваних рівнянь, для структурованої гексаедричної сітки буде менше, ніж для неструктурованої.

Тобто, на гексаедричній сітці рішення буде отримано за менший час рахунку ОЕМ. Крім того, користувачі з обмеженими обчислювальними можливостями ОЕМ іноді не можуть дозволити собі побудувати сітку з великою кількістю елементів. В цьому випадку, перехід від неструктурованої сітки до структурованої гексаедричної дозволить знизити кількість елементів сітки, залишивши при цьому незмінним характерний розмір елементів.

Однак слід розуміти, що на побудову структурованої сітки знадобиться затратити велику кількість «людського» часу при зниженні «машинного». Таким чином, стає очевидним висновок: структуровану сітку слід будувати у випадках, коли обмежуючим фактором для отримання рішення є тривалість обчислень, що залежить від можливостей ОЕМ, розміру оперативної пам'яті, обсягу вільного простору на жорсткому диску та інше.

Якщо потік має один характерний напрямок, а розрахункова область – просту форму, то структурована гекса-сітка – оптимальний вибір, оскільки:

1. Сітка гексаєдрів / чотирикутників може дати більш якісне рішення з меншою кількістю комірок / вузлів в порівнянні з сіткою тетраєдрів / трикутників.
2. Сітка гексаєдрів / чотирикутників, якщо вона орієнтована по потоку, дає меншу чисельну дифузію.

Недоліками структурованої сітки є складність побудови такої сітки (як правило, потрібно більше часу і зусиль). Для складної геометрії, де потік не має одного характерного напрямку, не має особливого сенсу створювати структуровану (орієнтовану по потоку) сітку гексаєдрів. В цьому випадку скоротити час побудови дозволяє сітка тетраєдрів / трикутників або гібридна сітка.

Гібридні сітки зазвичай комбінують сітку тетраєдрів / трикутників з іншими типами в заданих областях. Наприклад, з трикутними призмами для вирішення прикордонного шару. Така сітка дає більшу точність і ефективність, а не лише тетраєдри / трикутники [129].

2.6 Визначення граничних умов задачі

Граничні умови для розрахунку та загальний вигляд розрахункової зони представлені на рис. 2.16 -2.22.

Розахуновамодельподіліна умовно на 15 областей, що мають наступні граничні умови:

1. Вхід до розрахункової області - S1_INLET: BoundaryType = INLET; Total Temperature = -40.0 [C]; Relative Pressure = 38686.06 [Pa].
2. Зовнішня границя розрахункової області - S1_TOP: Boundary Type = OPENING; OpeningTemperature = 0 [C]; Relative Pressure = 0 [Pa].
3. Втулка гвинтовентилятора - S1_HUB: Boundary Type = WALL; Adiabatic, NoSlipWall.

4. Вихід з розрахункової області - S1_ADD_OUT: Boundary Type = OPENING; Opening Temperature = 0 [C]; Relative Pressure = 0 [Pa].
5. Зовнішня границя розрахункової області - S1_ADD_TOP: Boundary Type = OPENING; Opening Temperature = 0 [C]; Relative Pressure = 0 [Pa].
6. Втулка переднього гвинтовентилятора - SHELL_1_HUB: BoundaryType = WALL; Adiabatic, NoSlipWall.
7. Втулка заднього гвинтовентилятора - SHELL_2_HUB: BoundaryType = WALL; Adiabatic, NoSlipWall.
8. Корпус двигуна - SHELL_3_HUB: BoundaryType = WALL; Adiabatic, NoSlipWall.
9. Поверхня силових стоек вхідного пристрою - CORE_WALL: BoundaryType = WALL; Adiabatic, No Slip Wall.
10. Втулка вхідного пристрою - CORE_HAB: BoundaryType = WALL; Adiabatic, NoSlipWall.
11. Корпус вхідного пристрою - CORE_SHROUD: BoundaryType = WALL; Adiabatic, NoSlipWall.
12. Втулка гвинтів переднього ряду - R1_HUB: BoundaryType = WALL Rotating, Adiabatic, No Slip Wall; Angular Velocity = 850 [rev min⁻¹].
13. Поверхня лопатів переднього ряду - R1_ BLADE: BoundaryType = WALL Rotating, Adiabatic, No Slip Wall; Angular Velocity = 850 [revmin⁻¹].
14. Втулка гвинтів заднього ряду -R2_HUB: BoundaryType = WALL Rotating, Adiabatic, No Slip Wall; Angular Velocity = -850 [rev min⁻¹].
15. Поверхня лопатів заднього ряду -R2_ BLADE: BoundaryType = WALL Rotating, Adiabatic, No Slip Wall; Angular Velocity = -850 [revmin⁻¹].

На домен R1 та R2 накладалась умова *Rotating*, тобто задавалася частота обертання.

Домени S1, S1_ADD, SHELL_1, SHELL_2, SHELL_3 і CORE мали умови *Stationary* (нерухомі). Передача даних з одного домена в іншій передавалася за допомогою інтерфейсу «*Stage*».

На поверхні «*Inlet*» (рис. 2.23) задаються умови входу робочого тіла, а саме значення повного тиску $P_{\text{ВХ}}^*$ і повної температури $T_{\text{ВХ}}^*$.

На поверхні «*Outlet*» (рис. 2.23), через яку робоче тіло виходить з розрахункової області задається значення масової витрати.

Вихідні дані для граничних умов на різних режимах роботи на вході і виході з розрахункової області визначалися за протоколом льотних випробувань двигуна прототипу [41].

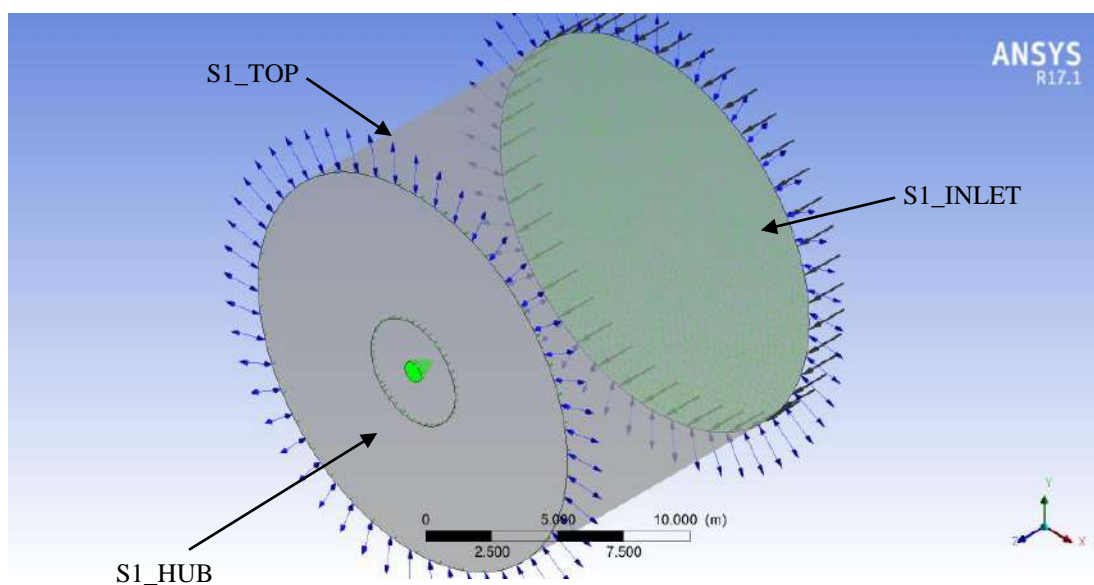


Рисунок 2.16 – Розрахункова область, домен S1

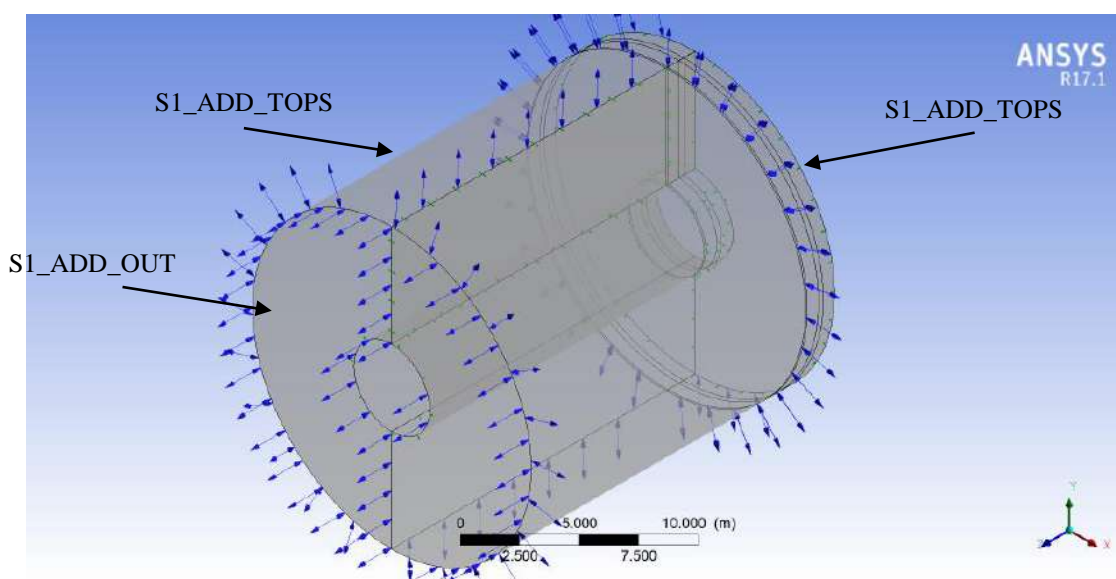


Рисунок 2.17 – Розрахункова область, домен S1_ADD

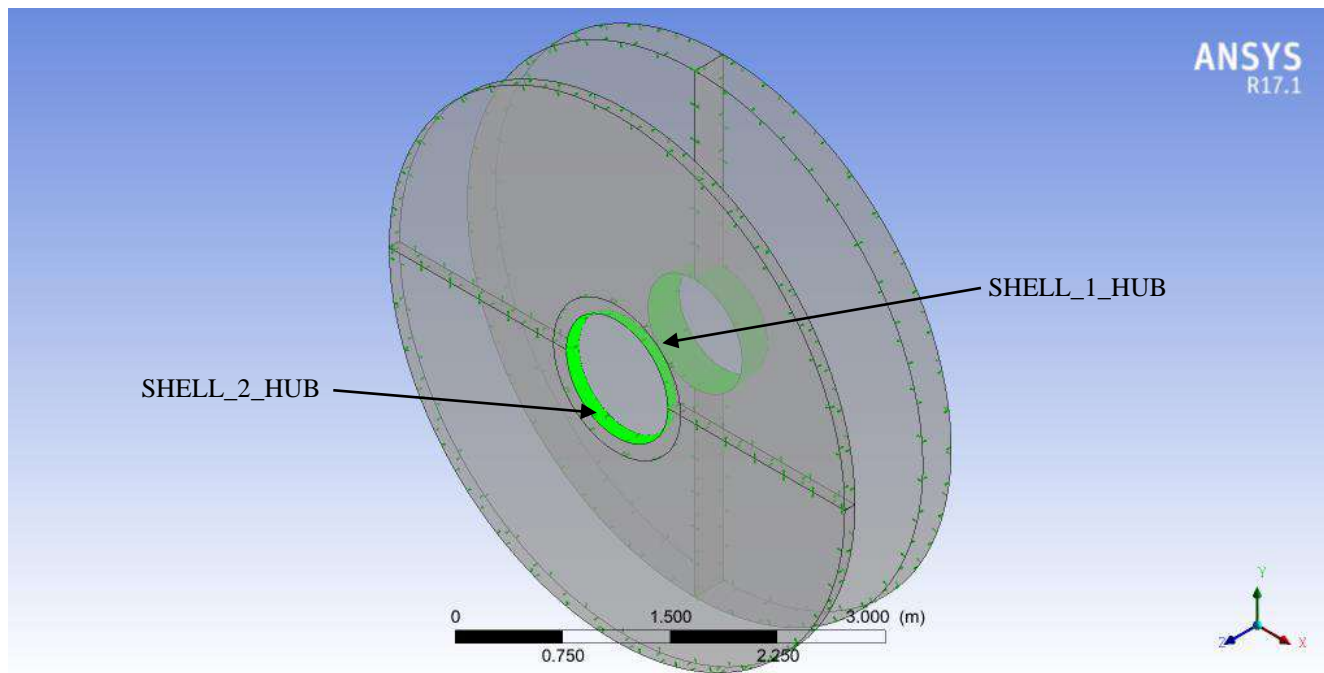


Рисунок 2.18 – Розрахункова область, домен SHELL_1 та SHELL_2

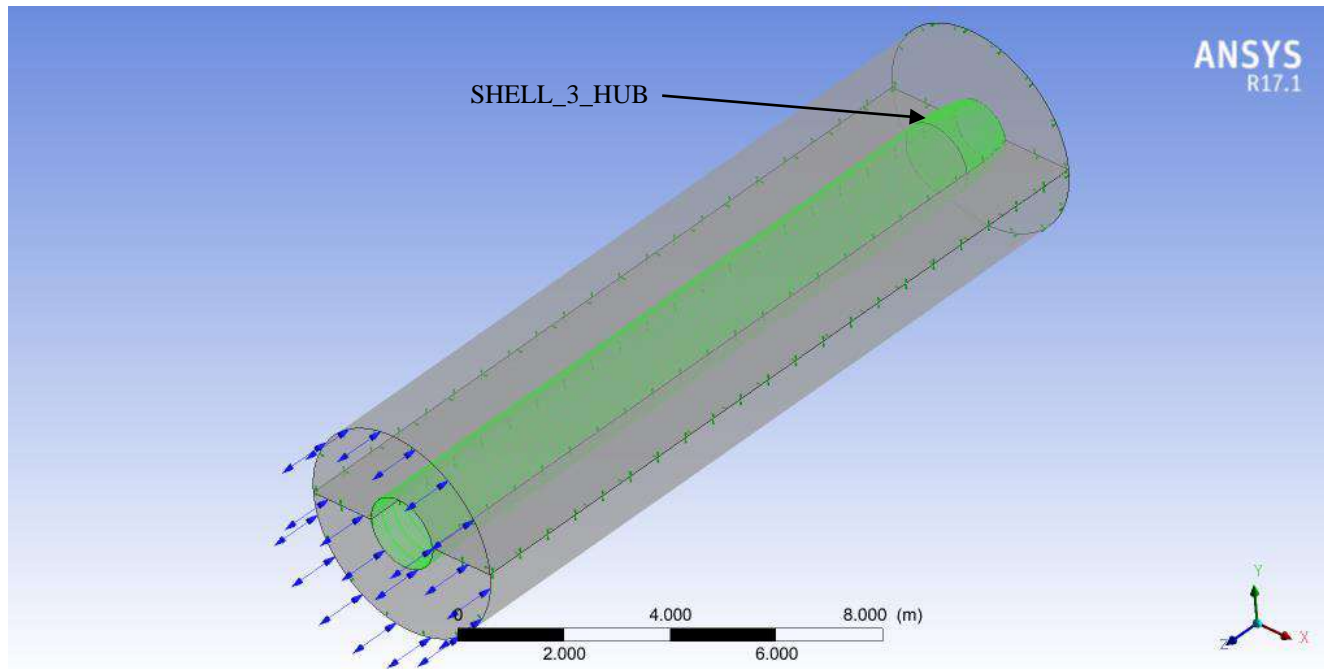


Рисунок 2.19 – Розрахункова область, домен SHELL_3

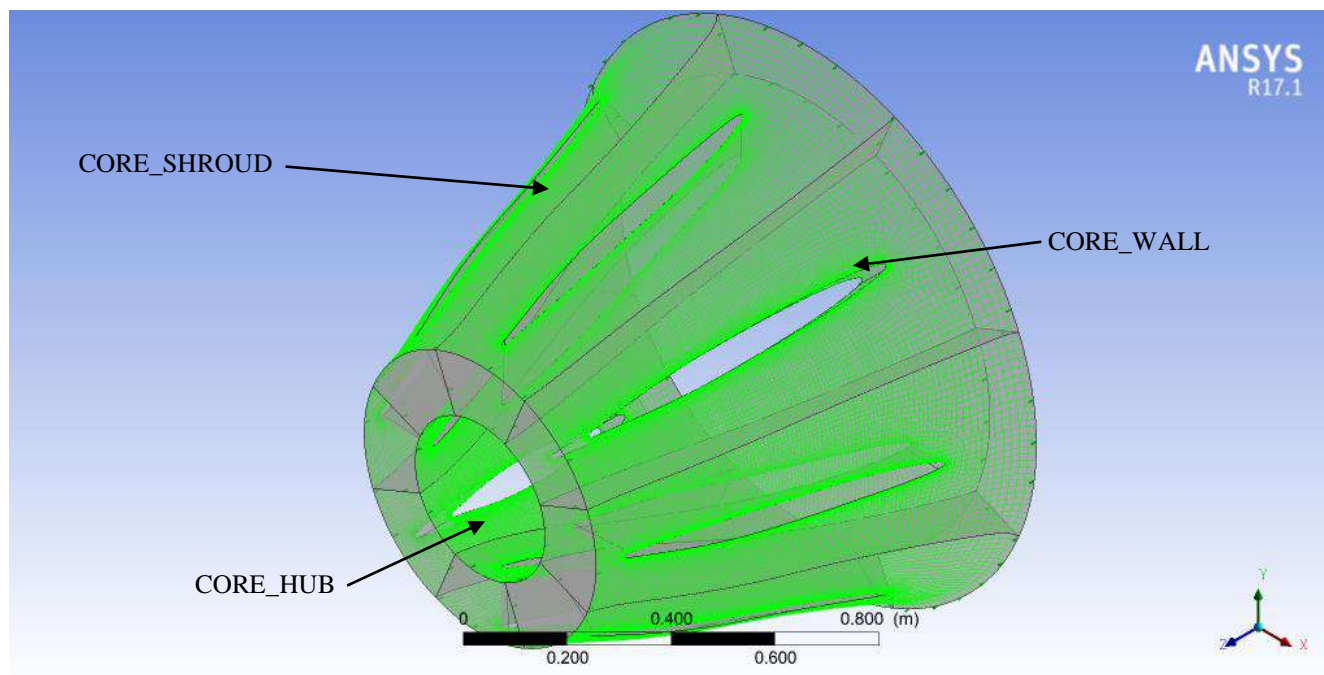


Рисунок 2.20 – Розрахункова область, домен CORE

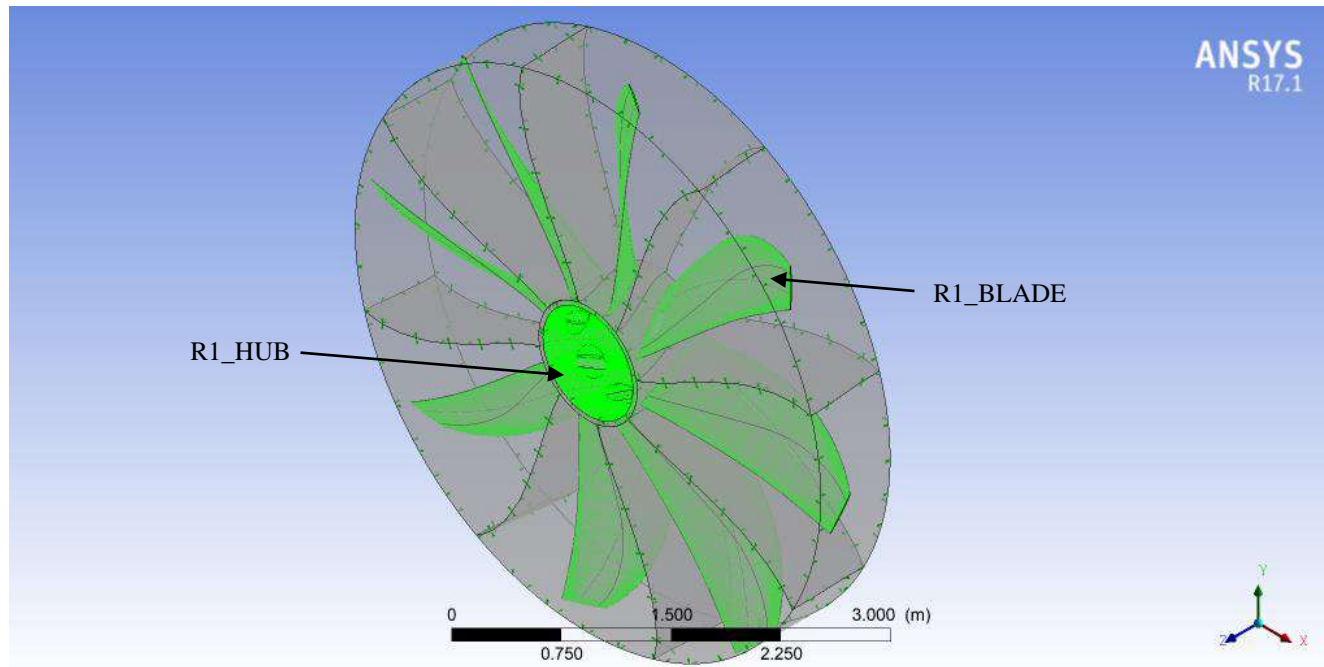


Рисунок 2.21 – Розрахункова область, домен R1

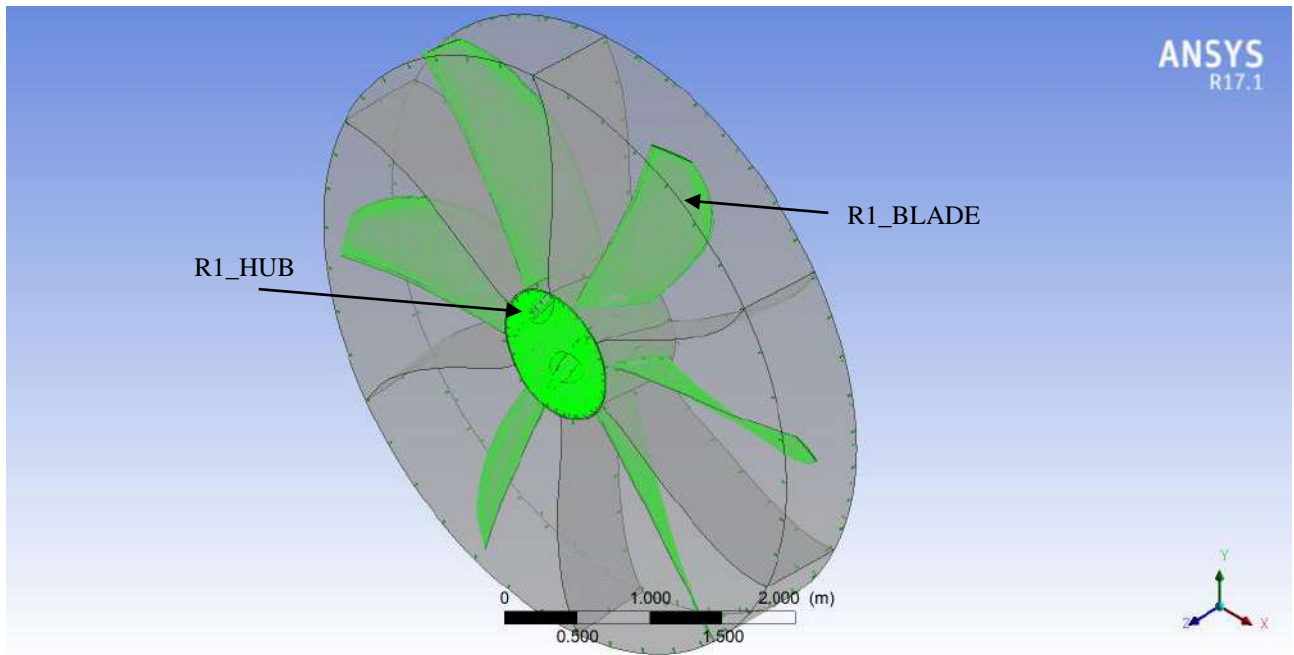


Рисунок 2.22 – Розрахункова область, домен R2

Для розрахункової області застосовуються наступні інтерфейси:

1. R1 TO SHELL_1 - перехідна область між омитаємою площею лопатей першого ряду (вихід) та областю між рядами гвинтів: Interface Type = Fluid Fluid INTERFACE MODELS: General Connection FRAME CHANGE: Stage DOWN STREAM VELOCITY CONSTRAINT: Rotating, Constant Total Pressure; PITCH CHANGE: Value = 1.

2. R1 TO S1_ADD - перехідна область над вінцями гвинтів переднього ряду та додатковою розрахунковою областю: InterfaceType = Fluid Fluid INTERFACE MODELS: General Connection FRAME CHANGE: Stage DOWN STREAM VELOCITY CONSTRAINT: Rotating, Constant Total Pressure; PITCH CHANGE: Value = 1.

3. R2 TO S1_ADD - перехідна область над вінцями гвинтів заднього ряду та додатковою розрахунковою областю: Interface Type = Fluid Fluid INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: Stage DOWNSTREAM

VELOCITY CONSTRAINT: Rotating, Constant Total Pressure; PITCH CHANGE: Value = 1.

4. R2 TO SHELL_1 - Перехідна область між омітаємою площею лопатей заднього ряду (вхід) та областю між рядами гвинтів: Interface Type = Fluid Fluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: Stage; DOWN STREAM VELOCITY CONSTRAINT: Rotating, Constant Total Pressure; PITCH CHANGE: Value = 1.

5. R2 TO SHELL_2 - перехідна область між омітаємою площею лопатей заднього (вихід) та областю перед вхідним пристроєм: Interface Type = Fluid Fluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: Stage; DOWN STREAM VELOCITY; CONSTRAINT: Rotating, Constant Total Pressure; PITCH CHANGE: Value = 1.

6. S1 TO R1 - перехідна область між омітаємою площею лопатей переднього ряду (вхід) та доменом S1: Interface Type = Fluid Fluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: None.

7. S1 TO S1_ADD - перехідна область між доменом S1 та додатковою розрахунковою областю: InterfaceType = FluidFluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: None.

8. SHELL_1 TO S1_ADD - перехідна область між доменом SHELL_1 та додатковою розрахунковою областю: InterfaceType = Fluid Fluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: None.

9. SHELL_2 TO S1_ADD - перехідна область між доменом SHELL_2 та додатковою розрахунковою областю: InterfaceType = FluidFluid; INTERFACE MODELS: GeneralConnection; FRAME CHANGE: None.

10. SHELL_3 TO S1_ADD - перехідна область між доменом SHELL_3 та додатковою розрахунковою областю: Interface Type = Fluid Fluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: None.

11. SHELL_2 TO CORE - перехідна область між омітаємою площею вхідного пристрою лопатей заднього ряду (вихід) та входом до вхідного

пристрою: Interface Type = Fluid Fluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: None.

12. CORE TO CORE_ADD - перехідна область між входом до двигуна та додатковою розрахунковою областю: InterfaceType = Fluid Fluid; INTERFACE MODELS: General Connection; FRAME CHANGE: None; MOMENTUM INTERFACE MODEL: MassFlowRate = 13.23 [kg s⁻¹].

Поверхні «Wall» діляться на два типи: нерухомі в обраній системі координат та такі, що обертаються по напрямку обертання гвинтів з тією ж кутовою швидкістю «RotatingWall».

На поверхнях «Wall» обох типів задавалося умова гідравлічно гладкої адіабатичної твердої стінки.

На поверхнях «Interface» можуть здійснюватися такі математичні операції: перерахунок параметрів потоку з відносною системи координат в абсолютну і навпаки;

масштабування потоків маси, імпульсу і енергії в разі розбіжності площ поверхонь стикування;

інтерполяція змінних при розбіжності розподілів сіткових вузлів на стикуються поверхнях.

Окремої уваги потребує процедура зміни системи координат. При вирішенні стаціонарних задач пакетом *ANSYS CFX* пропонується дві моделі переходу, що мають принципову відмінність:

stage – потоки маси, імпульсу, енергії осереднюються за коловою координатою;

frozenrotor – взаємне розташування нерухомої сітки та сітки, що обертається фіксоване, тобто осереднення не проводиться.

У даній роботі модель «Stage» застосовувалася як в разі переходу з однієї нерухомої області на іншу нерухому область, так і при зв'язуванні нерухомої області з обертовою (рис. 2.23).

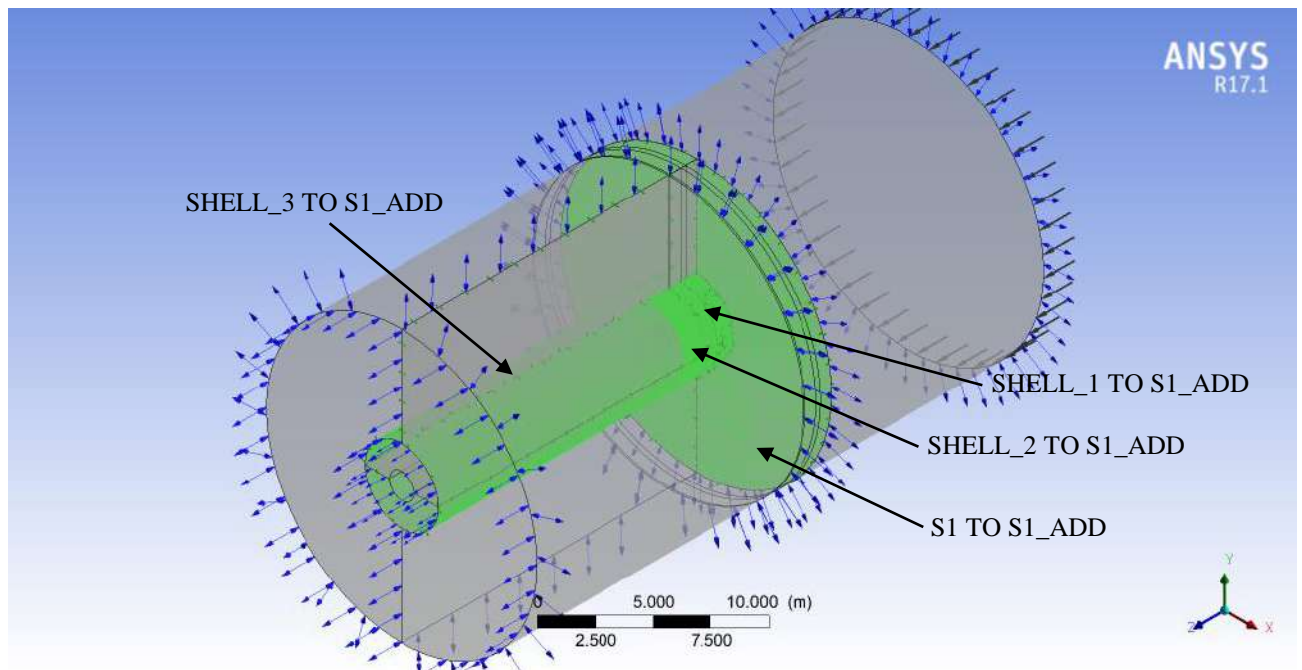


Рисунок 2.23 – Розрахункова область математичної моделі

Чисельний експеримент проводився при стаціонарній постановці завдання (Steady State) з дозвуковим потоком (Subsonic).

Як робоче тіло використовувався ідеальний газ (AirIdealGas).

Розрахунок проводився при двошаровій моделі турбулентності Флоріана Ментера (FlorianMenter) SST *Transitional №4 Gamma Theta Model*, тому що вона є найбільш універсальною і розроблена на основі базових перевірених моделей $k-\varepsilon$ і $k-\omega$. Також саме ця модель обґрунтовується для використання в роботі [121].

2.7 Обґрунтування моделі турбулентної в'язкості для моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі та у вхідному пристрої

Одним із важливих елементів чисельного експерименту є вибір моделі турбулентної в'язкості для замикання системи рівнянь Нав'є-Стокса.

Метою даного підрозділу є обґрунтування найбільш раціональної за адекватністю моделі турбулентної в'язкості для проведення математичного

моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі та у вхідному пристрої гвинтовентиляторного двигуна.

Об'єктом дослідження є кільцевий осьовий вхідний пристрій, перед яким розташований співвісний гвинтовентилятор, що має два ряди гвинтів: перший ряд налічує вісім лопатей, другий – шість (рис. 2.24).

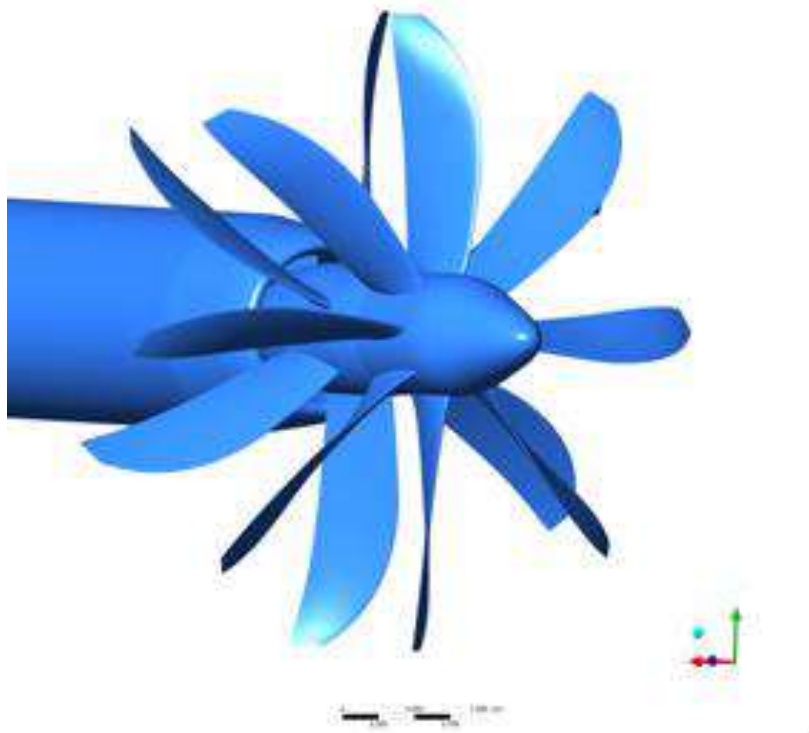


Рис. 2.24. - Модель гвинтовентилятора з вхідним пристроєм

Досліджено 7 видів стандартних моделей турбулентної в'язкості, що найбільш повно описують явища при обтіканні гвинтовентилятора і вхідного пристрою: $k-\omega$, SST (shear stress transport), SST Transitional №1 Fully turbulence, SST Transitional №2 Specified Intermittence, SST Transitional №3 Gamma model, SST Transitional №4 Gamma Theta Model, SST Transitional №5 Intermittency.

За результатами розрахунку на відповідному режимі з використанням обраних моделей турбулентної в'язкості отримано значення повного тиску перед і за вхідним пристроєм, для визначення коефіцієнту відновлення повного тиску в ньому та розрахунок тяги гвинтовентилятора.

Значення коефіцієнта відновлення повного тиску у вхідному пристрої та тяги гвинтовентилятора порівнюються з даними льотних випробувань [41].

Порівняння значень коефіцієнта відновлення повного тиску у вхідному пристрої, що отримано при визначених моделях турбулентної в'язкості з даними льотних випробувань наведені на рисунку 2.25.

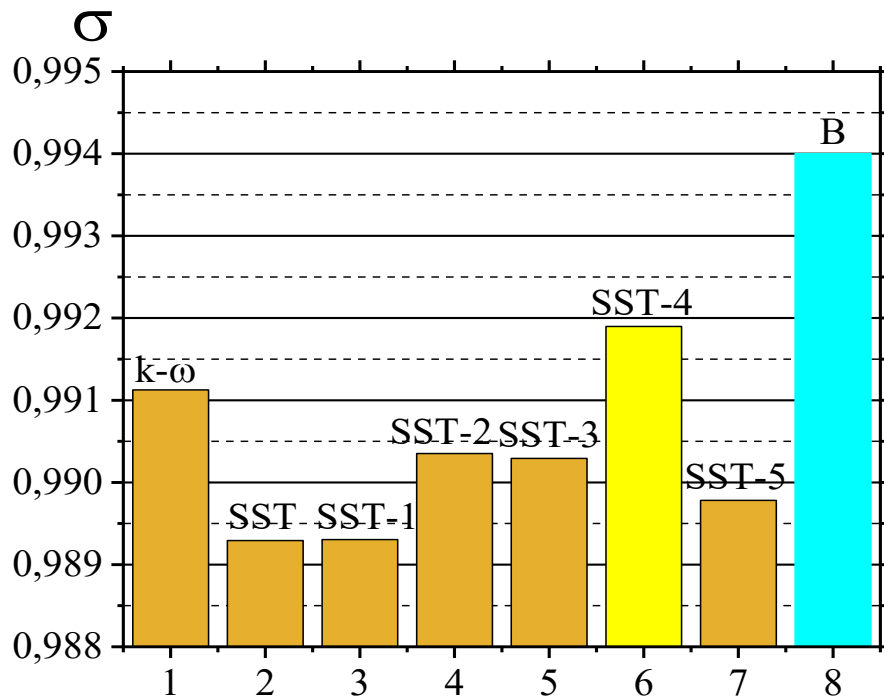


Рис. 2.25. – Порівняння значень коефіцієнта відновлення повного тиску у вхідному пристрої, що отримано при чисельному експерименті з даними льотних випробувань

Аналіз порівняння значень коефіцієнта відновлення повного тиску у вхідному пристрої показав (див. рис. 2.25), що використання моделі SST Transitional №4 Gamma Theta Model дозволяє отримати найбільш наближене до результатів льотних випробувань значення коефіцієнту відновлення повного тиску у вхідному пристрої.

Порівняння значень тяги гвинтовентилятора, що отримано при визначених моделях турбулентної в'язкості з даними льотних випробувань наведено на рисунку 2.26.

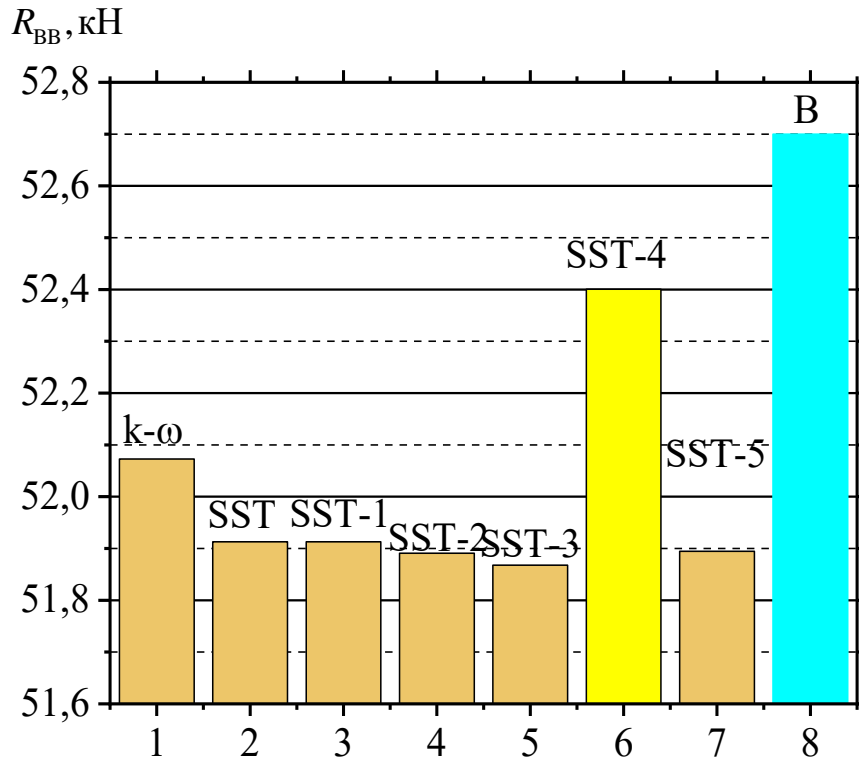


Рис. 2.26. Порівняння значень тяги гвинтовентилятора, що отримано при чисельному експерименті з даними льотних випробувань

Аналіз порівняння значень тяги гвинтовентилятора показав (рис. 2.26), що використання моделі SST Transitional №4 Gamma Theta Model також дозволяє отримати найбільш наближене до результатів льотних випробувань значення тяги гвинтовентилятора.

За результатами проведених досліджень слід зробити висновок, що найбільш раціональним є використання моделі турбулентної в'язкості типу SST Transitional №4 GammaThetaModel для математичного моделювання течії у гвинтовентиляторі і у входному пристрої, що розташований за гвинтовентилятором.

Висновки за розділом 2

1. Проаналізовано основні переваги та складові чисельного експерименту при моделюванні течії у гвинтовентиляторі та вхідному пристрої турбогвинтовентиляторного двигуна. Важливим елементом чисельного експерименту при моделюванні течії у гвинтовентиляторі та вхідному пристрої є застосування адекватної моделі турбулентної в'язкості, яка замикає систему рівнянь Нав'є-Стокса.

2. Розглянуто методику математичного моделювання течії в співвісному гвинтовентиляторі з урахуванням вхідного пристрою.

3. Розроблено геометричну та сіткову модель співвісного гвинтовентилятора і вхідного пристрою для проведення моделювання течії в них. Також подано початкові і граничні умови, які накладаються на досліджувану модель під час моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі з вхідним пристроєм турбогвинтовентиляторного двигуна.

4. Проведено тестову задачу моделювання течії у гвинтовентиляторі та у вхідному пристрої турбогвинтовентиляторного двигуна. За результатами тестової задачі для наступних досліджень обрано модель турбулентної в'язкості SST Transitional №4 GammaThetaModel. При проведенні тестової задачі результати чисельного експерименту порівнювались з результатами льотних випробувань.

Основні положення цього розділу викладені в публікаціях автора [118, 134, 135].

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО УДОСКОНАЛЕННЯ КІЛЬЦЕВОГО ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ АВІАЦІЙНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ З СПІВВІСНИМ ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРОМ

3.1 Верифікація математичної моделі за результатами льотних випробувань

Верифікація математичної моделі робочого процесу передбачає порівняння результатів чисельного моделювання з результатами фізичного експерименту на основі льотних випробувань вхідного пристрою прототипа [41].

Математична модель робочого процесу у кільцевому вхідному пристрої з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном має ряд припущень, основні з яких закладені в сіткових моделях, моделі турбулентності, взаємодії областей «ротор - статор», стаціонарності потоку. Метою верифікації є також обґрунтування та уточнення даних припущень.

Як показав досвід використання чисельного експерименту при дослідженні характеристик кільцевих дифузорних каналів і лопаткових апаратів є доцільним [116, 134-139]. Застосування програмного комплексу ANSYS CFX з використанням SST *Transitional №4 Gamma Theta* моделі турбулентності дозволяє отримувати досить адекватні результати з точки зору якісної оцінки характеру потоку робочого тіла [134,139]. Але при цьому точність визначення втрат не відповідає дійсності і, як правило, занижена. Тому дуже важливо верифікувати результати чисельного розрахунку за даними отриманими в ході експериментального дослідження для кожного конкретного завдання.

В якості параметра для верифікації результатів чисельного розрахунку обрано показники, що описують ефективність роботи вхідного пристрою з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Ефективність роботи вхідного пристрою оцінюється за допомогою коефіцієнту відновлення повного тиску $\sigma_{\text{вх}}$.

Коефіцієнтом відновлення повного тиску є відношення повного тиску на виході із вхідного пристрою $p_{\text{АП}}^*$ до повного тиску незбуреного потоку перед співвісним гвинтовентилятором $p_{\text{Н}}^*$:

$$\sigma = \frac{p_{\text{АП}}^*}{p_{\text{Н}}^*}. \quad (3.1)$$

Для визначення коефіцієнту відновлення повного тиску дозвукового вхідного пристрою силової установки типу Д-27 використовувався метод, що базується на результатах технічного звіту № 70.702.032.Д1-12 [41].

Граничні умови математичної моделі визначені для наступного розрахункового режиму:

висота польоту $H = 3976$ м;

число $M_{\text{п}} = 0,394$;

крейсерський режим роботи двигуна.

Для визначення додаткових даних використовувались наступні матеріали:

показники льотного випробування літака АН-70 [41];

результати розрахунку математичної моделі силової установки (рис. 3.1) [127];

робочі характеристики гвинтів [124].

Групи точок для замірів повного тиску в математичній моделі розташовувались на відстані 180 мм від носика обичайки вхідного пристрою на наступних кутах за годинниковою стрілкою (вид проти польоту) (рис. 3.2):

1-ша «група» – $67^\circ 30'$;

2-га «група» – $157^\circ 30'$;

3-тя «група» – $247^\circ 30'$;

4-та «група» – $337^\circ 30'$.


```

----- вставка <> И.В.Н. -----
  Дв      п вв взл.  п вв реж.  AZN      AFN      AFG
4.500    1000.      850.      1.0000   1.0000   1.0000
-----
01      - колич вариантов расчета
1 0 1    - признаки:расслоения (1-по t )н;графики;поиска точек перехода
alfa рэр М п      Н, м      t нач<°С>t кон
096.      0.394      4087.654   -0.5      -0.5      10.0
3
ОТВОРЫ ВОЗДУХА  за КНД      за 2 ст.КВД  за КВД ( относительные и кг/с )
-0.0      -0.000 -0.0      -0.0      -0.000 -0.49 -0.000 -0.00
-100.0 - отбор мощности
7
-количество точек зависимости е 10
1.09277165341 0.08886491845 -0.32378147518 3.95849927944Е-5 -
8.10038036856Е-9 -0.00346071505 2.4305778452311Е-5 - SIGMA
0.      100.      0.2      300.      0.4      0.5      0.6      - М п
*****

```

11. 4.2016 г 19 ч 43 мин ТАБЛИЦА ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ Д-27 В
ЗАДАНЫХ ВЫСОТНО-СКОРОСТНЫХ УСЛОВИЯХ

ALFрэр	Высота	Tн	Мп	Vп	Пи к	Sig вх	Nвв	Nэ	Gт
Сэ	Rвв	Rсум	Gв	ALF/КПД	BETA	LAMDA			
кг/ч/лс	м	С	М<.29/М>.29	км/ч			л.с.	л.с.	кг/ч
96.	3976.	0.	0.394	470.	20.375	0.994	7696.	8049.	1441.0
0.179	3841.	4024.	20.31	0.868	1.365	2.046			

Рисунок 3.1 – Структура файла з вхідними даними для математичної моделі
двигуна Д-27 та результат розрахунку

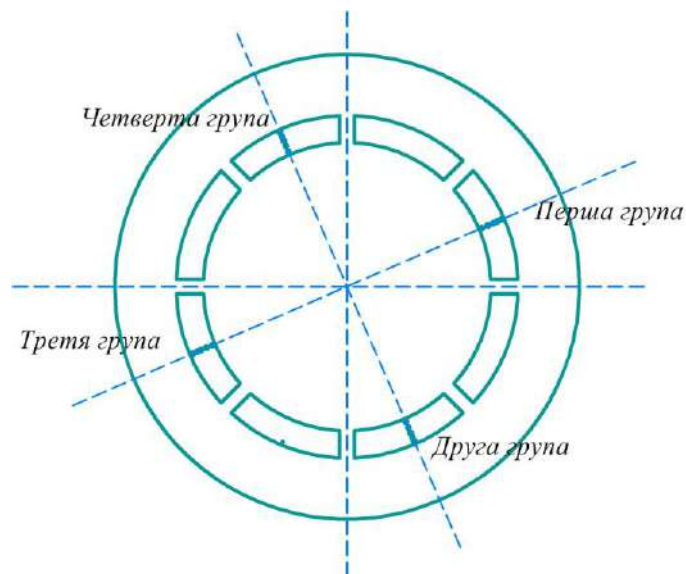


Рисунок 3.2 – Розташування датчиків заміру повного тиску
у вхідному пристрої

Кути вказані щодо верхнього променя вертикальної осі двигуна вправо за напрямком польоту.

Радіуси встановлення точок замірів повного тиску (рис. 2.2):

438,19 мм – 5-та точка;

452,69 мм – 4-та точка;

466,69 мм – 3-тя точка;

480,29 мм – 2-га точка;

493,49 мм – 1-ша точка.

Результати випробувань щодо визначенню повного тиску на вході до двигуна та коефіцієнту відновлення повного тиску у вхідному пристрої для розрахункової моделі представлені у вигляді візуалізації параметрів течії робочого тіла, а також значень основних аеродинамічних характеристик вхідного пристрою.

3.1.1 Методика обробки результатів математичного моделювання

Для аналізу параметрів течії робочого тіла на вході у двигун та для визначення характеристик вхідного пристрою, вихідну зону досліджуваної моделі розбито на 16 секторів, на межі яких замірялись показники повного тиску $p_{вх}^*$ та швидкості потоку $v_{дв}$.

Кожна грань сектору містить 100 точок, що рівномірно розподілені за висотою проточної частини вхідного пристрою (рис.3.3).

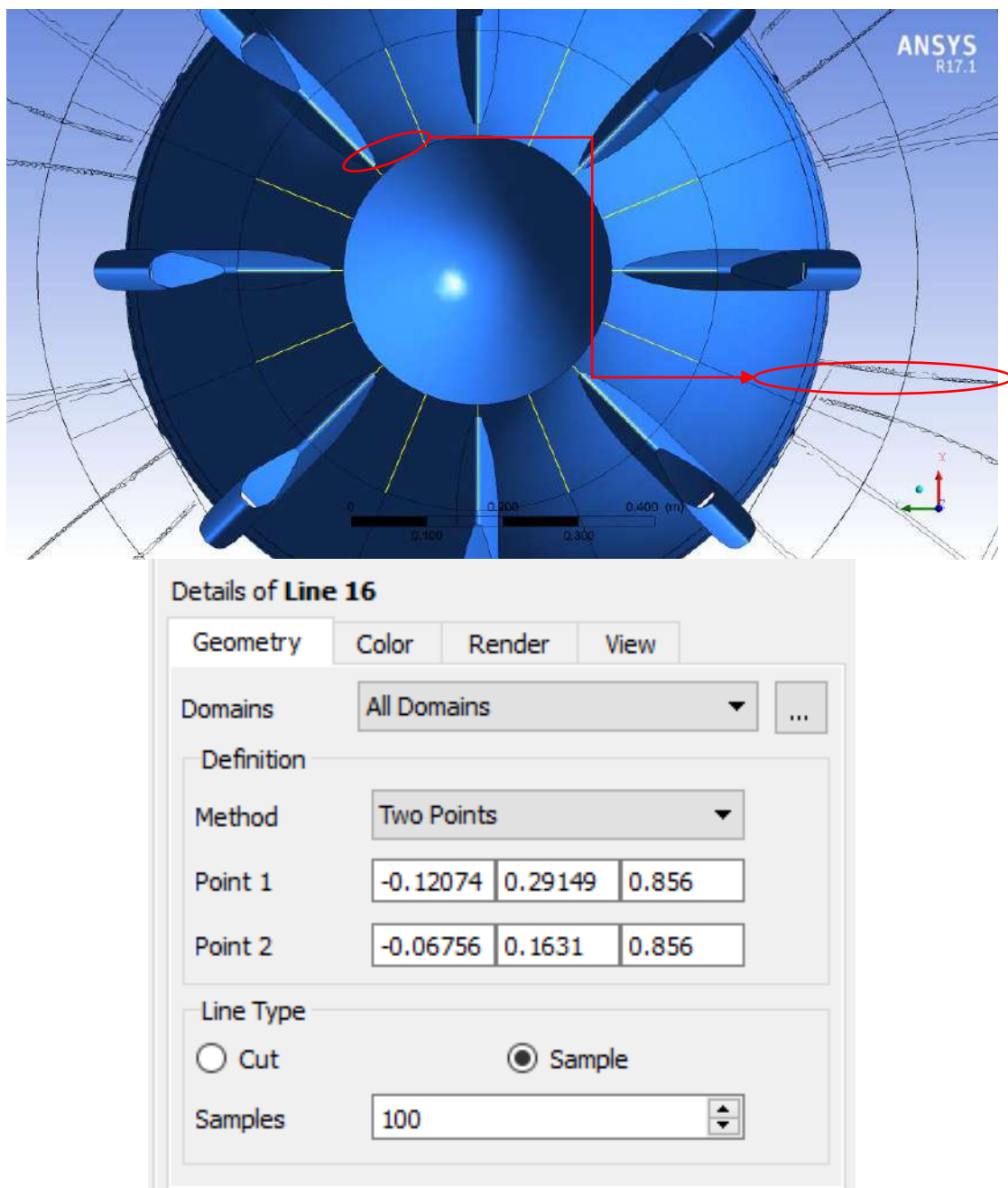


Рисунок 3.3 – Візуалізація точок замірів параметрів робочого тіла на вході до двигуна

Отримані в результаті моделювання значення повного тиску $p_{вх}^*$ та швидкості потоку $v_{дв}$ за допомогою вбудованих функцій програмного комплексу CFX-Post експортуються, для подальшого аналізу та спрощення процесу обробки результатів, в програму для роботи з електронними таблицями Microsoft Office Excel (рис.3.4).

[Name]

S Line 1

[Data]

X [m], Y [m], Z [m], Velocity in Stn Frame [m s⁻¹]

2.91489989e-001, 1.20739996e-001, 8.56000006e-001, 1.01869225e+002

2.90193111e-001, 1.20202824e-001, 8.56000006e-001, 1.21915115e+002

2.88896233e-001, 1.19665653e-001, 8.56000006e-001, 1.31660782e+002

2.87599355e-001, 1.19128481e-001, 8.56000006e-001, 1.36384277e+002

2.86302477e-001, 1.18591309e-001, 8.56000006e-001, 1.40800644e+002

2.85005599e-001, 1.18054137e-001, 8.56000006e-001, 1.44933060e+002

2.83708721e-001, 1.17516965e-001, 8.56000006e-001, 1.48205063e+002

Рисунок 3.4 – Експортовані розрахункові значення швидкості потоку

За допомогою програмного засобу для аналізу числових даних OriginPro, для кожної грані секторів будується графік розподілу повного тиску $p_{\text{вх}}^*$, швидкості потоку $v_{\text{дв}}$, коефіцієнта відновлення повного тиску σ_p та коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску $\Delta\sigma_p$ (рис. 3.5).

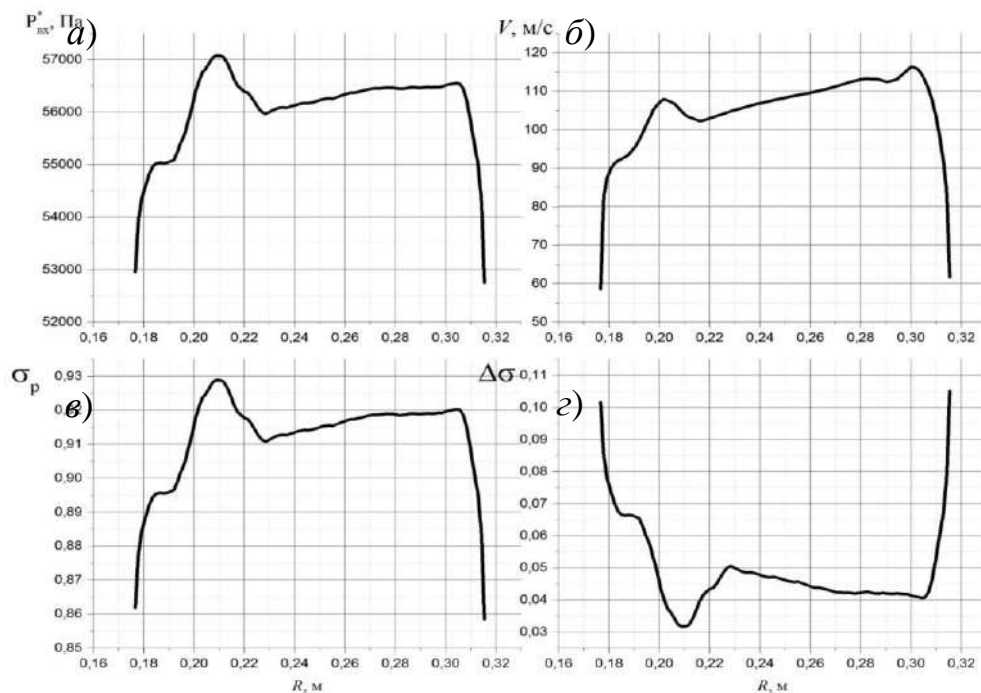


Рисунок 3.5 – Розподіл повного тиску (а), швидкості потоку (б), коефіцієнта відновлення повного тиску(в) та коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску (г)

Розподіл повного тиску $p_{\text{вх}}^*$ (рис. 3.6), швидкості потоку $v_{\text{дв}}$, коефіцієнта відновлення повного тиску σ_p та коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску $\Delta\sigma_p$, проінтегровано в межах висоти каналу для отримання середньо інтегральних значень зазначених показників на гранях секторів.

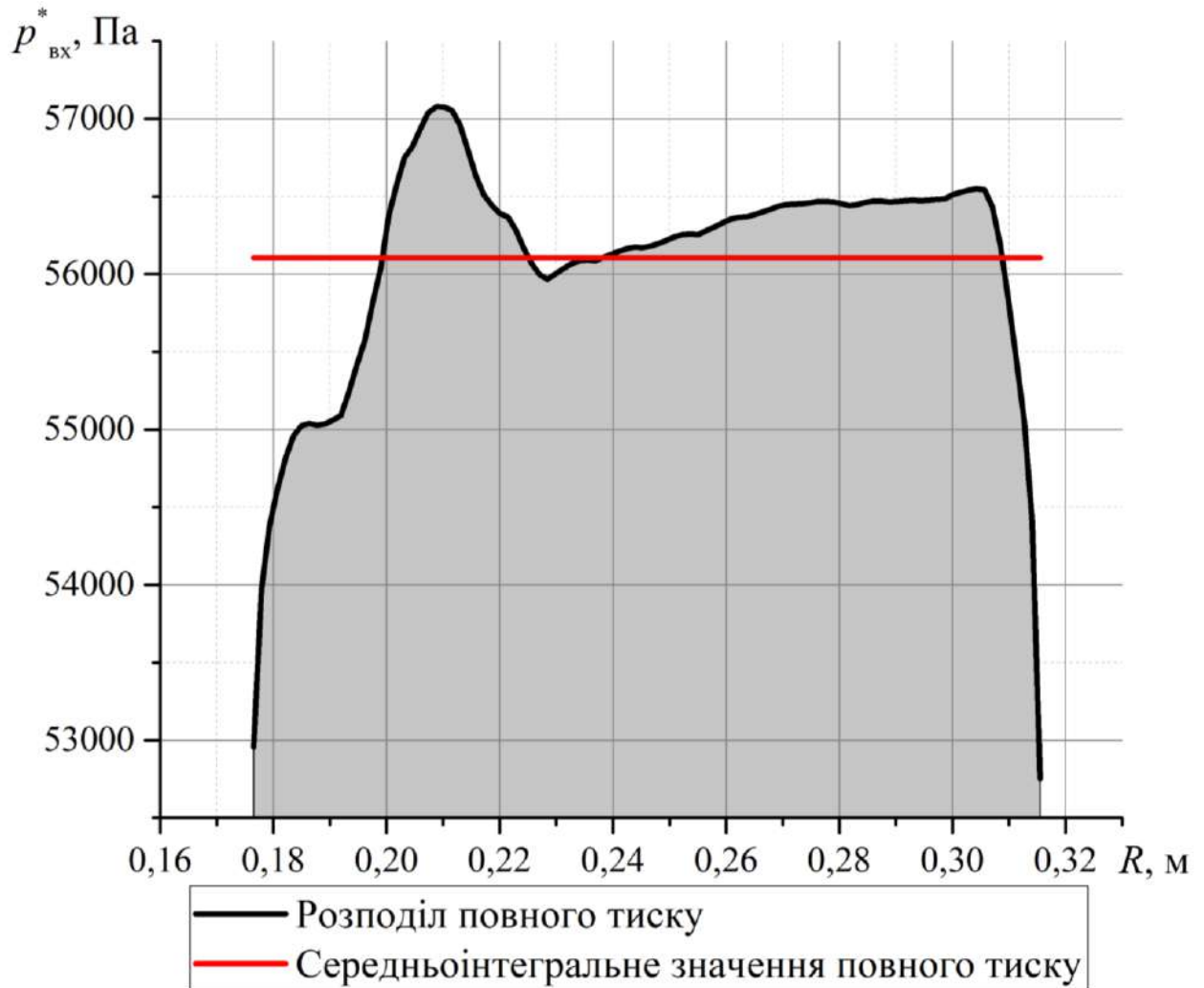


Рисунок 3.6 – Розподіл повного тиску на вході до двигуна та його середньо інтегральне значення

За результатами розрахунку параметрів течії у вхідному пристрої з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора отримуємо характеристики вхідного пристрою на вході до двигуна: середньо інтегральне значення повного тиску - $p_{\text{вх}}^*$, швидкості - $v_{\text{вх}}$, коефіцієнта відновлення повного тиску - $\sigma_{\text{вх}}$ та

коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску - $\Delta\sigma_{\text{вх}}$ для визначеного режиму польоту: $M = 0,394$; $H = 3976$ м.

На рис. 3.7 – 3.10 представлено розподіли в коловому напрямку осередненого за висотою каналу повного тиску на виході з вхідного пристрою, осьової швидкості потоку на виході з вхідного пристрою, коефіцієнта відновлення повного тиску потоку на виході з вхідного пристрою, коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску потоку на виході з вхідного пристрою.

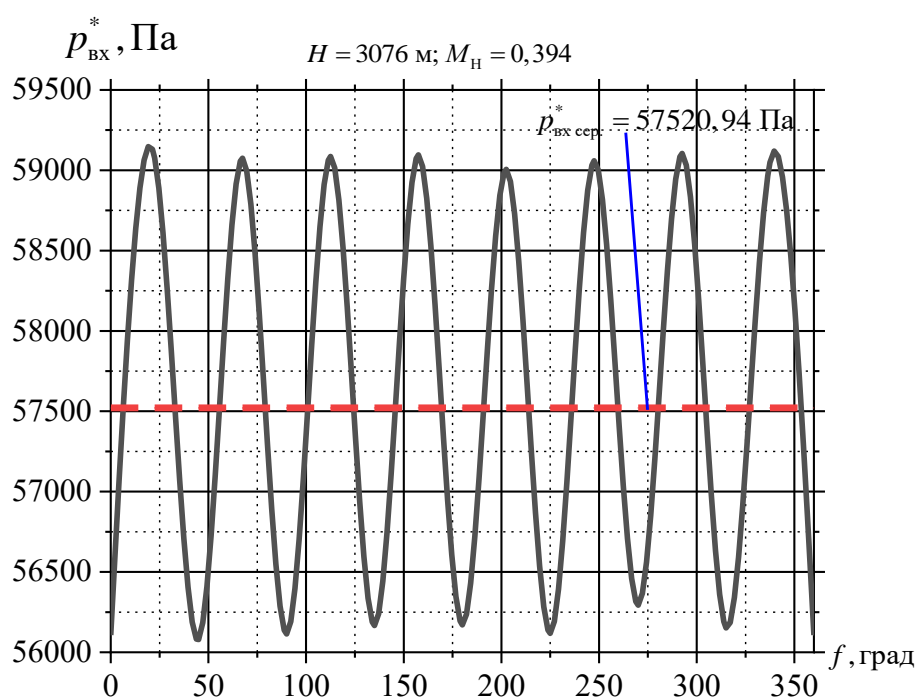


Рисунок 3.7 – Розподіл в коловому напрямку осередненого за висотою каналу повного тиску на виході з вхідного пристрою

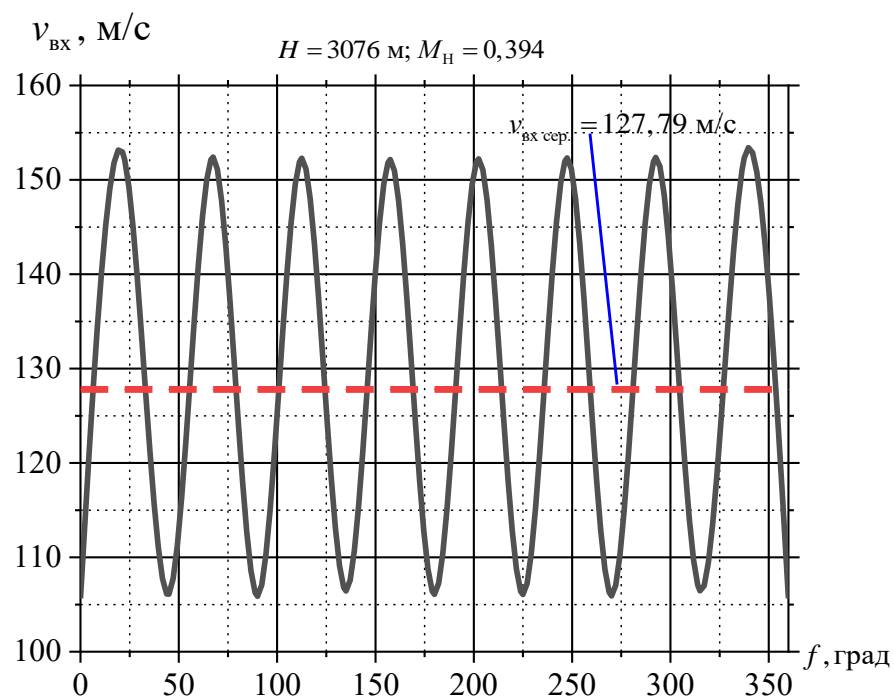


Рисунок 3.10 – Розподіл в коловому напрямку осередненої за висотою каналу осьової швидкості потоку на виході з вхідного пристрою

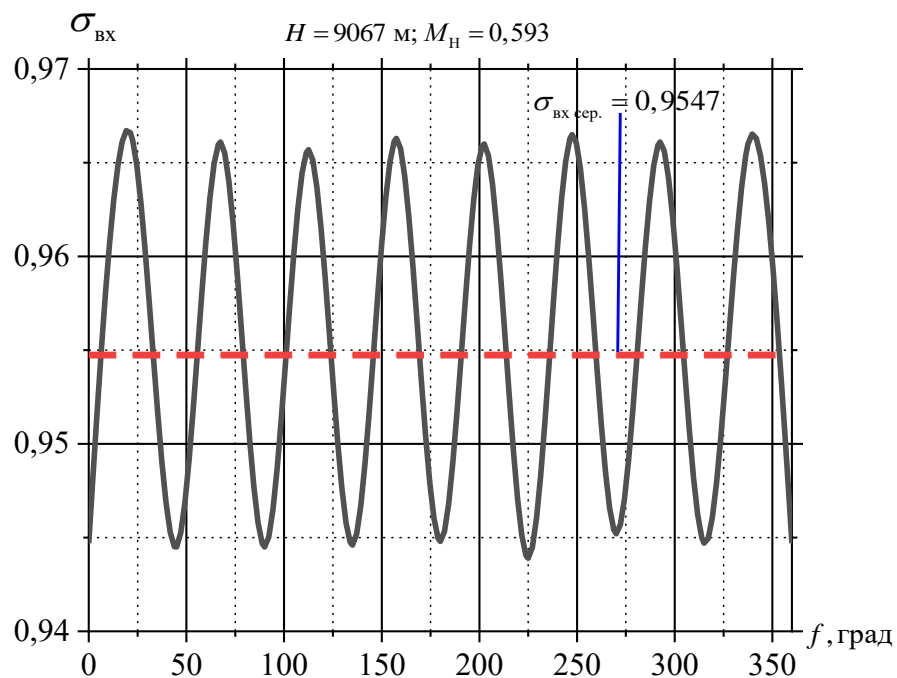


Рисунок 3.11 – Розподіл в коловому напрямку осередненого за висотою каналу коефіцієнта відновлення повного тиску потоку на виході з вхідного пристрою

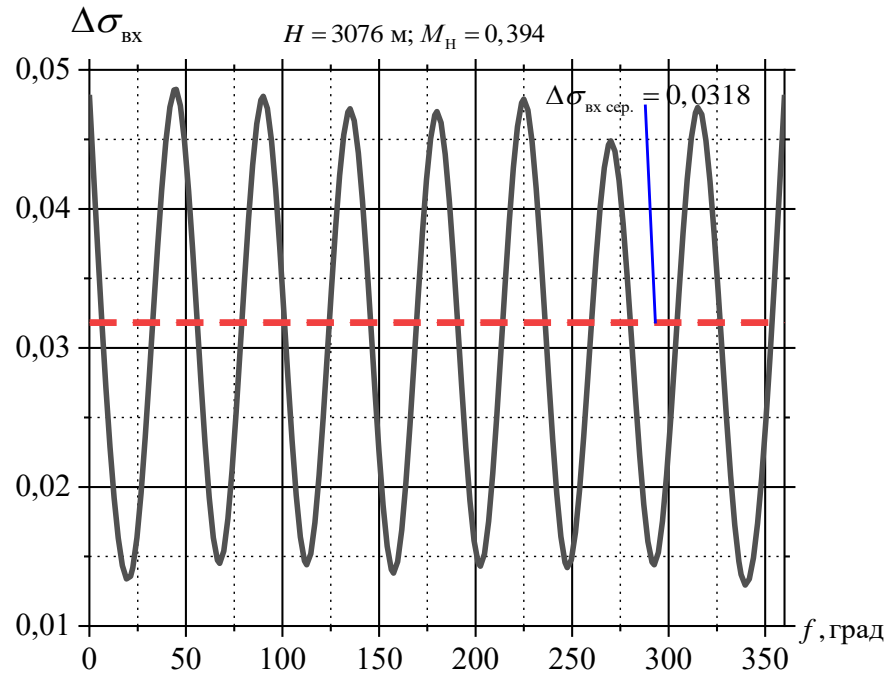


Рисунок 3.11 – Розподіл в коловому напрямку осередненого за висотою каналу коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску потоку на виході з вхідного пристрою

3.1.2 Перевірка адекватності і точності математичної моделі дозвукового кільцевого вхідного пристрою

Для перевірки адекватності математичної моделі дозвукового кільцевого вхідного пристрою розглянуто його аеродинамічні характеристики на іншому режимі польоту:

висота польоту $H = 9067 \text{ м}$;

число $M_{\text{п}} = 0,593$;

крейсерський режим роботи двигуна.

Для визначення додаткових даних для розрахунку використовувались також:

показники льотного випробування літака АН-70 [41];

результати розрахунку математичної моделі силової установки (рис.3.12) [127];

робочі характеристики гвинтів [123].

За визначеними вихідними і граничними умовами проведено розрахунок аеродинамічних характеристик базового кільцевого вхідного пристрою.

```

-----
                вставка <> И.В.Н. -----
    Дв      n вв взл.  n вв реж.  AZN      AFN      AFG
    4.500    1000.    850.    1.0000  1.0000  1.0000
-----
    01      -   колич вариантов расчета
    1 0 1    -   признаки:расслоения (1-по t )н;графики;поиска точек перехода
    alfa рзр М п      Н, м      t нач<°C>t кон
-----
    096.    0.593    9066.057  -0.5    -0.5    10.0
    3
    ОТВОРЫ ВОЗДУХА за КНД      за 2 ст.КВД      за КВД ( относительные и кг/с )
-----
    -0.0    -0.000 -0.0    -0.0    -0.00 -0.49 -0.000 -0.00
    -100.0 - отбор мощности
    7
    -количество точек зависимости ε 10
    1.09277165341 0.08886491845 -0.32378147518 3.95849927944E-5 -
    8.10038036856E-9 -0.00346071505 2.4305778452311E-5 - SIGMA
    0.    100.    0.2    300.    0.4    0.5    0.6    - М п
    *****

```

4.12.2016 г 19 ч 43 мин ТАБЛИЦА ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ Д-27 В ЗАДАННЫХ ВЫСОТНО-СКОРОСТНЫХ УСЛОВИЯХ

ALFрзр	Высота	Tн	Мп	Vп	Пи к	Sig vx	Nвв	Nэ	Gт	Cэ	Rвв	Rсум	Gв	ALF/КПД	BETA	LAMDA
	м	С		км/ч			л.с.	л.с.	кг/ч	кг/ч/лс			М<.29/М>.29			
96.	9067.	-40.	0.593	653.	23.608	0.963	5285.	5563.	913.6	0.164	2009.	2112.	13.23	0.919	1.626	2.845

Рисунок 3.12 – Структура файла з вхідними даними для математичної моделі двигуна прототипу Д-27 та результат розрахунку

Результати дослідження базового кільцевого вхідного пристрою з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора на режимі польоту при $M = 0,593$; $H = 9067$ м представлені на рисунку 3.13, на якому чітко видно основні ділянки течії газового потоку в каналі, а саме закрочні сліди силових стоек, торцеві поверхні і область ядра потоку.

В області втулкової торцевої поверхні спостерігається розвинена відривна течія, що викликана наростаннями наступним відривом примежового шару ще на внутрішній стінці каналу.

На периферії в області поблизу торцевої поверхні примежовий шар розвинений слабо. Це відбувається в результаті підтискання потоку у верхній меридіональній поверхні внаслідок дії коріолісових сил через складну траєкторію руху потоку в каналі, що має поворотні ділянки в меридіональній проекції.

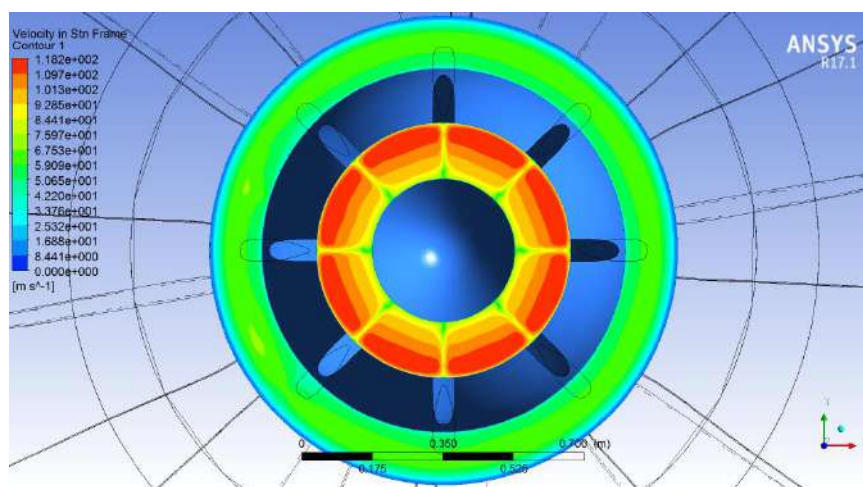


Рисунок 3.13 – Розподіл швидкості потоку на вході до входного пристрою та вході до двигуна

У втулковій області видно слід каналного вихору, що практично «зливається» з зоною відриву на картині течії.

Оскільки через стиснення на периферії примежовий шар дуже тонкий, поблизу верхньої торцевої поверхні не спостерігається розвиненої вторинної течії (рис. 3.14–4.16).

Внаслідок цього ядро потоку зміщується в верхню частину каналу. У свою чергу таке сильне зниження ефективною площі пропускного перетину призводить до значного перерозподілу витрат повітряних мас за висотою. Внаслідок цього стиснення в області периферії стає більш інтенсивним.

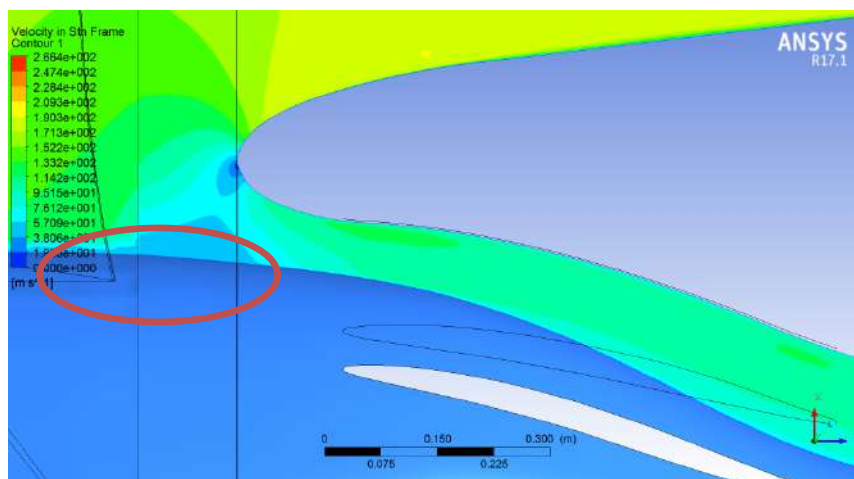


Рисунок 3.14 – Контурне зображення розподілу швидкості потоку
вздовж тракту вхідного пристрою

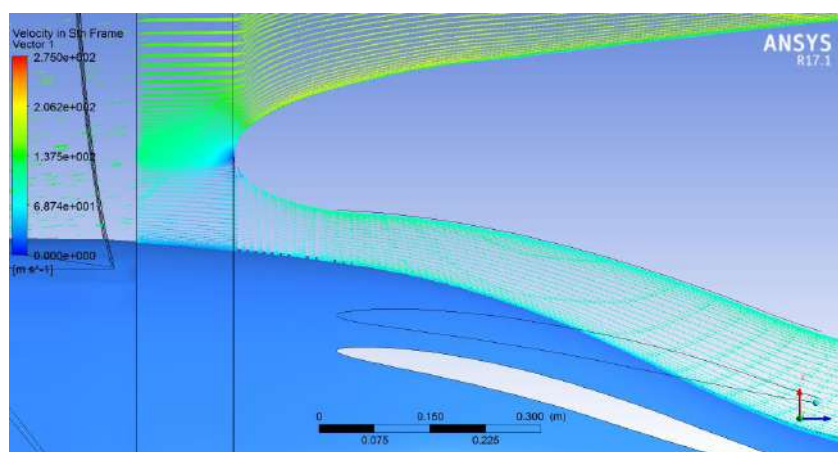


Рисунок 3.15 - Векторне зображення розподілу швидкості потоку
вздовж тракту вхідного пристрою

Виникнення настільки розвиненого відривного потоку в області втулки пояснюється поворотом потоку повітря при переході з похилого кільцевого каналу дифузора в осьовий канал та впливу гвинтовентилятора.

Оскільки при течії потоку в дифузорі товщина примежового шару збільшується за довжиною каналу, то різка зміна кута нахилу меридіонального перетину призводить до відриву на втулці.

Поблизу закромочних слідів на спинці лопаток близько втулки спостерігається розвинена область вторинних течій.

Вировий потік близько верхньої торцевої поверхні менш інтенсивний через стиснення примежового шару градієнтом тиску, що діють у напрямку від втулки до периферії (рис.3.16).

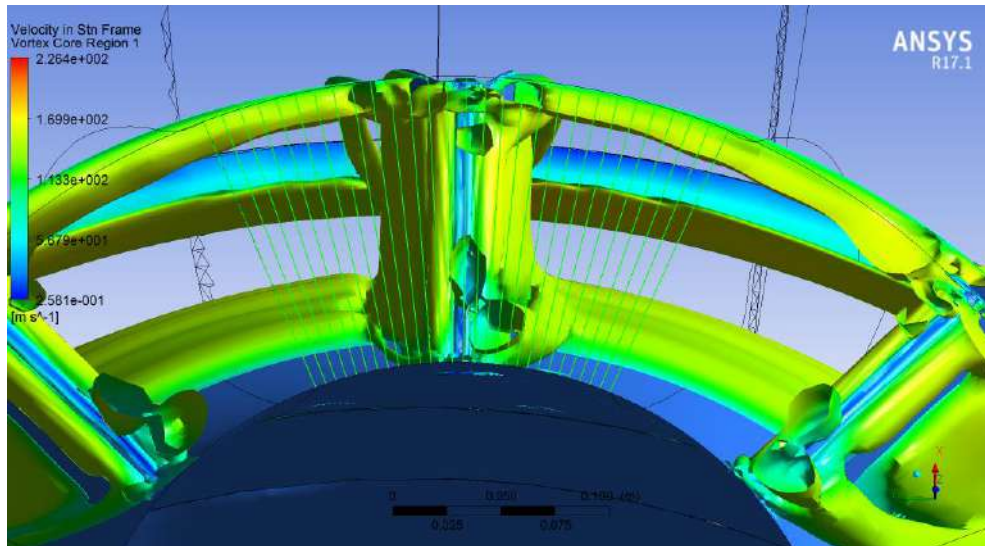


Рисунок 3.16 – Візуалізація структури течії у вхідному пристрої

Саме тому ядро потоку, де втрати мінімальні, зсувається ближче до периферії. Така картина потоку в каналі призводить до наступного розподілу повного тиску $p_{\text{вх}}^*$, осьової швидкості потоку $v_{\text{вх}}$, коефіцієнта відновлення повного тиску $\sigma_{\text{вх}}$ та коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску $\Delta\sigma_{\text{вх}}$ за висотою, що наведені на рис.3.17-3.20.

Поблизу втулкової торцевої поверхні середні втрати повного тиску, швидкості потоку, коефіцієнта відновлення повного тиску та коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску стрімко збільшуються і лише біля самої стінки каналу зростання втрат припиняється, що пояснюється відривом примежового шару від втулки. Поблизу периферії рівень середніх втрат збільшується незначно щодо середнього рівня втрат в ядрі потоку, що свідчить про слабкорозвинений примежовий шар на верхній торцевій стінці проточної частини каналу.

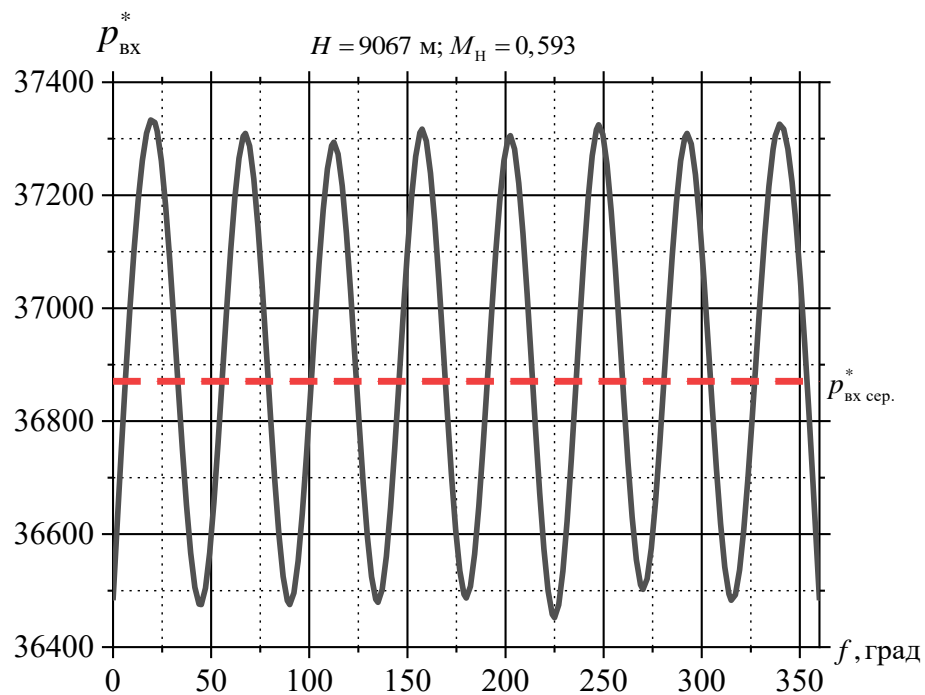


Рисунок 3.17 – Розподіл в коловому напрямку осередненого за висотою каналу повного тиску на виході з вхідного пристрою

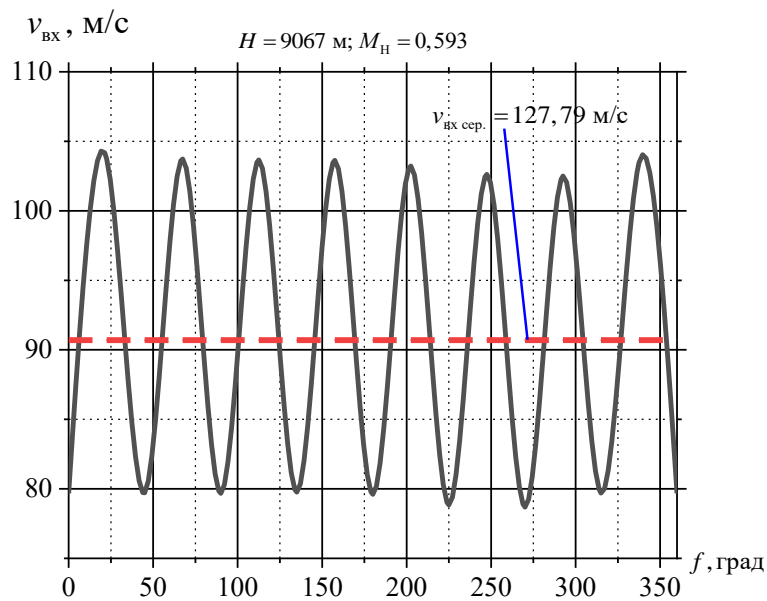


Рисунок 3.18 – Розподіл в коловому напрямку осередненої за висотою каналу осьової швидкості потоку на виході з вхідного пристрою

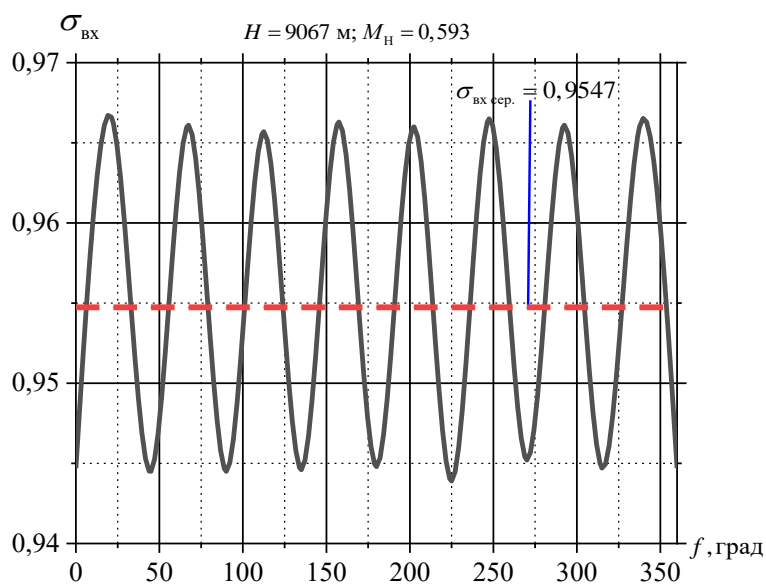


Рисунок 3.19 – Розподіл в коловому напрямку осередненого за висотою каналу коефіцієнта відновлення повного тиску потоку на виході з вхідного пристрою

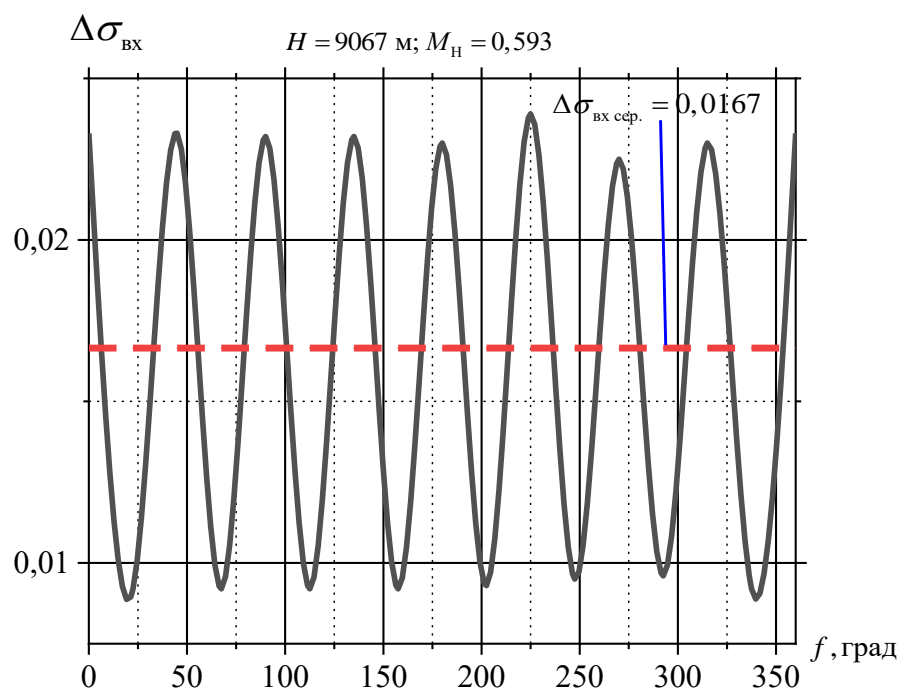


Рисунок 3.20 – Розподіл в коловому напрямку осередненого за висотою каналу коефіцієнта радіальної неоднорідності повного тиску потоку на виході з вхідного пристрою

Порівнявши отримані результати розрахунку основних параметрів потоку і характеристики вхідного пристрою для даного режиму польоту, що отримані в льотному експерименті [41], можна зробити висновок про можливість застосування розробленого методу аеродинамічного розрахунку течії в дозвуковому вхідному пристрої і розрахунку коефіцієнта відновлення повного тиску кільцевого вхідного пристрою з урахуванням впливу співвісного гвинтвентилятора дозволяє передбачити параметри течії в каналі з точністю від 0,4...0,5% (табл.3.1).

Таблиця 3.1 – Оцінка розрахункової точності математичної моделі вхідного пристрою з урахуванням впливу співвісного гвинтвентилятора

Зовнішні умови		Коефіцієнт відновлення повного тиску, σ		
H, м	M, од.	Льотні випробування [41]	Розрахунок	$\Delta, \%$
3976	0,394	0,9702	0,9663	0,4
9067	0,593	0,9591	0,9547	0,5

3.2 Вплив кількості силових стійок вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики

Для визначення впливу кількості силових стійок на аеродинамічні характеристики вхідного пристрою проведено розрахунки на режимі польоту:

висота польоту $H = 9067$ м;

число $M_{\text{п}} = 0,593$;

крейсерський режим роботи двигуна для наведених нижче варіантів (рис.3.21):

а) базового вхідного пристрою (8 силових стійок);

б) базового вхідного пристрою (4 силові стійки);

в) базового вхідного пристрою без силових стійок,

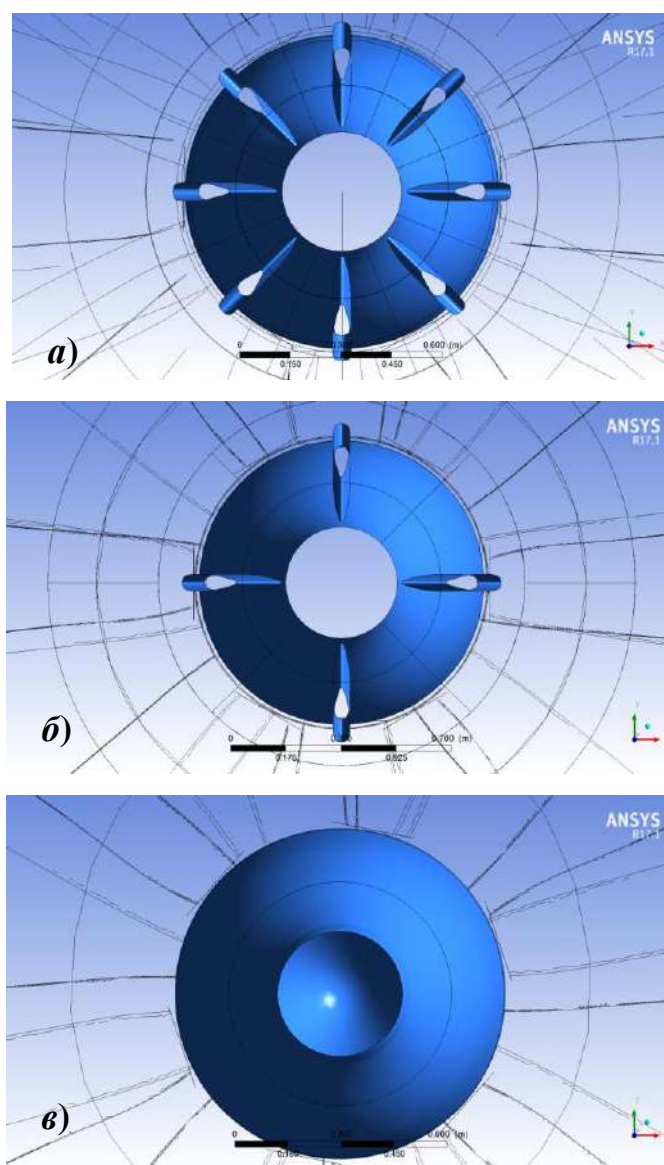


Рисунок 3.21 – Геометрична модель базового вхідного пристрою
а) 8 силових стійок; б) 4 силові стійки; в) без силових стійок

Результати математичного моделювання щодо визначення повного тиску на вході до двигуна та коефіцієнту відновлення повного тиску у вхідному пристрої для розрахункових моделей представлені також у вигляді візуалізації параметрів течії робочого тіла та значень основних аеродинамічних характеристик вхідного пристрою, отриманих за допомогою описаного раніше способу дослідження та обробки даних, проте також додатково визначались параметри потоку в трьох перерізах (див. рис.3.22).

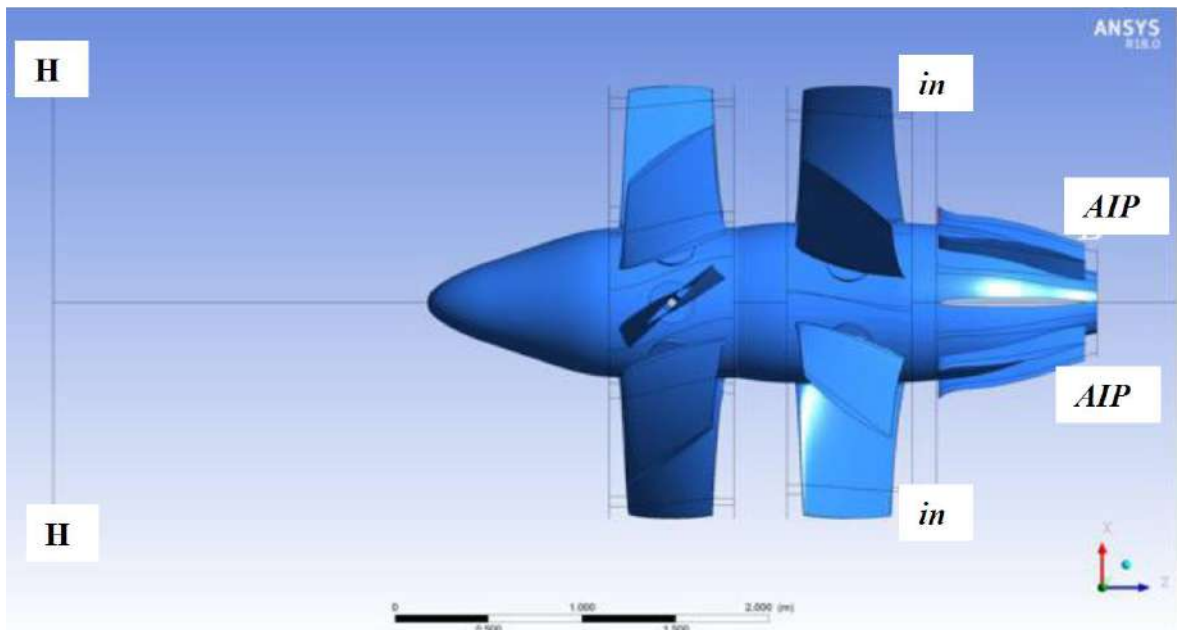


Рисунок 3.22 – Розташування перерізів виміру значень параметрів потоку

На рис. 3.23 показана візуалізація розподілу повного тиску на вході в двигун для кожного варіантів вхідного пристрою.

Аналізуючи отримані результати розрахунку базового вхідного пристрою зі зміною кількості силових стійок (рис.3.23) можна зробити висновок, що вихори збудені в результаті роботи співвісних гвинтовентиляторів слабо впливають на картину течії робочого тіла в тракці вхідного пристрою, адже опір та значні вихрові зони створювані силовими стійками відсутні. Проте поблизу периферії рівень втрат незначно збільшується щодо середнього рівня втрат в ядрі потоку, що також свідчить про слаборозвинений примежовий шар на верхній торцевій стінці проточної частини каналу.

Також необхідно відзначити, що поблизу втулки спостерігається найбільший рівень втрат, що пояснюється накопиченням та відривом примежового шару від втулки вхідного пристрою.

На рисунку 3.23 а) і б) чітко видно вихрові сліди за силовими стійками та значну відривну зону на втулці.

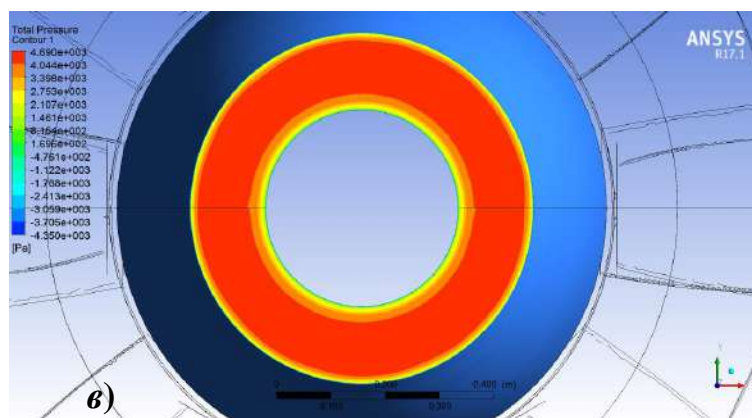
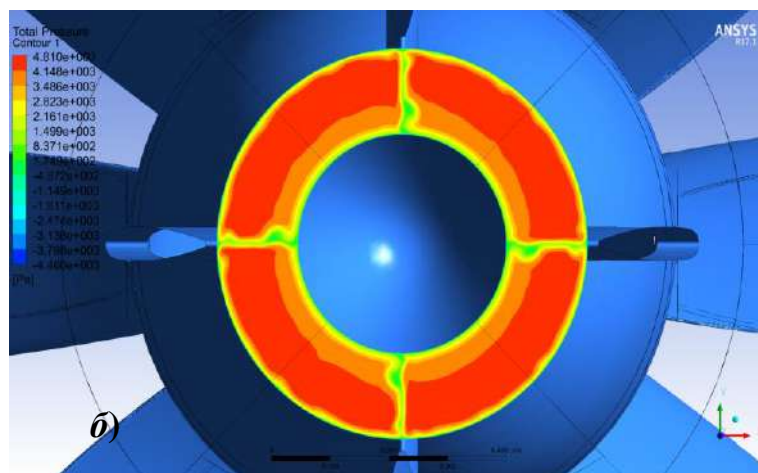
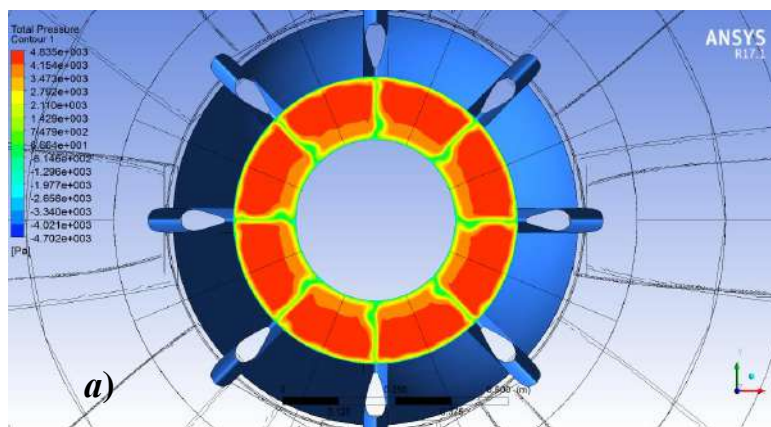


Рисунок 3.23 – Візуалізація розподілу повного тиску на вході в двигун базового вхідного пристрою

а) 8 силових стійок; б) 4 силові стійки; в) без силових стійок

На рис.3.24 та 3.25 показана візуалізація розподілу швидкості потоку вздовж проточної частини вхідного пристрою.

Поблизу носка обичайки, як і в попередніх розрахунках, відбувається гальмування потоку, його розподіл та збільшення швидкості при переході до осесиметричної (внутрішньої) частини.

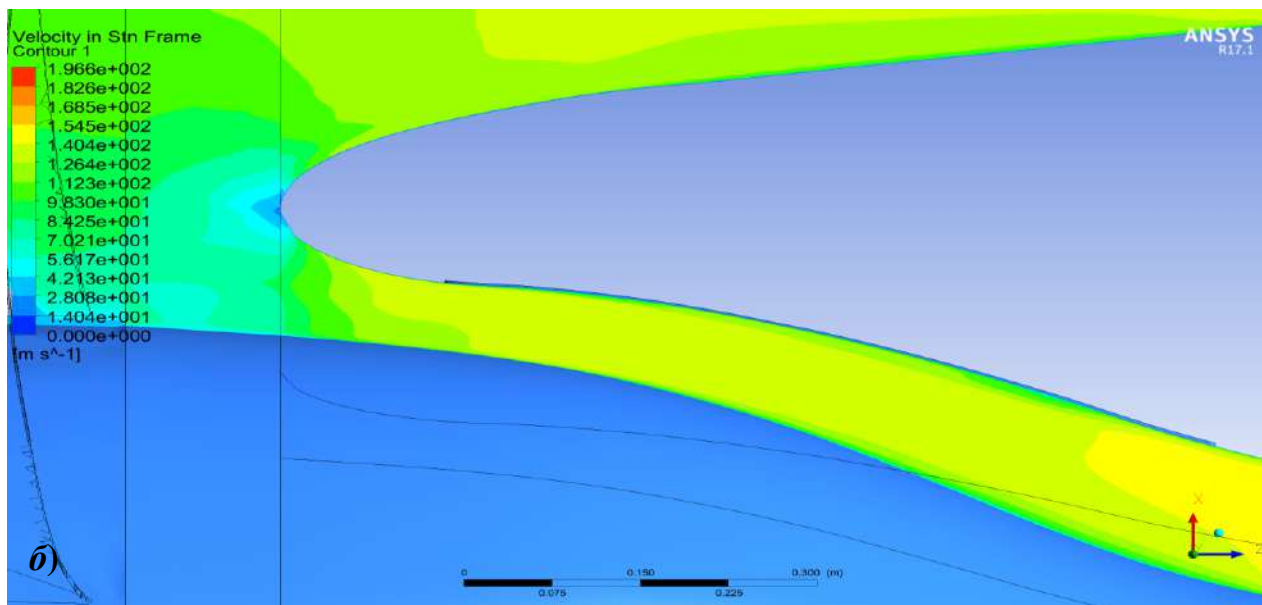
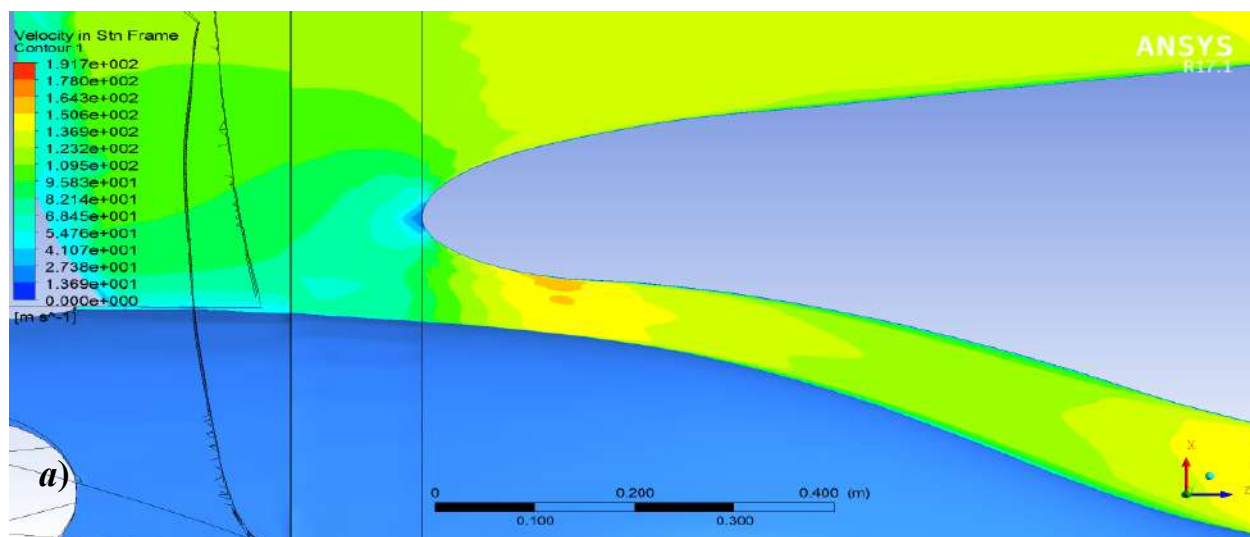


Рисунок 3.24 – Контурне зображення розподілу швидкості потоку вздовж тракту базового вхідного пристрою а) без силових стійок; б) 4 силові стійки

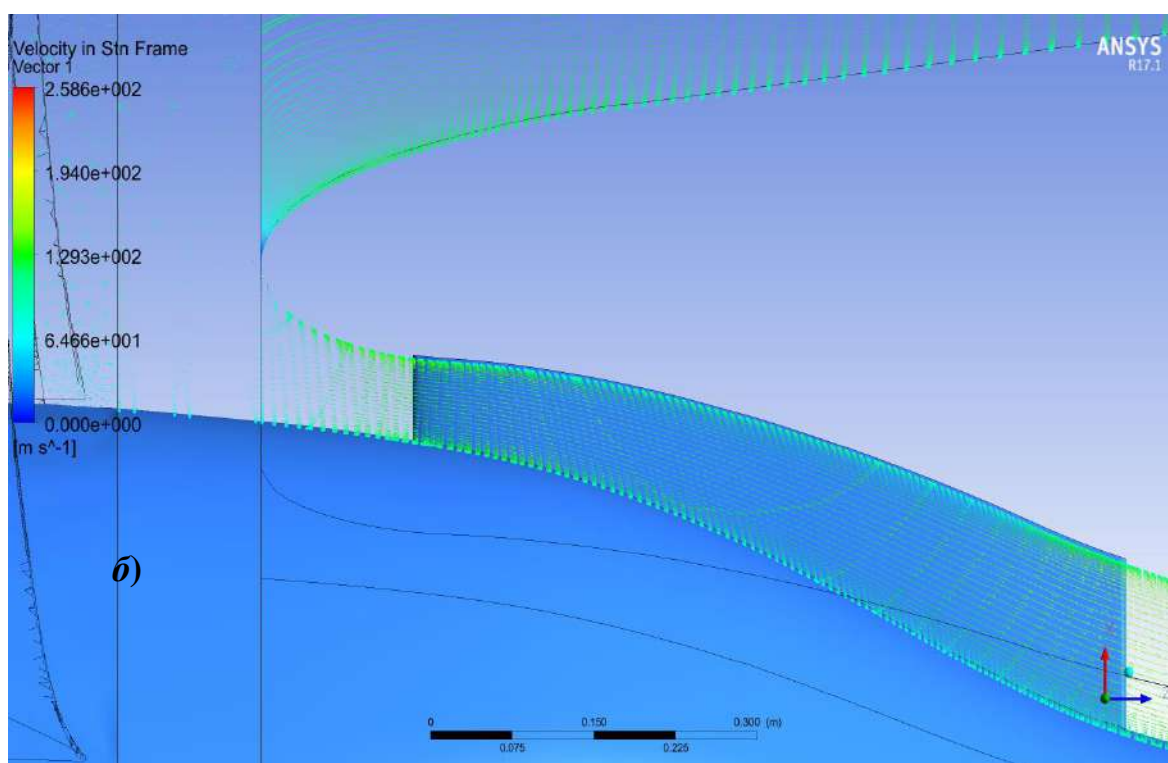
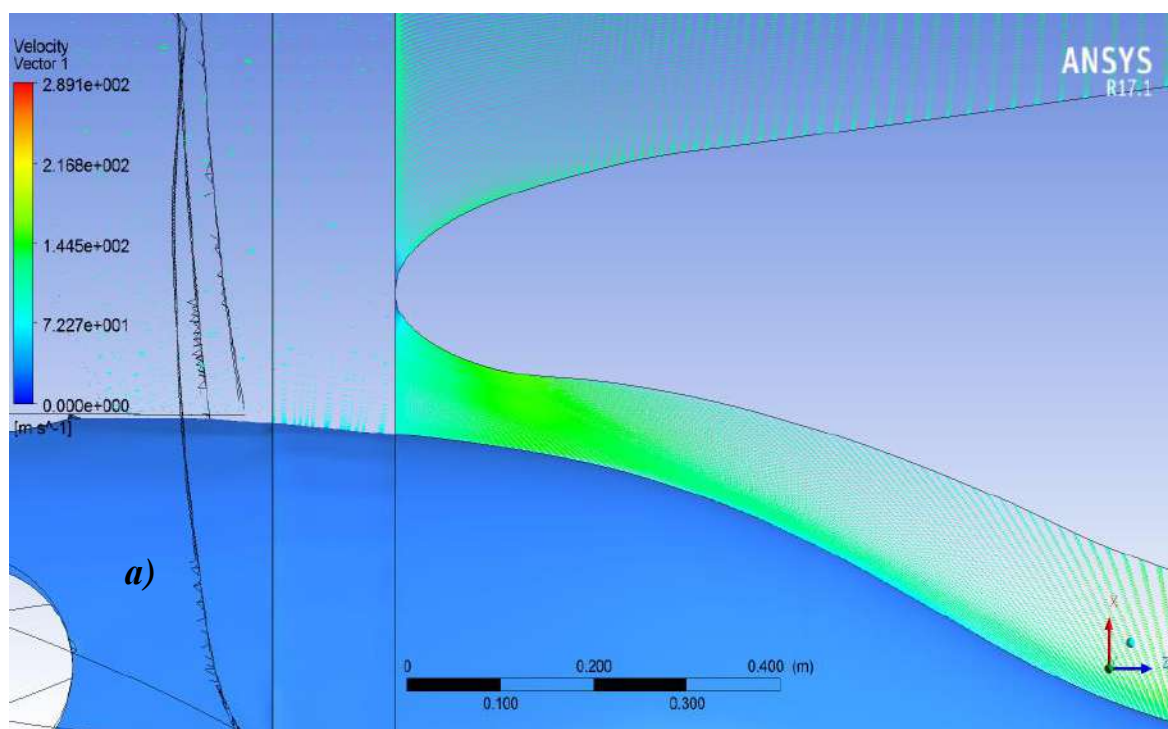


Рисунок 3.25 – Векторне зображення розподілу швидкості потоку вздовж тракту базового входного пристрою а) без силових стійок; б) 4 силові стійки

Результати розрахунку коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Вплив кількості силових стійок на коефіцієнт відновлення повного тиску вхідного пристрою

Номер перерізу		AIP
Відстань відносно обичайки, мм		858,93
Коефіцієнт відновлення повного тиску σ	8 стійк	0,9591
	4 стійки	0,9622
	без стійок	0,9794

На рис.3.26 наведено залежність коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою від кількості силових стійок для заданого режиму польоту.

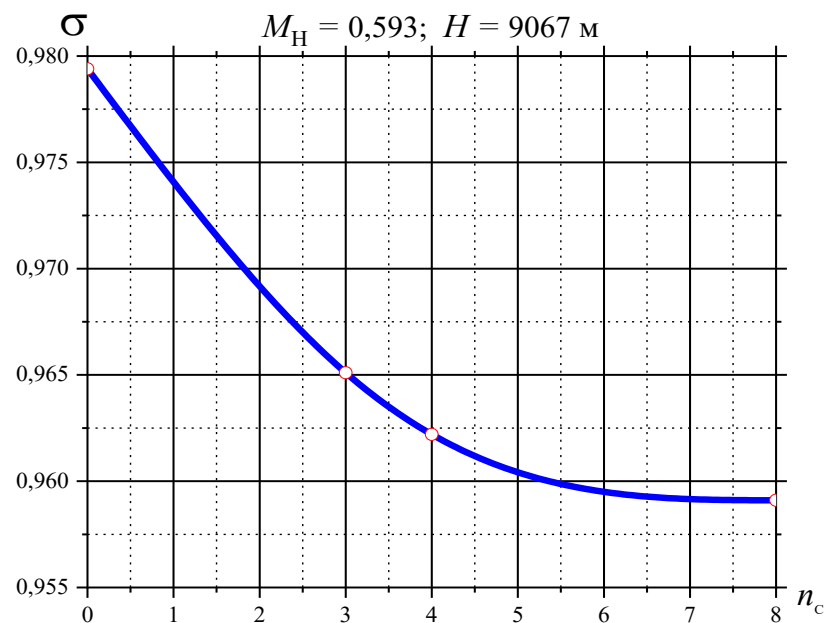


Рисунок 3.26 – Залежність коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою від кількості силових стійок для заданого режиму польоту

Для використання даних результатів при виборі раціональної кількості силових стійок апроксимуємо залежність (рис.3.26) поліномом другого ступеня

$$\sigma = 0,9794 + 44,062 \cdot 10^{-5} \cdot n_c^2 - 60,628 \cdot 10^{-4} \cdot n_c. \quad (3.2)$$

Аналіз даних таблиці 3.2 і рис. 3.26 показує, наявність 8 силових стійок, що встановлені впроточній частині вхідного пристрою, збільшує загальний рівень втрат коефіцієнту відновлення повного тиску становить 2,12%, Зменшення кількості силових стійок в 2 рази (з 8 до 4) може призвести до зменшення рівня втрат у вхідному пристрою та покращить значення коефіцієнту відновлення повного тиску лише на 0,32%, а з 8 до 3 – на 0,62%.

3.3 Вплив значення відносної довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики

Для визначення впливу значення відносної довжини хорди силових стійок базового вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики дозвукового вхідного пристрою проведено розрахунки на режимі польоту:

висота польоту $H = 9067$ м;

число $M_{\Pi} = 0,593$;

крейсерський режим роботи двигуна для наведених варіантів (рис. 3.27):

базового вхідного пристрою (8 силових стійок);

модифікованого вхідного пристрою (зменшено довжину хорди на 10%),

модифікованого вхідного пристрою (зменшено довжину хорди на 20%),

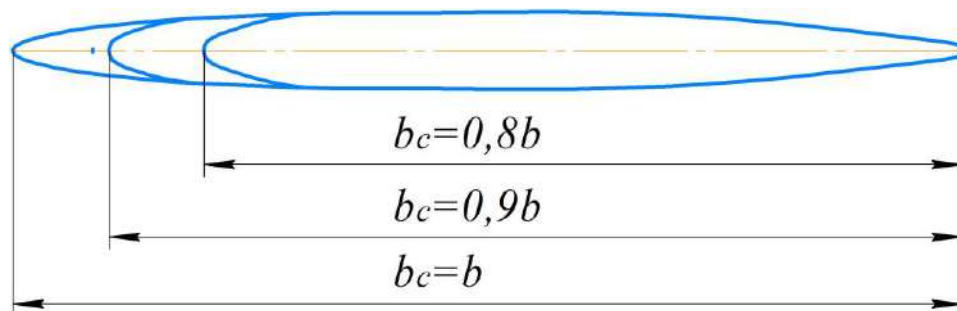


Рисунок 3.27 – Варіанти профілю силової стійки

Результати математичного моделювання щодо визначення повного тиску на вході до двигуна та коефіцієнту відновлення повного тиску у вхідному пристрої для розрахункових моделей представлені також у вигляді візуалізації параметрів течії робочого тіла та значень основних аеродинамічних характеристик вхідного пристрою, отриманих за допомогою розробленого та описаного раніше способу дослідження та обробки даних.

На рис.3.28 зображено візуалізацію розподілу повного тиску на вході в двигун для варіанту зменшення хорди силової стійки на 10%.

На даному рисунку чітко видно наявність дещо меншої, у порівнянні із базовим вхідним пристроєм, відривної зони поблизу кореневої частини силових стійок.

Проте прослідковується збільшення накопичення примежевого шару на периферії та втулці.

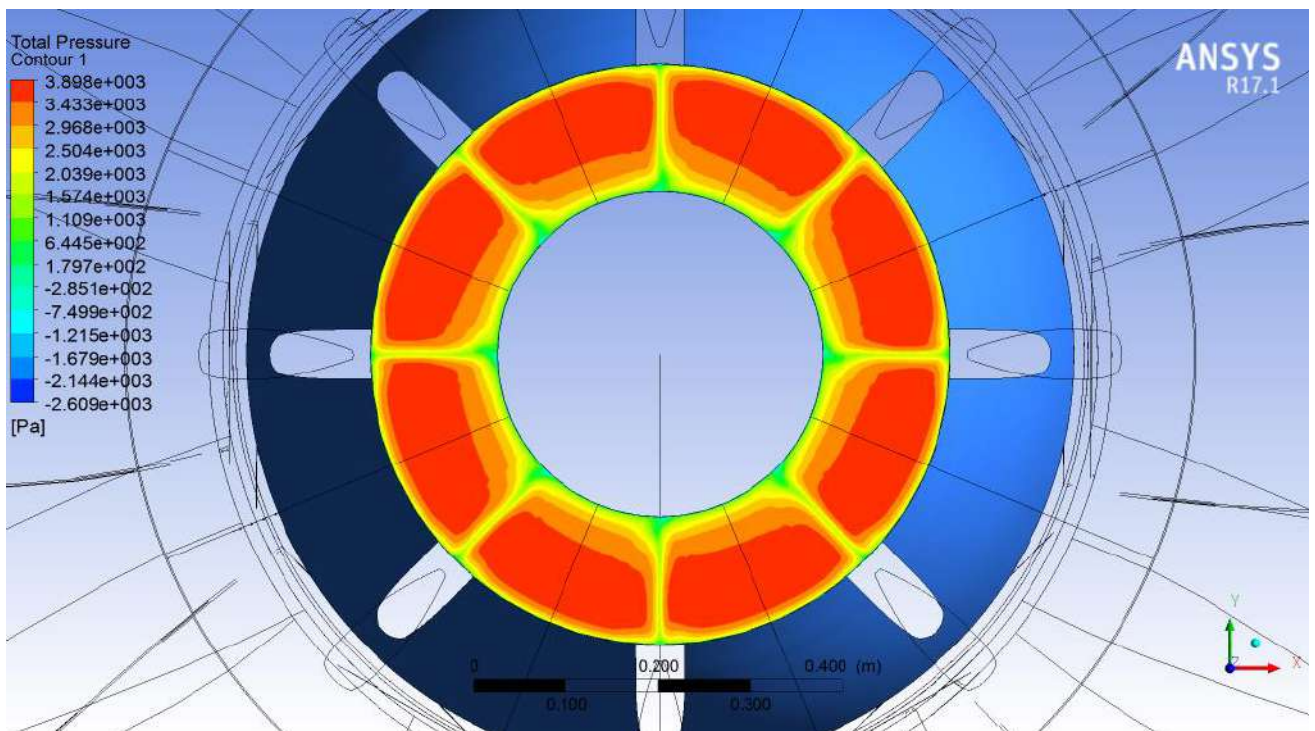


Рисунок 3.28 – Розподіл повного тиску на вході у двигун модифікованого вхідного пристрою для варіанту зменшення хорди силової стійки на 10%

На рисунку 3.29 та 3.30 показана візуалізація розподілу швидкості потоку вздовж проточної частини вхідного пристрою.

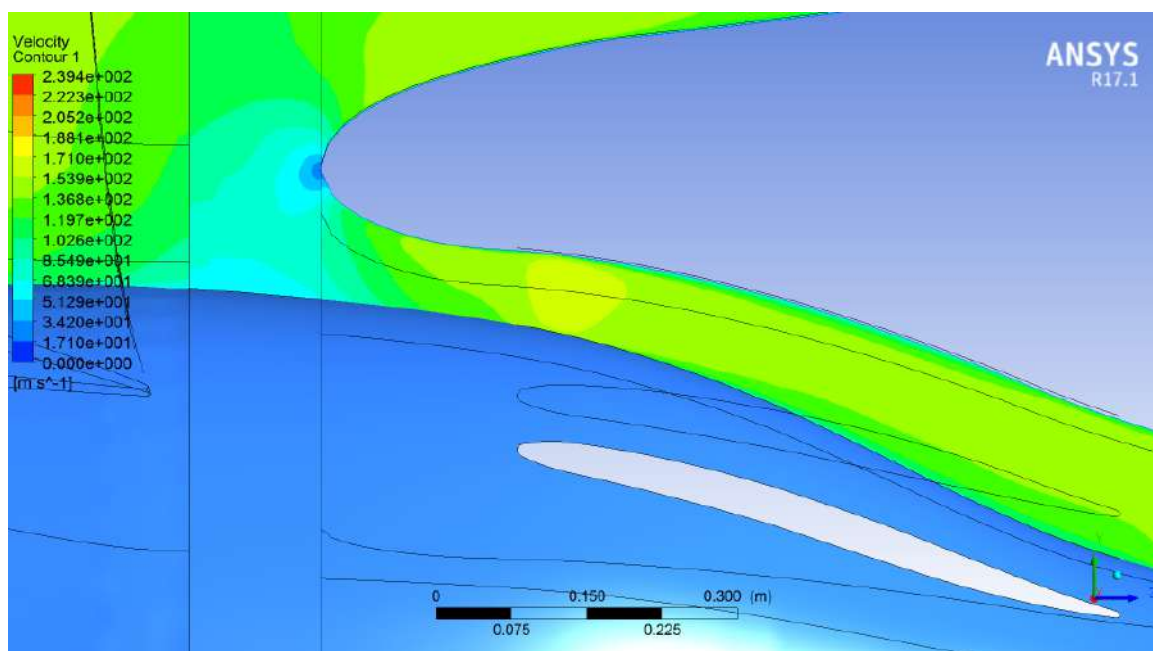


Рисунок 3.29 – Розподіл швидкості потоку вздовж тракту модифікованого вхідного пристрою для варіанту зменшення хорди силової стійки на 10%

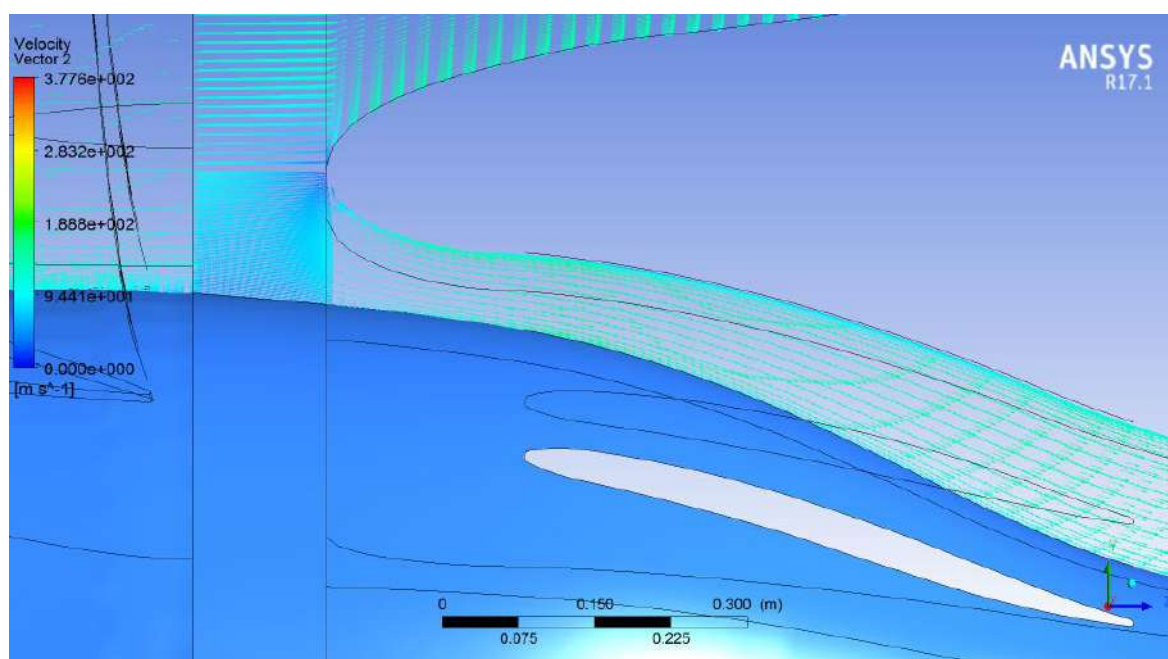


Рисунок 3.30 – Векторне зображення розподілу швидкості потоку вздовж тракту модифікованого вхідного пристрою для варіанту зменшення хорди силової стійки на 10%

Оцінка впливу довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на коефіцієнт відновлення повного тиску наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Оцінка впливу довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на коефіцієнт відновлення повного тиску

Номер перерізу		AIP
Відстань відносно обичайки, мм		858,93
Коефіцієнт повного тиску σ	відновлення	$b_c = b$
		$b_c = 0,9 \cdot b$
		$b_c = 0,8 \cdot b$

На рис. 3.31 наведено залежність коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою від довжини хорди силових стійок для заданого режиму польоту.

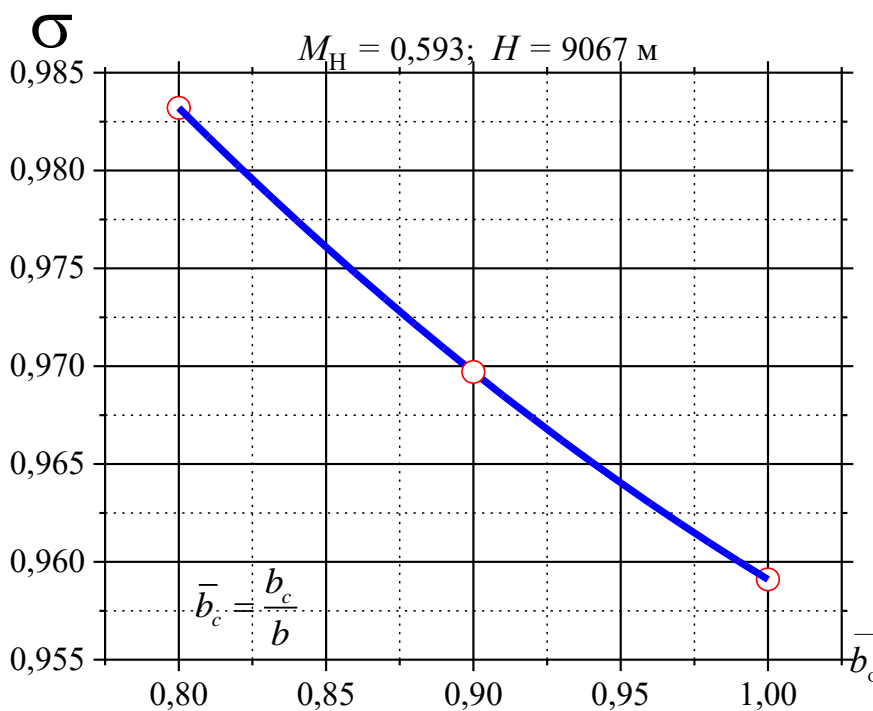


Рисунок 3.31 - Залежність коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою від відносної довжини хорди силових стійок для заданого режиму польоту

Для використання даних результатів при виборі значення відносної довжини хорди силових стійок апроксимуємо залежність (рис.3.31) поліномом другого ступеня

$$\sigma = 1,1956 - 38,15 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b}_c + 14,5 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b}_c^2. \quad (3.3)$$

З аналізу отриманих результатів дослідження впливу довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на коефіцієнт відновлення повного тиску можна зробити висновок, що зменшення на 10% довжини хорди силових стійок збільшує рівень втрат на 1,1%, а зменшення хорди на 20% - на 2,5%.

Висновки за розділом 3

1. Проведено верифікацію запропонованої методики математичного моделювання дозвукового вхідного пристрою з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора шляхом порівняння результатів моделювання з даними льотного експерименту на визначеному режимі.

За результатами цих досліджень можна зробити висновок, що запропонована математична модель дозвукового вхідного пристрою з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора є адекватною, тобто достовірно описує процеси в розрахунковій області, а точність реалізації математичної моделі є достатньою (0,4...0,5%), що дозволяє проводити оцінку впливу різних факторів на аеродинамічні характеристики дозвукового вхідного пристрою.

2. Проведено математичне моделювання течії в дозвуковому вхідному пристрої з співвісним гвинтовентилятором для оцінки впливу параметрів стійок на коефіцієнт відновлення повного тиску. Досліджено вплив кількості силових стійок на характеристики у вхідному пристрої, та вплив відносної довжини хорди

силової стійки вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики вхідного пристрою.

3. Отримано рекомендації щодо кількості вхідних стійок кільцевого вхідного пристрою для турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення кількості вхідних стійок приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску. Так, при зменшенні кількості силових стійок в 2 рази (з 8 до 4) може привести до зменшення рівня втрат у вхідному пристрою та покращить значення коефіцієнту відновлення повного тиску лише на 0,32%, а з 8 до 3 – на 0,62%.

4. Отримані рекомендації щодо відносної довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення хорди силової стійки приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску. Зменшення хорди силової стійки на 10% довжини хорди силових стійок збільшує коефіцієнт відновлення тиску на 1,1%, а зменшення хорди на 20% - на 2,5%.

5. Отримана залежність для розрахунку значень відносної довжини хорди силових стійок кільцевого вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна. Отримана залежність дозволить розраховувати значення відносної довжини хорди силових стійок для заданого значення коефіцієнту відновлення тиску.

6. Отримана залежність для розрахунку кількості силових стійок кільцевого вхідного пристрою для турбогвинтовентиляторного двигуна. Отримана залежність дозволить розраховувати кількість силових стійок для заданого коефіцієнту відновлення тиску у вхідному пристрої.

Основні положення цього розділу викладені в публікаціях автора [139-141].

РОЗДІЛ 4 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КІЛЬЦЕВОГО І КОВШОВОГО ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

4.1 Аналіз досліджень щодо використання ковшових вхідних пристроїв

При аналізі роботи турбогвинтових або турбогвинтовентиляторних двигунів важливим є врахування впливу гвинта або гвинтовентилятора на вхідний пристрій. Це пов'язано з тим, що аеродинамічний слід від повітряного гвинта негативно впливає на ефективність силової установки. Причиною такого впливу є нерівномірність потоку перед вхідним пристроєм. Також протитиск між лопатями повітряного гвинта і вхідним пристроєм впливає на рівень напруження в лопаті [142, 143].

У роботі [144] представлені результати попереднього проектування та оптимізації системи з повітрозбірника та гондоли двигуна. Робота проводилася у рамках процесу інтеграції турбогвинтового двигуна на малому літаку. Процес попереднього проектування виконаний з використанням інтерактивного параметричного підходу до проектування. Параметрична модель літака розроблена за допомогою власного програмного забезпечення PARADES. Однак для розробки технічного проекту інтеграції реального літака з турбогвинтовим двигуном необхідно провести роботи з поліпшення та оптимізації вхідного пристрою.

У роботі [145] показано, що застосування *S*-подібного вхідного пристрою дозволяє підвищити компактність силової установки, знизити лобовий опір та покращити характеристики помітності літака. Однак наявність кривизни осьової лінії *S*-подібного вхідного пристрою, що сприяє утворенню пари вихорів, які обертаються в протилежних напрямках, викликає поздовжній відрив потоку і знижує коефіцієнт відновлення повного тиску. У даній роботі досліджено вхідний пристрій шляхом розв'язання осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса з використанням SST *k- ω* модель турбулентності. Показано, що коефіцієнт

відновлення повного тиску на виході із вхідного пристрою періодично змінюється. Вплив повітряного гвинта на потік у *S*-подібному вхідному пристрої викликає колову та поздовжню нерівномірність. Колова нерівномірність в основному впливає на вторинний потік в *S*-подібному вхідному пристрої, а поздовжня нерівномірність сприяє поздовжньому відриву потоку в *S*-подібному вхідному пристрої і потім впливає на коефіцієнт відновлення повного тиску. Коефіцієнт відновлення повного тиску на виході з *S*-подібного вхідного пристрою з повітряним гвинтом вище на 1–2,5 %, ніж у *S*-подібного вхідного пристрою без повітряного гвинта. Коефіцієнт нерівномірності повного тиску на виході з *S*-подібного вхідного пристрою з повітряним гвинтом на 1–12 % вище, ніж у *S*-подібного вхідного пристрою без повітряного гвинта. Однак автори розглянули тільки режими роботи двигуна на висоті 6000м.

У роботі [146] зроблено спробу покращити поле течії в *S*-подібному вхідному пристрої турбогвинтового двигуна за рахунок використання вихрових генераторів. Однак використання вихрових генераторів значно ускладнюють конструкцію вхідного пристрою. Та на деяких режимах роботи вони можуть значно підвищити рівень нерівномірності потоку на вході, що призведе до погіршення роботи двигуна.

Методології багатокритеріальної оптимізації вхідного пристрою, що входить до складу впускної системи турбогвинтового двигуна, присвячена робота [147]. Запропонована методологія поєднує та розширює існуючі методи для ефективної оптимізації реальних інженерних завдань. Метою оптимізації було зниження втрат повного тиску та зниження нерівномірності потоку на вході в двигун.

Дослідження, що представлено в роботі [148], присвячено вдосконаленню процесу оптимізації аеродинамічної форми системи впуску двигуна малого літака. Оптимізація за допомогою багатокритеріальної моделі проводиться з метою зниження втрат повного тиску вздовж тракту двигуна і підвищення однорідності потоку у площині на вході до компресора. Метод Latin Hyper cube Design

використовується для вибірки проектного простору. У статті наведено застосування описаної вище методики до процесу проектування вхідного пристрою турбогвинтового двигуна. Робочий процес оптимізації на основі кригінгу використовується для зниження втрат повного тиску та покращення однорідності потоку в каналі вхідного пристрою двигуна. Однак метод Latin Hyper cube Design має деякі обмеження.

У роботі [149] оцінювався вплив умов на вході на нестационарну аеродинаміку складних вхідних пристроїв методом натурального експерименту. Цей фактор відіграє важливу роль в оцінці реальної роботи вхідного пристрою. У дослідженні оцінювався вплив вхідних вихорів різної сили та розміщення. Автори показали, що наявність вхідного вихору впливає на вторинні потоки вхідного пристрою та посилює вихор, який обертався в тому ж напрямку, що й вхідний вихор. Це порушило характерний режим обтікання S-подібного каналу вхідного пристрою та змістило зону завихрення. Результати представлені в роботі показують, що вихор практично не впливає на завихрення кутової нестационарності. Однак, коли вихор засмоктувався з нижньої сторони вхідного пристрою, нестійкість потоку зменшувалася на 25 % порівняно з іншими положеннями захопленого вихору, і зниження нестійкості спостерігалось у всіх діапазонах частот. Основний висновок, який можна зробити з отриманих результатів, це те, що необхідно враховувати характер нестационарності вхідного потоку, оскільки він істотно впливає на характеристики потоку у вхідному пристрої.

У роботі [150] основна увага приділяється чисельному моделюванню потоку, що стискається в дифузійних S-подібних каналах. Показано, що існують вторинні течії при відриві примежового шару. Доведено, що S-подібний канал створює кривизну лінії струму та несприятливий градієнт тиску. При проведенні досліджень розглянуті дві геометрії S-подібних каналів. Одна використовувалася в експериментальному дослідженні на початку 1990-х років, а інша є еталонною конфігурацією для оцінки точності результатів. Математичне моделювання

здійснювалося з використанням програми розрахунку гідродинаміки потоку ANSYS–FLUENT. Вирішення рівнянь Нав'є – Стокса, що осереднені за Рейнольдсом, здійснювалося на структурованій сітці з використанням ряду моделей турбулентності. Результати розрахунків фіксують поле течії та відновлення тиску з прийнятною точністю порівняно з експериментальними даними. Визначено модель турбулентності, що дає найкращі результати.

У роботі [151] наведено результати дослідження механізму утворення вихорів при обтіканні в *S*-подібному вхідному пристрої двигуна.

Практичні дослідження впливу форми вхідного пристрою на його ефективність подано в роботі [152]. Авторами досліджуються характеристики кільцевого та ковшового вхідного пристрою. Показано, що ковшовий вхідний пристрій має менші втрати повного тиску. Однак в роботі не надано методик проектування геометричної форми кільцевого та ковшового вхідного пристрою.

Представлений літературний аналіз показує, що дослідження щодо покращення аеродинаміки вхідних пристроїв турбогвинтових двигунів виконуються методом чисельного моделювання течії. Основною метою покращення вхідних пристроїв турбогвинтових двигунів є оптимізація форми вхідного пристрою та зменшення втрат повного тиску на вході в двигун при забезпеченні зниження нерівномірності потоку. З метою отримання більш точних значень при оцінці втрат повного тиску та нерівномірності потоку розглядається спільна робота повітряного гвинта і вхідного пристрою. Однак питання оцінки впливу співвісного гвинтовентилятора на роботу вхідного пристрою і його характеристики раніше не розглядалося.

При інтеграції вхідного пристрою та співвісного гвинтовентилятора необхідно врахувати умови їхньої взаємодії для забезпечення максимального значення коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою. Таке завдання потребує вдосконалення методики досліджень, застосування сучасних моделей, удосконалення методів аналізу та процедур моделювання.

4.2 Вибір раціонального значення звуження каналу вхідного пристрою з S – подібною формою

Відомі конструкції вхідних пристроїв сучасних авіаційних силових установок мають кільцеву осесиметричну і S – подібну форму каналу. S – подібна форма каналу є більш ефективною з точки зору компактності і рівня коефіцієнту відновлення повного тиску, що є основною аеродинамічною характеристикою каналу, яка суттєво впливає на економічність і тягу авіаційної силової установки. На рівень коефіцієнту відновлення повного тиску впливає розрахункове значення числа M і звуження S – подібного кільцевого каналу. Одним із важливих параметрів вхідного пристрою з S – подібною формою каналу є параметр звуження каналу \bar{F} . Тому було поставлено задачу вибору раціонального значення звуження каналу вхідного пристрою з S – подібною формою.

Канал вхідного пристрою розглянуто окремо без впливу співвісного гвинтовентилятора. Розраховано і спроектовано чотири моделі S – подібного каналу вхідного пристрою.

Визначення параметрів течії (повний тиск на вході до каналу і виході з нього) в S – подібному каналі (рис. 4.1) дозволяє розрахувати коефіцієнт відновлення повного тиску каналу.



Рисунок 4.1 – Модель S – подібного каналу вхідного пристрою

Моделювання течії S – подібному каналі здійснюємо з використання програмного продукту ANSYS CFX, що дозволяє використовувати різні стандартні математичні моделі і засоби дослідження турбулентної течії. Геометричні параметри S – подібного каналу є еквівалентними за площами перерізів вісесиметричного каналу вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном типу Д-27.

При дослідженні розглянуто варіанти зміни звуження каналу в діапазоні $\bar{F} = 0,4 \dots 0,7$ та числа Маха $M = 0,3 \dots 0,7$ для висоти польоту $H = 3976$ м.

На основі проведених розрахунків були отримані залежності коефіцієнта відновлення повного тиску σ на висоті польоту $H = 3976$ м в діапазоні чисел Маху M від $0,3 \dots 0,7$ та звуження каналу \bar{F} від $0,4 \dots 0,7$, що наведені на рис. 4.2.

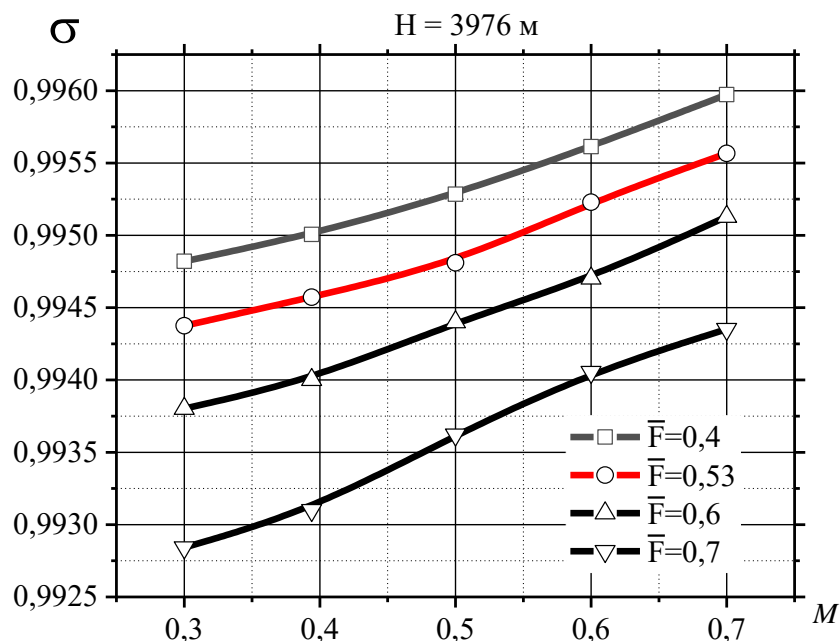


Рисунок 4.2 - Залежності коефіцієнта відновлення повного тиску каналу від числа M і звуження каналу для визначеної висоти польоту

Результати дослідження показали, що звуження каналу впливає на коефіцієнт відновлення повного тиску. Так, найменші втрати повного тиску має

канал із значенням параметра звуження каналу 0,4. При збільшенні значення параметра звуження каналу 0,4 до 0,7 втрати повного тиску зростають, а коефіцієнт відновлення тиску, відповідно, зменшується. Треба також відзначити, що рівень втрат у випадку моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі з вхідним пристроєм будуть відрізнятися, тому що в даному випадку вплив співвісного гвинтовентилятора не враховується. Однак, в подальших дослідженнях цей вплив буде враховано.

Таким чином, з метою покращення аеродинамічних характеристик вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна доцільно вибирати значення параметру звуження S – подібного каналу вхідного пристрою у діапазоні від 0,4 до 0,6.

4.3 Аналіз впливу кривизни S – подібного каналу на ефективність ковшового вхідного пристрою

Ще одним із важливих параметрів S - подібних каналів є кривизна каналу. В роботі ставиться задача отримання залежностей коефіцієнта відновлення повного тиску S - подібного каналу вхідного пристрою від його кривизни при різних висотах і швидкостях без урахування впливу гвинтовентилятора.

Об'єктом дослідження є S - подібний канал, що за своїми геометричними параметрами еквівалентний кільцевому вхідному пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном [41] (рис.4.3).

Параметри течії в перерізах S - подібного каналу визначалися шляхом вирішення рівнянь Нав'є-Стокса з використанням двошарової моделі турбулентності Флоріана Ментера (Florian Menter) SST Transitional №4 Gamma Theta Model).

Використана комбінована кінцево – елементна сітка – на вході до каналу і в самому каналі - гексаедраїчна, на виході тетраедраїчна, загальна кількість елементів - 811794.

Кривизна S - подібного каналу K визначається як величина зворотна радіусу кривизни каналу R

$$K = \frac{1}{R}.$$

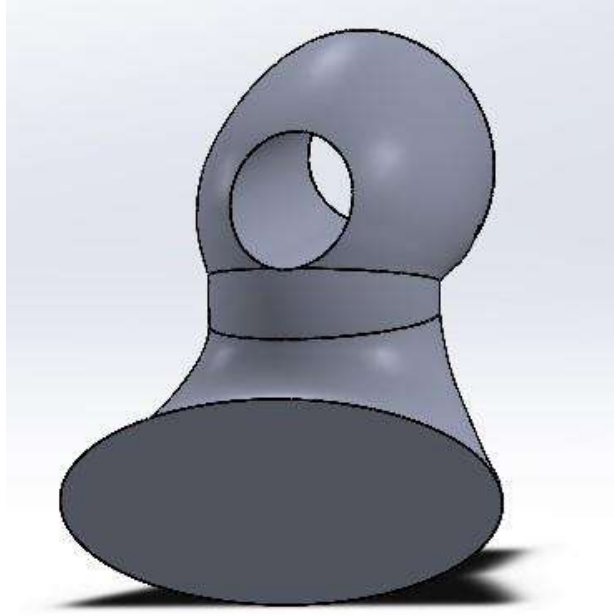


Рисунок 4.3 – Модель S – подібного каналу

Коефіцієнт відновлення повного тиску S - подібного каналу є відношенням повного тиску у перерізі на виході з каналу - p_2^* до повного тиску на ході до каналу - p_1^*

$$\sigma = \frac{p_2^*}{p_1^*},$$

що розраховувався для кожної геометричної моделі зі зміною кривизни в діапазоні 0,001...0,003 та числа $M=0,3...0,7$ на висоті $H=3976$ м при постійному значенні звуження $\bar{F} = 0,6$, що визначено відповідно до отриманих рекомендацій.

На рис. 4.4 наведено залежності коефіцієнту відновлення повного тиску від числа M при зміні кривизни S -подібного каналу для висоти $H=3976$ м, при постійному значенні звуження $\bar{F} = 0,6$.

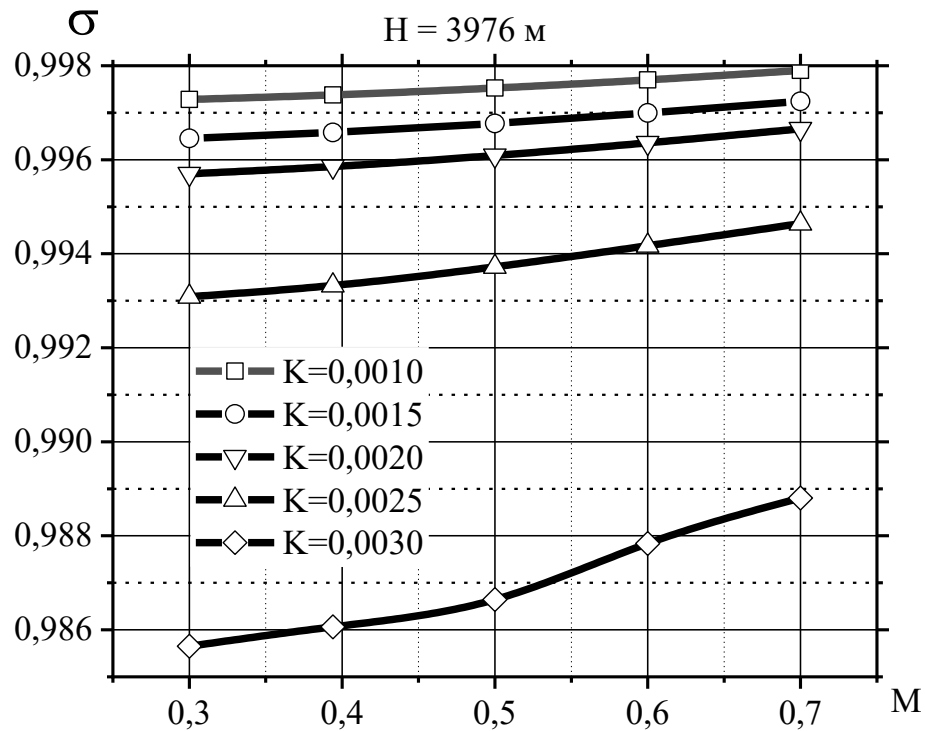


Рисунок 4.4 - Залежності коефіцієнту відновлення повного тиску від числа M при зміні кривизни S - подібного каналу

Аналіз залежностей коефіцієнту відновлення повного тиску від числа M при зміні кривизни S - подібного каналу показує, що зміна числа M і кривизни каналу не суттєво впливають на коефіцієнт відновлення повного тиску до кривизни 0,002. Подальше збільшення кривизни більш значно впливає на зміну коефіцієнту відновлення повного тиску каналу, що пов'язане з відривом потоку і втратами від вихроутворення.

Результати досліджень мають теоретичне і практичне значення для обґрунтування раціонального значення кривизни S - подібного каналу ковшового вхідного пристрою.

4.4 Удосконалена методика проектування ковшового S - подібного каналу вхідного пристрою силової установки

Метою даного розділу є оцінка ефективності кільцевого і ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном з співвісним гвинтовентилятором. Це дасть можливість зменшити втрати повного тиску у вхідному пристрої.

Для досягнення мети поставлено такі задачі:

– розробити удосконалену методику проектування ковшового S - подібного каналу вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном;

– розрахувати залежність коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою від висоти та швидкості польоту силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора.

Об'єктом дослідження є співвісний гвинтовентилятор з ковшовим S - подібним каналом вхідного пристрою (рис. 4.5), що складається з двох модулів.

Перший модуль – співвісний гвинтовентилятор, що має два ряди гвинтів: передній ряд складається з восьми лопатей – $z_f = 8$, а задній ряд з шести лопатей – $z_b = 6$. Передній і задні ряди обертаються з частотою $n_f = n_b = 850$ об/хв (рис. 4.6), що відповідає крейсерському режиму польоту.

Другий модуль – ковшовий S - подібний вхідний пристрій авіаційної силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном.

Для вирішення задачі моделювання течії в ковшовому S - подібному вхідному пристрої авіаційної силової установки з співвісним гвинтовентилятором застосовано програмний продукт ANSYS CFX, що дозволяє використовувати різні стандартні математичні моделі та засоби при моделюванні турбулентної течії.

Параметри та характеристики співвісного гвинтовентилятора, що використовуються в моделі, аналогічні прототипу – СВ-27, що застосовується на силовій установці з турбогвинтовентиляторним двигуном типу Д-27 [123].

Діаметр лопатей гвинтовентилятора становить 4,5 м.

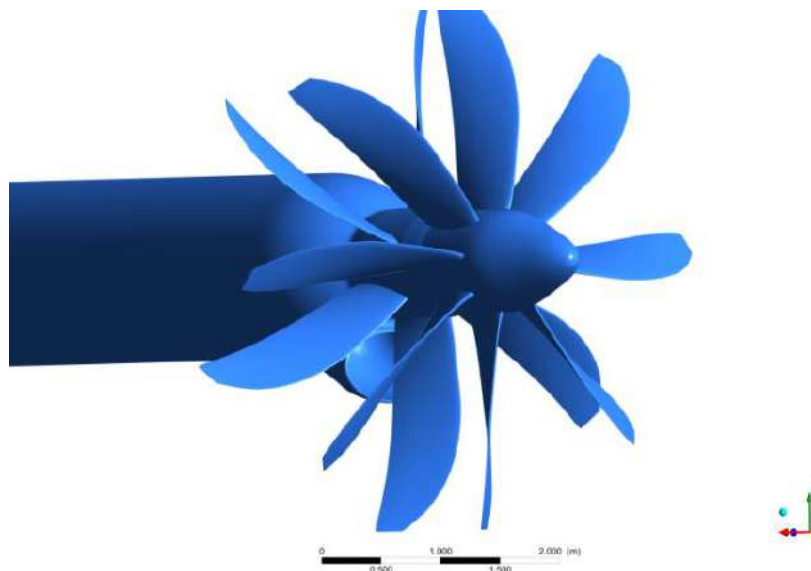


Рисунок 4.5 - Модель співвісного гвинтовентилятора з ковшовим S - подібним каналом вхідного пристрою

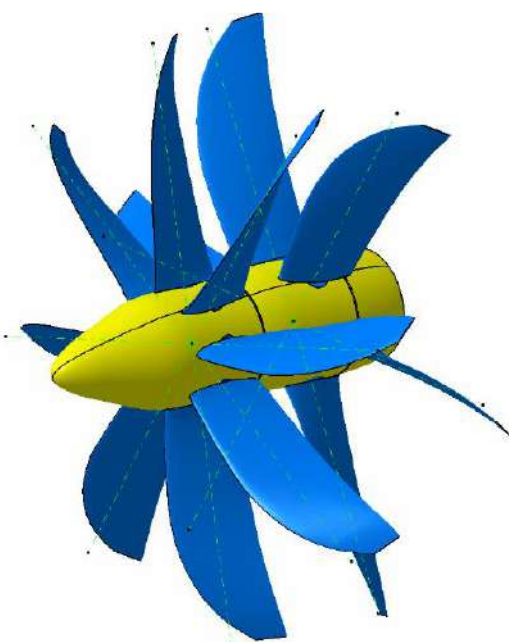


Рисунок 4.6 - Модель співвісного гвинтовентилятора

Вихідні дані для моделювання.

Приймаємо наступні вихідні дані для математичного моделювання:

- для висоти польоту $H=3976$ м при числі Маха $M=0,394$;
- для висоти польоту $H=9067$ м при числі Маха $M=0,615$;
- крейсерський режим роботи двигуна, що визначається кутами установки лопатей переднього та заднього рядів гвинтовентилятора.

Для проведення чисельного дослідження течії лопаткових вінців використовуються різні типи розрахункової сітки, найбільш розповсюдженими є структурована та гібридна, кожен з цих типів має свої переваги та недоліки [153]. У роботі використані методи генерації структурованої та гібридної скінчено-елементної сітки. Сіткова модель вхідного пристрою побудована методом структурованої сітки, а модель гвинтовентилятора – методом гібридної сітки.

Сіткова модель складається з 4 доменів:

- перший ряд гвинтовентилятора – гексаедраїчна сітка із 10 млн. 456 тис. 368 елементів;
- другий ряд гвинтовентилятора – гексаедраїчна сітка з 7 млн. 982 тис. 442 елементів;
- зовнішнє середовище – гексаедраїчна сітка з 1 млн. 841 тис. 930 елементів;
- вхідний пристрій – переважно гексаедраїчна сітка, частина біля виходу – тетраедрична – всього з 811 тис. 794 елементів.

Загальна кількість скінчено-елементної сітки моделі становить 21 млн. 092 тис. 534 елементів.

Моделювання проводилося вирішенням рівнянь Нав'є-Стокса з використанням двошарової моделі турбулентності Florian Menter SST Transitional №4 Gamma Theta Model, оскільки вона є найбільш універсальною та розроблена на основі базових перевірених моделей $k-\varepsilon$ і $k-\omega$. Обґрунтування моделі турбулентної в'язкості для дослідження характеристик співвісного гвинтовентилятора і вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна представлено в роботі [118].

Удосконалена методика проектування ковшового S - подібного каналу вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном складається з трьох модулів:

перший модуль підготовки вихідних даних;

другий модуль формування геометрії вхідної частини вхідного пристрою;

третій модуль формування геометрії вихідної частини вхідного пристрою.

Перший модуль.

Довжина $-L$ та відносна площа вхідного пристрою $-\bar{F}_{inlet}$ (відношення площі входу у вхідний пристрій $-F_{in}$ до площі виходу з вхідного пристрою $-F_{AIP}$) прийняті за прототипом [41].

$$\bar{F}_{inlet} = \frac{F_{in}}{F_{AIP}} = 0,53. \quad (4.1)$$

При профілюванні S - подібного вхідного пристрою канал поділяється на дві частини: вхідну та вихідну.

Довжина вхідної та вихідної частини S - подібного вхідного пристрою дорівнює $L/2=X_{mid}$.

Вхідна частина S - подібного вхідного пристрою має форму еліпсу. Площа входу досліджуваного S - подібного вхідного пристрою дорівнює площі входу вхідного кільцевого пристрою прототипу.

Форма виходу вхідної частини S - подібного вхідного пристрою дорівнює середньої площі входу та виходу кільцевого вхідного пристрою прототипу

$$F_{mid} = \frac{F_{in} + F_{AIP}}{2}. \quad (4.2)$$

Другий модуль.

Приймаємо, що більший радіус еліпса вхідної частини S - подібного вхідного пристрою b_{in} дорівнює радіусу втулки вхідної частини кільцевого

вхідного пристрою прототипу $b_{in}=r_{h\ in}$. Тоді менший радіус еліпса вхідної частини S - подібного вхідного пристрою дорівнює

$$a_{in} = \frac{F_{in}}{\pi \cdot b_{in}}. \quad (4.3)$$

Для профілювання вхідної частини S -подібного вхідного пристрою приймаємо радіус формування середньої лінії каналу вхідної частини $R_{in}=1,51 \cdot a_{in}$ (рис. 4.7).

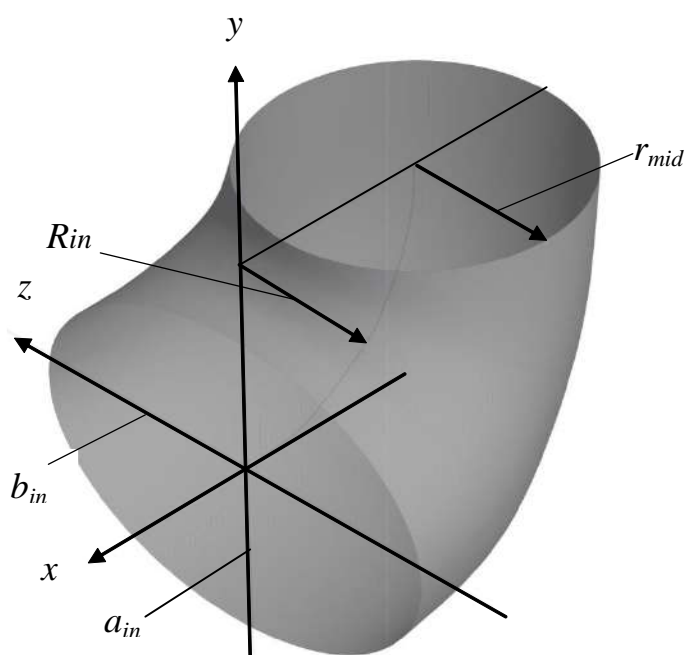


Рисунок 4.7 - Схема профілювання вхідної частини S - подібного каналу вхідного пристрою

Зі співвідношення

$$\varphi_{\max} = \arcsin\left(\frac{X_{mid}}{R_{in}}\right) = \arcsin\left(\frac{L/2}{R_{in}}\right), \quad (4.4)$$

визначаємо половину максимального кута вигину каналу $\varphi_{\max}=90,0^\circ$.

Координати середньої лінії вхідної частини каналу визначаємо із співвідношень

$$x_{midf} = R_{in} \cdot \sin \varphi; \quad y_{midf} = R_{in} \cdot (1 - \cos \varphi), \quad (4.5)$$

при зміні кута з кроком $\Delta\varphi$ в діапазоні кутів $0 \leq \varphi \leq \varphi_{max}$.

Значення радіусів еліпса, в кожному перерізі вхідної частини каналу при зміні кута φ з кроком $\Delta\varphi$ в діапазоні $0 \leq \varphi \leq \varphi_{max}$, визначаємо з використанням залежностей [151]:

$$a_{if} = a_{in} \cdot \left(1 + 3 \cdot \left(\frac{r_{mid}}{a_{in}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{max}}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{r_{mid}}{a_{in}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{max}}\right)^3\right), \quad (4.6)$$

$$b_{if} = b_{in} \cdot \left(1 + 3 \cdot \left(\frac{r_{mid}}{b_{in}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{max}}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{r_{mid}}{b_{in}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{max}}\right)^3\right).$$

Третій модуль.

Вихідна частина S -подібного вхідного пристрою починається з виходу вхідної частини, огинає втулку валу приводу гвинтовентилятора і закінчується кільцевим каналом перед входом потоку в компресор двигуна.

Для профілювання вихідної частини S - подібного вхідного пристрою приймаємо радіус для формування середньої лінії каналу $R_{AIP} = r_{mid}$.

Для профілювання вихідної частини S - подібного вхідного пристрою приймаємо радіус для формування середньої лінії каналу – R_{AIP} рівним середньому радіусу вхідного пристрою

$$r_{mid} = \frac{r_{in} + r_{AIP}}{2}. \quad (4.7)$$

Координати середньої лінії вихідної частини S - подібного вхідного пристрою визначаємо із співвідношень

$$x_{mid\ b} = R_{AIP} \cdot \sin \varphi; \quad y_{mid\ b} = R_{AIP} \cdot (1 - \cos \varphi). \quad (4.8)$$

при зміні кута вигину каналу з кроком $\Delta\varphi$ в діапазоні $0 \leq \varphi \leq \varphi_{\max}$.

Значення площ кола, у кожному перерізі каналу F'_{ib} при зміні кута φ з кроком $\Delta\varphi$ в діапазоні $0 \leq \varphi \leq \varphi_{\max}$, визначаємо за допомогою співвідношень

$$F'_{ib} = F_{mid} \cdot \left(1 + 3 \cdot \left(\frac{F_{AIP}}{F_{mid}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\max}}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{F_{AIP}}{F_{mid}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\max}}\right)^3\right). \quad (4.9)$$

Визначаємо площу, що займає втулка у кожному перерізі F_{hi} .

Тоді площа каналу вихідної частини S - подібного вхідного пристрою дорівнює

$$F_{ib} = F'_{ib} + F_{hi}, \quad (4.10)$$

а зовнішній радіус кола, в кожному перерізі вихідної частини каналу визначаємо за площею перерізу

$$r_{ib} = \sqrt{\frac{F_{ib}}{\pi}}. \quad (4.11)$$

Таким чином, отримана удосконалена методика проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. За отриманою удосконаленою методикою побудовано модель ковшового S - подібного вхідного пристрою, що представлено на рис. 4.8.

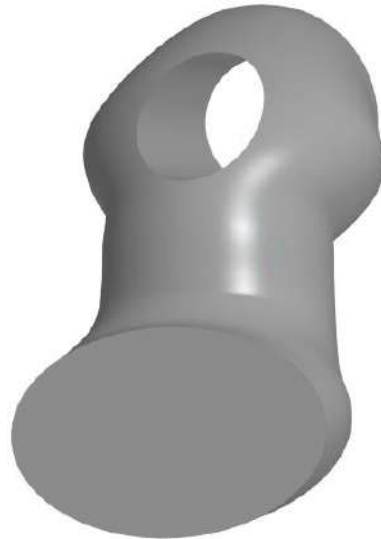


Рисунок 4.8 - Модель ковшового S - подібного каналу вхідного пристрою

Використовуючи модель співвісного гвинтовентилятора та S - подібного вхідного пристрою, будемо модель об'єкта дослідження.

В роботі представлена удосконалена методика проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. На відміну від методики, представленої в роботі [153], особливістю запропонованої методики є те, що при проектуванні S - подібного каналу вхідного пристрою авіаційного турбогвинтовентиляторного двигуна враховано вхідну частину, що має форму еліпсу в перерізі (див. формули (4.3), (4.6)). Представлена удосконалена методика має практичну цінність, вона призначена для інженерів та науковців, які займаються розробкою та дослідженням вхідних пристроїв ковшового типу.

4.5 Розрахунок коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою силової установки

З метою врахування умови взаємодії вхідного пристрою та співвісного гвинтовентилятора для забезпечення максимальної ефективності силової

установки в роботі в одній розрахунковій моделі об'єднано співвісний гвинтовентилятор та вхідний пристрій. Це дало можливість розраховувати коефіцієнт збереження повного тиску з урахуванням впливу співвісного гвинтовентилятора.

Отримані результати розрахунку коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою і порівняння результатів моделювання кільцевого вхідного пристрою з даними льотних випробувань наведено на гістограмі (рис. 4.9).

Моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі з вхідним пристроєм проводилось для двох режимів роботи: висота польоту $H=9076$ м, число Маха на вході $M=0,593$ і висота польоту $H=3967$ м, число Маха на вході $M=0,394$.

При проведенні моделювання на режимі роботи при висоті польоту $H=3967$ м задавалась температура 0°C , атмосферний тиск $61830,930$ Па, густина повітря $0,78872$ $\text{кг}/\text{м}^3$.

При проведенні моделювання на режимі роботи при висоті польоту $H=9076$ м задавалась температура повітря -40°C , атмосферний тиск $30439,842$ Па, густина повітря $0,44243$ $\text{кг}/\text{м}^3$.

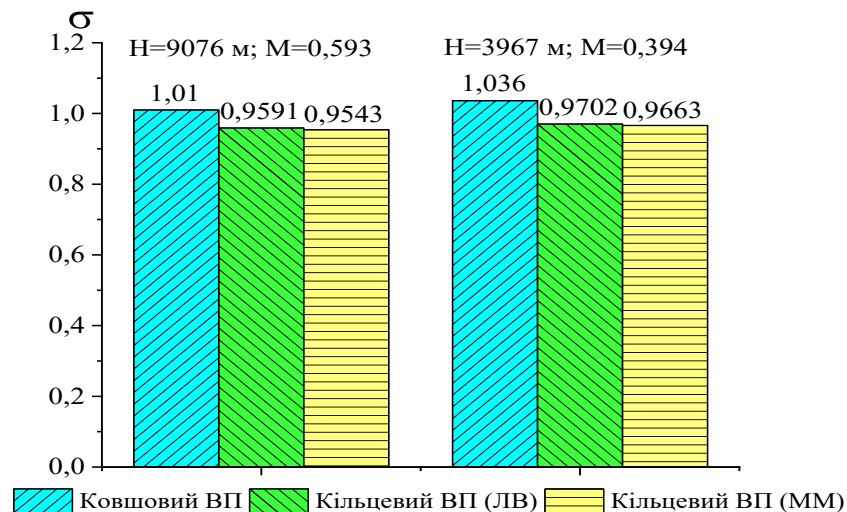


Рисунок 4.9 – Порівняння значень коефіцієнта відновлення повного тиску кільцевого та ковшового вхідного пристрою з даними льотних випробувань прототипу

Отримані результати моделювання течії у співвісному гвинтовентиляторі з ковшовим вхідним пристроєм порівнювались із даними льотних випробувань для аналогічного співвісного гвинтовентилятора тільки з кільцевим вхідним пристроєм [41]. При цьому витрата повітря через вхідний пристрій є однаковою для однакових режимів роботи. Це дало змогу оцінити ефективність ковшового та кільцевого вхідного пристрою.

За попередніми дослідженнями в роботі [118] перевірено точність розрахунку параметрів течії при обтіканні співвісного гвинтовентилятора та кільцевого вхідного пристрою. Верифікація методики розрахунку коефіцієнту відновлення повного тиску у кільцевому вхідному пристрої здійснювалась шляхом порівняння даних льотних випробувань і математичного моделювання течії в аналогічному кільцевому вхідному пристрої. При порівнянні значень коефіцієнту відновлення повного тиску в кільцевому вхідному пристрої, отриманому під час льотних випробувань та чисельного експерименту похибка розрахунку склала менше 1%. В даних дослідженнях модель співвісного гвинтовентилятора залишилась незмінною, а модель вхідного пристрою було змінено. При моделюванні течії було використано однакову топологію розрахункової сітки, модель турбулентної в'язкості Florian Menter SST Transitional №4 Gamma Theta Model, як в роботі [138]. Це дозволяє вважати, що результати розрахунку коефіцієнта відновлення повного тиску ковшового вхідного пристрою, отриманого в даній роботі, є адекватними.

На гістограмі представлені значення коефіцієнта відновлення повного тиску ковшового вхідного пристрою (ВП) і вхідного пристрою кільцевого типу (прототипу) [41] при $H=9076$ м, $M=0,593$ і $H=3967$ м, $M=0,394$.

Основним критерієм оцінки ефективності кільцевого і ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном є коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої. Цей коефіцієнт характеризує втрати повного тиску при підведенні повітря до двигуна. Чим більше коефіцієнт

відновлення повного тиску вхідного пристрою, тим вище, при заданому режимі польоту, ступінь підвищення тиску у вхідному пристрої. Саме тому, розмір коефіцієнту відновлення повного тиску має значний вплив на питому витрату палива та питому потужність двигуна.

З гістограми видно (рис. 4.9), що застосування ковшового вхідного пристрою з S - подібним каналом замість кільцевого вхідного пристрою дозволяє зменшити гідравлічні втрати в ковшовому вхідному пристрої з S - подібним каналом та забезпечити збільшення коефіцієнта відновлення повного тиску на 5,3 % для висоти польоту $H=9076$ м та числі Маха $M=0,593$. При польоті на висоті $H=3967$ м та числі Маха $M=0,394$ коефіцієнт відновлення повного тиску при застосуванні ковшового вхідного пристрою з S - подібним каналом збільшується на 6,8 %.

Крім того, з результатів дослідження видно (рис.4.9), що при зміні умов польоту з $H=3967$ м і $M=0,394$ до $H=9076$ м і $M=0,593$ менш істотно змінюється коефіцієнт збереження повного тиску кільцевого вхідного пристрою, ніж ковшового – з 0,9702 до 0,9591 (на 1,2 %).

Слід зазначити, що для ковшового вхідного пристрою з S - подібним каналом(рис.5.9) така ж зміна умов польоту призводить до більшої зміни коефіцієнта відновлення повного тиску з 1,036 до 1,01 (на 2,6 %).

Згідно зі ствердженнями, представленими в роботі [151] є декілька причин зростання коефіцієнта відновлення повного тиску в ковшовому вхідному пристрої більше, ніж одиниця. Це, так званий, ефект наддування гвинтовентилятора, індукування завихрення потоку, спотворення ліній струму та злив примежового шару з втулки обтічника. Фактично отримано коефіцієнт ефективності системи гвинтовентилятор – вхідний пристрій, в який здійснюється підвід енергії в потік у гвинтовентиляторі.

В роботі розраховано коефіцієнти втрат повного тиску на вході в турбогвинтовентиляторний двигун. Особливістю отриманих результатів цього

розрахунку є те, що враховується вплив співвісного гвинтовентилятора (раніше досліджувався однорядний гвинт) на параметри течії на вході у вхідний пристрій.

Отже, можна констатувати, що розглянуто питання оцінки впливу співвісного гвинтовентилятора на роботу вхідного пристрою і його характеристики. При інтеграції вхідного пристрою та співвісного гвинтовентилятора враховано умови їхньої взаємодії для забезпечення максимального значення коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою.

Треба прийняти до уваги, що в даному дослідженні при порівнянні ефективності кільцевого і ковшового вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна прийнято, що тяга, яка створюється співвісним гвинтовентилятором є незмінною при однакових режимах роботи двигуна.

Обмеженнями даного дослідження можна вважати те, що досліджувана модель не враховує нестационарність течії, що існує в реальному вхідному пристрої. Але при цьому враховується нерівномірність потоку, що моделюється в потоці за співвісним гвинтовентилятором.

Недоліком даної роботи є відсутність аналізу нерівномірності потоку на вході в турбогвинтовентиляторний двигун.

Подальшими дослідженнями в цьому напрямку можуть бути дослідження щодо впливу ковшового вхідного пристрою з еліптичним входом на зміну тяги, що створює співвісний гвинтовентилятор.

Висновки за розділом 4

1. На основі проведених досліджень отримані рекомендації щодо раціонального значення кривизни S – подібного каналу на ефективність ковшового вхідного пристрою. Аналіз залежностей коефіцієнту відновлення повного тиску від числа M при зміні кривизни S - подібного каналу показує, що

зміна числа M і кривизни каналу не суттєво впливають на коефіцієнт відновлення повного тиску до кривизни 0,002. Подальше збільшення кривизни більш значно впливає на зміну коефіцієнту відновлення повного тиску каналу, що пов'язане з відривом потоку і втратами від вихроутворення.

2. На основі проведених досліджень отримані рекомендації щодо раціонального значення звуження каналу вхідного пристрою з S – подібною формою. З метою покращення аеродинамічних характеристик вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна доцільно вибирати значення параметру звуження S – подібного каналу вхідного пристрою у діапазоні від 0,4 до 0,6.

3. Розроблено удосконалену методику проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. Відмінною особливістю удосконаленої методики є те, що вхідна частина ковшового S – подібного вхідного пристрою має форму еліпсу. Площа входу досліджуваного S – подібного вхідного пристрою дорівнює площі входу вихідного кільцевого пристрою прототипу. Удосконалена методика дозволяє побудувати ковшовий вхідний пристрій силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном, забезпечуючи еквівалентність витрати повітря, в порівнянні з кільцевим вхідним пристроєм.

Геометрична особливість отриманого ковшового вхідного пристрою забезпечує мінімізацію втрат повного тиску при зберіганні необхідної витрати повітря на вході в двигун. Таким чином, при інтеграції вхідного пристрою та співвісного гвинтовентилятора враховуються умови їхньої взаємодії для забезпечення максимального значення коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою.

Удосконалена методика має практичну цінність, вона призначена для інженерів та науковців, які займаються розробкою та дослідженням вхідних пристроїв ковшового типу.

3. Проведено розрахунок коефіцієнтів відновлення повного тиску для ковшового вхідного пристрою. Отримано залежність коефіцієнта відновлення

повного тиску вхідного пристрою від висоти та швидкості польоту з урахуванням впливу гвинтовентилятора турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зміна умов польоту менш істотно впливає на зміну коефіцієнту відновлення повного тиску кільцевого, ніж ковшового вхідного пристрою. Проведеним порівнянням характеристик кільцевого та ковшового вхідного пристрою силової установки з урахуванням впливу гвинтовентилятора турбогвинтовентиляторного двигуна встановлено, що ковшовий вхідний пристрій є більш ефективний. Застосування ковшового вхідного пристрою, замість кільцевого вхідного пристрою, дозволяє підвищити коефіцієнт відновлення повного тиску на 5–7 %.

Таким чином, заміна кільцевого вхідного пристрою на ковшовий дозволить мінімізувати втрати повного тиску на вході в компресор, зменшити нерівномірність на вході в двигун. Це, в свою чергу, дозволить покращити економічність двигуна.

Основні положення цього розділу викладені в публікаціях автора [154-157].

ВИСНОВКИ

В роботі створено науково-методичний апарат для вирішення задачі підвищення ефективності вхідних пристроїв турбогвинтовентиляторних двигунів шляхом вибору раціональних значень геометричних параметрів та форми вхідного пристрою.

1. Аналіз науково-технічних літературних джерел показав, що зниження втрат повного тиску у вхідному пристрої перед компресором є одним із актуальних завдань, тому що зростання втрат у вхідному пристрої призводить до збільшення питомої витрати палива. Також нерівномірність потоку на вході в двигун є причиною нестійкої роботи компресора авіаційного турбогвинтовентиляторного двигуна. Вхідні стійки та форма вхідного пристрою є одними із важливих чинників, що впливають на ефективність вхідного пристрою. Однак дослідження щодо вибору раціональних значень геометричних параметрів вхідних стійок і форми вхідного пристрою з урахуванням гвинтовентилятора на даний час недостатньо.

Таким чином, актуальними є задачі щодо дослідження впливу геометричних параметрів вхідних стійок та форми вхідного пристрою на ефективність вхідного пристрою з урахуванням впливу гвинтовентилятора.

2. Проведено аналіз моделей і методів вирішення задач дослідження течії у співвісних гвинтовентиляторах і вхідних пристроях. Здійснено вибір та обґрунтування моделі турбулентної в'язкості шляхом вирішення тестової задачі моделювання течії в гвинтовентиляторі та в кільцевому вхідному пристрої турбогвинтовентиляторного двигуна.

За результатами тестової задачі для наступних досліджень обрано модель турбулентної в'язкості SST Transitional №4 Gamma Theta Model. При проведенні тестової задачі результати чисельного експерименту порівнювались з результатами льотних випробувань, похибка розрахунків склала менше 1 %.

3. Отримано науково обґрунтовані рекомендації щодо кількості вхідних стійок кільцевого вхідного пристрою для турбогвинтовентиляторного двигуна.

Встановлено, що зменшення кількості вхідних стійок приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску.

Так, при зменшенні кількості силових стійок в 2 рази (з 8 до 4) може привести до зменшення рівня втрат у вхідному пристрою та покращить значення коефіцієнту відновлення повного тиску лише на 0,32%, а з 8 до 3 – на 0,62%.

4. Отримані науково обґрунтовані рекомендації щодо відносної довжини хорди силової стійки вхідного пристрою на аеродинамічні характеристики вхідного пристрою турбогвинтовентиляторного двигуна. Встановлено, що зменшення хорди силової стійки приводить до збільшення коефіцієнту відновлення повного тиску. Зменшення хорди силової стійки на 10% довжини хорди силових стійок збільшує коефіцієнт відновлення повного тиску на 1,1%, а зменшення хорди на 20% - на 2,5%.

5. Удосконалено методику проектування ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. Методика дозволяє спроектувати ковшовий S - подібний вхідний пристрій з вхідна частина у формі еліпсу.

Площа входу досліджуваного S - подібного вхідного пристрою дорівнює площі входу вихідного кільцевого пристрою прототипу. Удосконалена методика дозволяє побудувати ковшовий вхідний пристрій силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном, забезпечуючи еквівалентність витрати повітря, в порівнянні з кільцевим вхідним пристроєм.

Геометрична особливість отриманого ковшового вхідного пристрою забезпечує мінімізацію втрат повного тиску при зберіганні необхідної витрати повітря на вході в двигун.

Таким чином, при інтеграції вхідного пристрою та співвісного гвинтовентилятора враховуються умови їхньої взаємодії для забезпечення максимального значення коефіцієнта відновлення повного тиску вхідного пристрою.

6. Вперше проведено оцінку впливу співвісного гвинтовентилятора на ефективність ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном. Встановлено, що застосування ковшового вхідного пристрою, замість кільцевого вхідного пристрою, дозволяє підвищити коефіцієнт відновлення повного тиску на 5–7 %.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Інтеграція авіаційних силових установок літальних апаратів: Підручник / Ю.М. Терещенко, М.С. Кулик, В.В. Панін та ін. За ред. Ю.М. Терещенка. – К.: Вид-во Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк». 2009. – 344 с.
2. Терещенко Ю.М., Бойко Л.Г., Мамлюк О.В. Газотурбінні двигуни літальних апаратів. – К.: Вища школа, 2000. – 319 с.
3. Жорник О.В. Перспективні напрями удосконалення турбогвинтовентиляторних двигунів // XXII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ. 17—18 листопада 2021 р.: матеріали конференції. Вінниця: «Глобус-Прес». 2021.— С. 163-164.
4. Терещенко Ю.М., Бойко Л.Г., Дмитрієв С.О. та ін. Теорія теплових двигунів. За ред. Ю.М. Терещенка. – К.: Вища школа. 2001. – 382 с.
5. Теорія теплових двигунів. Газодинамічний розрахунок елементів газотурбінних двигунів. За ред. Ю.М. Терещенка. - К.: НАУ, 2015. – 292 с.
6. Ходак М.О., Ситниченко В.В. Геометричне моделювання об'ємів прямоточних повітрозабірників з параболоеліптичним входом // Вестник двигателестроения, №2. 2004. с. 160 – 164.
7. Mayur R. Anvekar Aircraft propulsion. - New Delhi: PHI, 2016, 112p.
8. Kishore Kumar S., Indira Narayanaswamy, Ramesh V. Design and Development of aerospace vehicles and propulsion systems. - Springer, 2018, 530p.
9. El-Sayed, A. F. Aircraft propulsion and gas turbine engines. – Second edition. Boca Raton: Taylor & Francis, 2017, 1422p.
10. Saeed Farokhi Aircraft Propulsion. – Second edition. United Kingdom, Willey, 2014, 1000p.
11. Nezym, V. Investigation of design features of compressor casing treatment /The archive of mechanical engineering. 2014, V.61(13), p.153-161.
12. Hathaway, M.D. Passive end wall treatments for enhancing stability / NASA Report, 2007, #TM-2007-214409. - 78p.

13. Dixon S.L. Fluidmechanics, thermodynamics of turbomachinery. - Elsevier: USA, 1998, 383p.
14. Zenkner S., Trost R M., Becker R., Voß C. Preliminary engine design and inletoptimization of the MULDICON concept / Aerospace Science and Technology, 2019, Volume 93, <https://doi.org/10.1016/j.ast.2019.105318>.
15. Shi Zheng, Mei Zhuang and Fran Thiele Noise Prediction and Optimization System for Turbofan Engine Inlet Duct Design / 10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. <https://doi.org/10.2514/6.2004-3031>.
16. Florea R. V., Matalanis C., Hardin L. W., Stucky M., Shabbir A. Parametric Analysis and Design for Embedded Engine Inlets / Propulsion and power, 2015, Volume 31, Number 3. <https://doi.org/10.2514/1.B34804>.
17. Odendaal J.W., Grygier D. RCS measurements and results of anengine-inlet system design optimization / IEEE Antennas and Propagation Magazine, 2000, Volume: 42, Issue: 6, p.16 – 23.
18. Hall Z., Ahuja V., Hartfield R., Shelton A., Ahmed A. Optimization of a Turbofan Inlet Duct Using Genetic Algorithmsand CFD / 27th AIAA Applied Aerodynamics Conference, 2009, Session: APA-12: Unmanned Air Vehicles and Artificial Intelligence Techniques. <https://doi.org/10.2514/6.2009-3775>.
19. Котельніков Г.Н., Мамлюк О.В., Сілков В.І., Терещенко Ю.М. Аеродинаміка літальних апаратів. – К.: Вища освіта, 2002. – 255 с.
20. Терещенко Ю.М., Волянська Л.Г. Енергетичний баланс авіаційного газотурбінного двигуна непрямой реакції / Вісник НАУ, 2003, №3-4, с. 42-45.
21. David L. Greene Energy-Efficient improvement potential of commercial aircraft/ <https://www.annualreviews.org/doi/pdf/10.1146/annurev.eg.17.110192.002541>.
22. Kuznetsov N. Propfanengines / 29th Joint Propulsion Conference and Exhibit, 1993, <https://doi.org/10.2514/6.1993-1981>.
23. Bolsunovsky A.L., Buzoverya N.P., Gurevich B.I., Denisov V.E., Dunaevsky A.I., Shkadov L.M., Sonin O.V., Udzhuhu A.J., Zhurihin J.P. Flyingwing—

problems and decisions / Aircraft Design, 2001, Volume 4, Issue 4, P. 193-219, [https://doi.org/10.1016/S1369-8869\(01\)00005-2](https://doi.org/10.1016/S1369-8869(01)00005-2).

24. Pagano A., Barbarino M., Casalino D., Frederico L. Tonal and broad band noise calculations for aeroacoustic optimization of propeller blades in a pusher configuration. 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Miami (USA). 2009. DOI: 10.2514/6.2009-3138.

25. Metzger. F. B. and Brown. P. C. "Results of Acoustic Test of a Prop-Fan Model." AIAA/SAE/ASME/ASEE 23rd Joint Propulsion Conference. AIAA-87-1894. San Diego. CA. 1984.

26. Hitchens F.E. Propeller Aerodynamics. The history, aerodynamics and operation of aircraft propellers. Andrews UK Limited, 2015, 194 p.

27. Листопадов В.К. Распределение давления по сечениям лопасти воздушного винта. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского. вып. 183. - 1947. – 126 с.

28. Engines and innovation. NASA SP-4306. Lewis Laboratory and American Propulsion Technology. The NASA History Series. National Aeronautics and Space Administration Office of Management Scientific and Technical Information Division. Virginia P. Dawson. Washington. DC 1991. – 288 p.

29. Ghoiel J. Fundamentals of Heat Engines: Reciprocating and Gas Turbine Internal Combustion Engines. Acme Press, 2020, 500p.

30. Стеннинг. Эффекты неравномерности потока на входе осевых компрессоров / Тр. Америк. общ. инж. мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1980. – Т.102. №1. – с. 122 – 128.

31. Брехов А.Ф., Ершов В.Н., Карпова С.С. Некоторые особенности прохождения зоны окружной неравномерности через решетку рабочего колеса осевого компрессора // Самолетостроение и техника воздушного флота.: Межвуз. сб. – 1972. – Вып. 28. – с. 15 – 20.

32. Герасименко. В.П., Приходько А.В. Исследование влияния нестационарности потока на характеристики ступени осевого компрессора //

Газовая динамика двигателей и их элементов: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ. 1979. – Вып. 1. – с. 102 – 107.

33. Герасименко В.П., Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Влияние неравномерности потока на входе на работу центробежного компрессора // *Авіаційно - космічна техніка і технологія*. 2003. Вып. 6 (41). с. 18 – 22.

34. Столярский М.Т. Работа центробежной компрессорной ступени в условиях неравномерности потока на входе // *Изв. вузов. Энергетика*. – 1960. - №3. с. 134 – 142.

35. Зимонт В.Л. Турбулентность в каналах воздухозаборников // *Тр. ЦАГИ*. Вып. 2551. М. 1994. с. 3 – 30.

36. Горлова О.А., Кукинов А.Г. Возмущения течения в осевом компрессоре при нестационарных воздействиях на входе в воздухозаборник // *Тр. ЦАГИ*. Вып. 1547. М. 1974. с. 33.

37. Carazo M. Roger and M. Omais. Analytical prediction of wake-interaction noise in counterrotation open rotors. In 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (32nd AIAA Aeroacoustics Conference). [2011]. AIAA 2011-2758.

38. Full scale technology demonstration of a modern counterrotating unducted fanengine concept - Designreport. Technical Report CR-180867. NASA. 1987.- 372 p.

39. Air intakes for high speed vehicles. Technical Report AR-270. Advisory Group for Aerospace Research and Development (AGARD). 1991.

40. Hancock, J. P., Lyman, V. and Pennock, A.P. "Analysis of Results from Wind Tunnel Tests of Inlets for an Advanced Turboprop Nacelle Installation." NASA CR 174937. June 1986.

41. Самолет Ан-70 № 01-02. Оценка характеристик входного устройства маршевой двигательной установки с модернизированным винтовентилятором СВ-27 [Текст]// АНТК им. О.К. Антонова. тех. Отчет № 70.702.032.Д1-12. 2012.- 100 с.

42. Соколовский Г.А. Нестационарные трансзвуковые и в'язки течения в турбомашине [Текст] / Г.А. Соколовский, В.И. Гнесин // – Киев: Наук. Думка. – 1986. – 264 с.

43. Ершов С.В. Неявный метод С.К. Годунова повышенной точности для расчета пространственных течений в многоступенчатой турбомашине [Текст] / С.В. Ершов, А.В. Русанов // Институт проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – Харків.– 1994. – 20с. – Деп. в ВІНИТИ 10.03.94г.. № 0560–В94.

44. Denton J.D. The calculation of 3D viscous flow through multistage turbomachines [Text] / J.D. Denton // ASME per. – 1990. – 90–GT–19. – P.1–10.

45. Бойко А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточных частей осевых турбомашин – современное состояние [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків НТУ «ХПІ». – 2005. – № 6. – С.14–21.

46. Ершов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER». Свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір. ПА №77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. 19.02.1996.

47. Ершов С.В. Комплекс программ FlowER® для численного моделирования трехмерных в'язких течений в многоступенчатых турбомашине [Текст] / С.В. Ершов, А.В. Русанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». – 1998. – № 5. – С.109–113.

48. Ершов С.В. Комплекс программ FlowER® для расчета трехмерных в'язких течений в многоступенчатых турбинах и компрессорах [Текст] / С.В. Ершов, А.В. Русанов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сборник научных трудов. ІПМаш НАН України. – 1997.– С.158–164.

49. Yershov S.V. 3D viscous transonic turbomachinery flows: numerical simulation and optimisation using code FlowER [Text] / S.V. Yershov, A.V. Rusanov // Internal Flows. Proc. Of the Fifth Int. Symp.: Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows (ed. P. Doerffer). – Institute of Fluid –Flow Machinery of Polish Academy of Sciences. – Gdansk (Poland). – Sept. 4–7. 2001. – P. 229-236.

50. Lampart P. 3D shape optimization of stator / rotor axial turbine stages from the interaction of codes Optimusant FlowER [Text] / P. Lampart, S.V. Yershov, A.V. Rusanov, A.Y. Shapochka // Eulerand Navier Stokes Equations. – Prague (Czechia). – May 23–25. 2001. – P. 93-96.

51. Smirnov E.M. Numerical simulation of turbulent flow and energy loss in passages with strong curvature and rotation using a three-dimensional Navier-Stokes solver [Text] / E.M. Smirnov // Report “Research in Brussels” Actions. Department of Fluid Mechanics. – Vrije Universitet Brussel. – 1993.

52. Smirnov E.M. Solving the full Navier-Stokes equations for very-long-duct flow using the artificial compressibility method [Text] / E.M. Smirnov // Proceedings of the ECCOMAS’2000 Conference. – Barcelona. – 2000. – CDROM Proceedings. – 16 p.

53. Oberkampf W.L. Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics [Text] / W.L. Oberkampf, T.G. Trucano // Progress in Aerospace Sciences. – 2002. – Vol. 38. – P. 209-272.

54. Bosnyakov S. Computational tools for supporting the testing of civil aircraft configuration in wind tunnels [Text] / S. Bosnyakov, I. Kursakov, A. Lysenkov // Progress in Aerospace Sci. – 2008. – Vol. 44. – P. 67-120.

55. Kovenya, V.M., Slyunyaev, A.Y. Splitting algorithm applied to the Navier-Stokes equations. Comput. Math. And Math. Phys. 49, 676–690 (2009). <https://doi.org/10.1134/S0965542509040125>.

56. Feistauer M., Feistauer M., Felcman J., Straškraba I. Mathematical and Computational Methods for Compressible Flow. Clarendon Press, Oxford, 2003, 530p.

57. Vos J.B. Navier-Stokes solver sin European aircraft design [Text] / J.B. Vos. A. Rizzi. D. Darraco, E.H. Hirschel // Progress in Aerospace Sci. – 2002. – Vol. 38. – P. 601-697.
58. Kroll N. ADIGMA – A European Initiative on the Development of Adaptive Higher-Order Variational Methods for Aerospace Appl. [Text] / N. Kroll, H. Bieler, H. Deconinck, V. Couaillier, H. Vander Ven, K. Sorensen // Vol. 113. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design. Springer.– 2010. – P. 339-353.
59. Menter F. CFD Best Practice Guidelines for CFD Code Validation for Reactor – Safety Applications [Text] / F. Menter // European Commission. 5th EURATOM Framework Programme. Report. – EVOLECORAD1. 2002.
60. Casey M. Special Interest Group on Quality and Trust in Industrial CFD [Text] / M. Casey. T. Wintergerste // Best Practice Guidelines. Ver. 1. – ERCOFTAC Report.– 2000.
61. Casey M. The best practice guidelines for CFD. A European initiative on quality and trust [Text] / M. Casey. T. Wintergerste // American Society of Mechanical Engineers. – Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP. – V. 448. №. 1. – 2002. – P. 1-10.
62. Oberkampf W.L. Verification. Validation and Predictive Capability in Computational Engineering and Physics [Text] / W.L. Oberkampf, T.G. Trucano, C. Hirsch // Applied Mechanics Reviews. – Vol. 57. – 2004. – P. 345-384.
63. Khalil E. E. CFD History and Applications / Archives of academia. Vol. 4 No. 2: CFD Letters, 2012, p.43-46
64. Mingazov, B.G., Davletshin, I.S. On choice of turbulence models and grid parameters for computation of flows in diffuser ducts. *Russ. Aeronaut.* 54, 359–366 (2011). <https://doi.org/10.3103/S1068799811040064>.
65. Buice C.U. Experimental investigation of flow through an asymmetric plane diffuser [Text] / C.U. Buice, J.K. Eaton // Journal of Fluids Engineering. – 2000. – Vol. 122.– № 2. – P. 433-435.

66. Azad R.S. Turbulent flow in a conical diffuser [Text] / R.S. Azad // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 1996. – Vol. 13. – № 4. – P. 318-337.
67. Obi S. Experimental and computational study of turbulent separating flow in an asymmetric plane diffuser [Text] / S. Obi, K. Aoki, S. Masuda // *Proc. Of the 9th International Symposium on Turbulent Shear Flows*. – Japan. – 1993. – Berlin; N.Y.: Springer-Verlag. – 1995. – P. 305-1 – 305-4.
68. Sobieczky H. Parameterization of geometry for mutation for inverse design and optimization [Text] / H. Sobieczky, D.S. Dulikravich, B.H. Dennis // *4th International Conference on Inverse Problems in Engineering*. – Rio de Janeiro (Brazil). – 2002. – 7 p.
69. Farin G. *Curves and Surfaces for Computer Aided Geometric Design* [Text] / G. Farin // Academic Press. – 1990. – Second Edition. – P.1–95.
70. Мигай В.К. Проектирование и расчет выходных патрубков турбомашин [Текст] / В.К. Мигай. Э.И. Гудков // – Ленинград: Машиностроение. – 1981. – 272 с.
71. Довжик С.А.. Исследование кольцевых диффузоров турбомашин [Текст] / С.А. Довжик. А.И. Морозов // *Промышленная аэродинамика*. – Оборонгиз. – 1961. – № 20. – С. 168-201.
72. Богомолов Е.Н. Исследование особенностей течения потока воздуха в кольцевых диффузорных каналах газотурбинных двигателей [Текст] / Е.Н. Богомолов, А.В. Кашеев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». – 2006. – №7. – С. 42-44.
73. Богомолов Е.Н. К расчету параметров степенного профиля скорости турбулентного пограничного слоя [Текст] / Е.Н. Богомолов // *Авіаційна техніка*. – 2003. – №3. – С. 74-76.
74. Богомолов Е.Н. О степенной интерпретации логарифмического распределения скорости в турбулентном пограничном слое [Текст] / Е.Н. Богомолов // *Авіаційна техніка*. – 2001. – №4. – С. 64-66.

75. Чжен П. Управление отрывом потока [Текст] / П.Чжен // Перевод с английского. – М.: Мир.– 1979. – 365 с.

76. Симпсон Р.Л. Обзор некоторых явлений, возникающих при отрыве турбулентного потока [Текст] / Р.Л. Симпсон // Труды американского общества инженеров-механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1981. – №4. – С. 131-149.

77. Гоуз. Расчет максимального восстановления давления в плоских диффузорах [Текст] / Гоуз. Клайн // Труды американского общества инженеров-механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1978. – № 4. – С. 130-138.

78. Строн. Метод расчета плоских и осесимметричных диффузоров. основанный на определении запаса по отрыву [Текст] / Строн, Клайн // Труды американского общества инженеров-механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1983. – № 1. – С. 115 - 121.

79. Хокенсон Г. Расчет оптимальных диффузоров обратным методом и его экспериментальное подтверждение [Текст] / Г. Хокенсон // Труды американского общества инженеров-механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1979. – № 4. – С. 186-191.

80. Харша П.Т. Анализ турбулентного безотрывного течения в дозвуковых диффузорах [Текст] / П.Т. Харша. Х.Н. Глассман // Труды американского общества инженеров-механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1976. – № 2. – С. 287-289.

81. Zaryankin A., Cherkasov M., Lavyrev I. Theoretical foundations of increasing the efficiency of wide-angle diffusers and practical results of new solutions to this problem/ MATEC Webof Conferences 345, 00035 (2021) <https://doi.org/10.1051/matecconf/202134500035>.

82. Чичинадзе В.К. Решение невыпуклых нелинейных задач оптимизации [Текст] / В.К. Чичинадзе Наука. – Главная редакция физико-математической литературы. – 1983. – 256 с.

83. Лин Ч. Оптимизация конструкции кильцевого аксиально-радиального рассеивателя выхлопных газовых турбин и экспериментальное подтверждение [Текст] / Ч. Лин, Ц. Цзинь // – Гунченжеулисюэбао. 1985 г. – т.6. № 3 – С. 245 – 248.

84. Сальников В.С. К расчету осесимметричного потока газа в турбомашине [Текст] / В.С. Сальников // Лопаточные машины и струйные аппараты.– М.: Машиностроение. – 1972.– № 6. – С. 25-48.

85. Дорфман Л.А. Численное решение на ЭЦВМ задач осредненного осесимметричного потока в турбомашине [Текст] / Л.А. Дорфман, А.З. Серазетдинов // Энергомашиностроение. – 1969. – № 7.

86. Хокенсон Г. Совместный расчет воздухозаборников и диффузоров обратным методом [Текст] / Г. Хокенсон // Ракетная техника и космонавтика.– 1977. – № 1. – С. 41.

87. Хокенсон Г. Расчет оптимальных диффузоров обратным методом и его экспериментальное подтверждение [Текст] / Г. Хокенсон // Труды американского общества инженеров-механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1979. – № 4. – С. 186-191.

88. Spangenburg W.G. Measurements in a Turbulent Boundary Layer Maintained in a Nearly Separated Condition [Text] / W.G. Spangenburg, W.R. Rowland, N.E. Mease // Fluid Mechanics of Internal Flow.–New York. 1967.– P.110-151.

89. Гиневский А.С. Аэродинамические характеристики плоских и осесимметричных диффузоров с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя [Текст] / А.С. Гиневский, Л.А. Бычкова // Энергия. – Т.1. – 1968. – С. 100-115.

90. Бычкова Л.А. Экспериментальное исследование диффузорных каналов с предотрывным пограничным слоем [Текст] / Л.А. Бычкова // Ученые записки ЦАГИ. – 1970. – Т. 1. № 5. – С. 89-93.

91. Степанов Г.Ю. Построение плоских каналов и решеток турбомашин с безотрывным течением [Текст] / Г.Ю. Степанов // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. – 1993. – № 4. – С. 30-42.
92. Roberts G. O. *LectureNotesinPhysics*. Vol. 8. - Berlin. Heidelberg: Springer. 1971. p.171-176.
93. Eisemann P.R. A multi-surface method of coordinate generation // *J. Comput. Phys.* 1979. V. 33. № 1. P. 118–150.
94. Sutphin Joe *AutoCAD 2004 VBA: A Programmer's Reference*. Springer, 2004, 874 p.
95. Толвинский Э.Н. Передовые решения от компаний ЗАО «ЕМТ Р» и ЗАО «АРБАЙТ МЦ» для инженерных расчётов в программных продуктах ANSYS. Inc [Текст] / Э.Н. Толвинский // *ANSYS Advantage*. – 2009. № 11. – С. 44-45.
96. *Performance Prediction and Simulation of GasTurbine Engine Operation for Aircraft, Marine, Vehicular, and Power Generation*. RTO Technical Report. TR-AVT-036 North Atlantic Treaty Organisation, 2007, 652p.
97. Андерсон. В. Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст] / В. Андерсон. Дж. Таннехилб. Р. Плетчер. – М.: Мир. 1990. – 728 с.
98. *Turbulence Models and Their Applicationin Hydraulics A state of the artreview* Edited By Wolfgang Rodi, London, 2000, 124p. <https://doi.org/10.1201/9780203734896>.
99. Tietjens Oskar Karl Gustav, Prandt ILudwig *Fundamentals of Hydro- and Aeromechanics*. Dower Publications, New York, 1934, 267p.
100. Ho, K. S., Liu, J., Urwiller, C., Konan, S. M., &Aguilar, B. (2015, June). *Conjugate Heat Transfer Analysis of a Cooled Turbine Blade Using Frozen Rotor Approach*. In *Turbo Expo: PowerforLand, Sea, andAir* (Vol. 56710, p. V05AT10A024). American Society of Mechanical Engineers.
101. Becker K., Heitkamp K., Kugeler E. Recent progressin a hybrid-grid CFD solver for turbomachinery flows / V *European Conferenceon Computational Fluid*

Dynamics ECCOMAS CFD 2010 J. C. F. Pereira and A. Sequeira (Eds) Lisbon, Portugal, 14-17 June 2010, 13 pages.

102. Yun A. Development and analysis of advanced explicit algebraic turbulence and scalar flux models for complex engineering configurations. Doctor thesis. Darmstadt, 2005.

103. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы. «Наука». 1989. – 432 с.

104. Eisemann P.R. A multi-surface method of coordinate generation // J. Comput. Phys. 1979. V. 33. № 1. P. 118–150.

105. ANSYS CFX Tutorials. Release 19.2. 2018. – 910 p.

106. Park M. A. HLPW-4/GMGW-3: Mesh Adaptation for RANS Technology Focus Group Workshop Summary/ AIAA 2022-3210. Session: Special Session: HLPW-4/GMGW-3: Workshop Summary I. 2022 <https://doi.org/10.2514/6.2022-3210>.

107. Anderson B.H., Reddy D.R., Kapoor K. A. Comparative Study of Full Navier-Stokes and Reduced Navier-Stokes Analyses for Separating Flows Within a Diffusing Inlet S-Duct. National Aeronautics and Space Administration Lewis Research Center Cleveland. Ohio 64135-3191. – 29 p.

108. Kardontchik. J. E. Hybrid Meshes [Электронный ресурс] / J. E. Kardontchik. – 2013. – 55 p. – Режим доступа: https://www.researchgate.net/publication/255721803_Hybrid_Meshes. – 12.06.2020.

109. Roberts G. O. Lecture Notes in Physics. Vol. 8. - Berlin. Heidelberg: Springer. 1971. p.171-176.

110. Eiseman P.R. Grid generation for fluid mechanics computations // Ann. Rev. Fluid Mech. 1987. V. 17. P. 487-522.

111. Колмогоров А.Н. Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости [Текст] / А.Н. Колмогоров. – Изв. АН СССР. Сер. физ.. 1942. т. 6. № 1–2. С. 56–58.

112. Wilcox. D.C. Multiscale Model of Turbulent Flows [Text] /D. C. Wilcox – AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. 1986. – P. 24 – 30.

113. Weinerfelt. Per. Prediction of liftlosses dueto sur faceroughness by means of a 2D Navier-Stokessolver [Text] / Per Weinerfelt // ICAS – 2000 CONGRESS. – W. C. 2000. – P 2113.1 – 2113.10.

114. CFX-TASC flow computation fluid dynamics software. Theory documentationVersion 2.11 [Text]. Turbulence Closure Models // AEA Technology. – W. C. 2001. – P. 25–73.

115. Vieser. W. Heat trans ferprediction susingadvanced two-equation turbulence models [Text] / W. Vieser. T. Esch. F. Menter // CFX Validation Report 10/0902. 2000. – 66 p.

116. Зайков. Л.А. Сравнение возможностей дифференциальных моделей турбулентности с одним и двумя уравнениями при расчете течений с отрывом и присоединением течения в каналах с обратным уступом [Текст] / Л. А. Зайков. М. Х. Стрелец, М. Л. Шур // Теплофизика высоких температур. – 1996. – Т. 34. №5. – С. 724–736.

117. New. W.R. An Investigation of Energy Lossesin Stream – Turbine Elements by Impact – Traverse Static Test with Airat Subacoustic Uelocities [Text] / W.R. New // Trans. ASME. – 1940 – Vol. 62. – № 6. – P. 45–51.

118. Жорник О.В. Обґрунтування моделі турбулентної в'язкості для дослідження характеристик співвісного гвинтовентилятора і входного пристрою ГТД / О.В. Жорник. І.Ф. Кравченко І.Ф.. М.М. Мітрахович. О.В. Денісюк // // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2021. – No 4 (172). – С. 35-39. DOI: 10.32620/akt.2021.4.05.

119. Комаров В.В. Визначення раціональної моделі турбулентності для отримання характеристик ступені вентилятора осьового компресора газотурбінного двигуна з використанням програмного комплексу ANSYS [Текст] / М.І. Кисляк. В.В. Комаров. М.М. Мітрахович / Технологическиесистемы. – 2015. – №3 (72). – С. 62–67 – Библиогр.: с. 67. – ISSN 2074-0603.

120. Durbin P.A., Reif B.A.P. Statical theory and modeling for turbulent flows. – John Wiley and Sons. West Sussex. United Kingdom. 2011. – 357 p.

121. Быков Ю.А. Моделирование течения в компрессорных решётках с использованием различных моделей турбулентности [Текст] // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2010. Т. 6. №7 (48). С. 47-50.

122. Kaewbumrung, M., Tangsopa, W., & Thongsri, J. (2019). Investigation of the trailing edge modification effect on compressor blade aerodynamic using SST $k-\omega$ turbulence model. *Aerospace*, 6(4), 48.

123. Руководство по технической эксплуатации соосного винтовентилятора СВ-27. – К.: АНТК им. О.К. Антонова. 1989. – 229 с.

124. Шатланов М.И. Математическая модель модернизированного винтовентилятора СВ-27 и регулятора РСВ-27. Приложение Е к ТЗ на ЭСУ-27М. 2011. – 9 с.

125. Двигательная установка самолета Ан-70 с ТВВД Д-27 и винтовентилятором СВ-27. Программа расчета высотных характеристик на ПЭВМ (редакция 2). – Запорожье: ЗМКБ «Прогресс». – 2001. – 10 с.

126. Шелковский. М.Ю. Верификация программного комплекса Ansys CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре / М.Ю. Шелковский // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – 3/10 (57). – С. 60-65.

127. Persson. A and Runsten. J., 2011. “CFD investigation of a 3.5 stage transonic axial compressor including real geometry effects.” Master’s Thesis. Department of Applied Mechanics. Chalmers University of Technology. Sweden.

128. Русанов, А. В. Математичне моделювання нестационарних в’язких просторових течій у проточних частинах турбомашин. дис. д-ра техн. наук: 05.05.16 / Русанов Андрій Вікторович; НАН України. Ін-т пробл. машинобуд. ім. АН Підгорного.–Х., 2005.–362 с.

129. Ferziger. J. H. Computational methods for fluid dynamics [Текст] / J. H. Ferziger. M. Peric. – Berlin. New York: Springer-Verlag. 2002.

130. Patankar, S. Numerical heat transfer and fluid flow [Текст] / S. Patankar. – New York: Hemisphere Publishing Co. 1980.
131. Dawes, W. N. (1992). The practical application of solution-adaptation to the numerical simulation of complex turbomachinery in cryogenic problems. *Progress in Aerospace Sciences*, 29(3), 221-269.
132. Хандримайлов, А. А. Метод просторової оптимізації ступеня осевої турбіни з урахуванням обтікання турбінних профілів і периферійної витіки [Текст] / А.В. Бойко, Д.І. Максютя // Вісник НТУ «ХПІ».
133. Kabalyk, K., & Kryżowicz, W. (2016). Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*, (131), 97-109.
134. Жорник О.В. Вибір параметрів чисельного експерименту для дослідження характеристик гвинтовентилятора і вхідного пристрою / О.В. Жорник, І.Ф. Кравченко, М.М. Мітрахович, О.В. Денисюк // XXVI міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2021. С. 61-62.
135. Жорник О.В. Методика удосконалення параметрів та характеристик вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном / О.В. Жорник, І.Ф. Кравченко, М.М. Мітрахович // XXVI міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2021. С. 62.
136. Hagelstein, D. H. K. V., Hillewaert, K., Vanden Braembussche, R. A., Engeda, A., Keiper, R., & Rautenberg, M. (2000). Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute. *J. Turbomach.*, 122(1), 22-31.
137. Aksenov, A. A., Kozhukhov, Y. V., Lebedev, A. A., Petrov, A. Y., & Nguyen, M. H. (2019). Contamination effects study in the centrifugal compressor flows stage by means of numerical simulation methods. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 140, p. 07005). EDP Sciences.

138. Kalinkevych, M., & Shcherbakov, O. (2013). Numerical modeling of the flow in a vaneless diffuser of centrifugal compressor stage. *International Scholarly Research Notices*, 2013.

139. Жорник О.В. Удосконалення характеристик кільцевого вхідного пристрою авіаційної силової установки з гвинтовентилятором / О.В. Жорник, І.Ф. Кравченко І.Ф., М.М. Мітрахович // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2021. – № 4 (174). – С. 11-17. DOI: 10.32620/aktt.2021.4sup2.02.

140. Жорник О.В. Оцінка впливу форми обичайки вхідного пристрою на його характеристики та нерівномірність потоку на вході до компресора двигуна силової установки з співвісним гвинтовентилятором // *The world of science and innovation / Abstracts of the VI International scientific and practical conference*. Cognum. Publishing House. London. United Kingdom. 2021. Pp. 532-541.

141. Жорник О.В. Методика удосконалення аеродинамічних характеристик кільцевого вхідного пристрою // VII Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів «Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті» Київ, 30 листопада 2021 р.: матеріали конференції, 2021.— С. 19-22.

142. Seddon. J., Goldsmith. E.L. (1999) *Intake aerodynamics*. London: Blackwell Science. 407.

143. Stalewski. W., Zoltak. J. (2014). The preliminary design of the air-intakes system and the nacelle in the small aircraft-engine integration process. *Aircraft engineering and aerospace technology*. 86 (3). 250-258. doi: 10.1108/AEAT-01-2013-0015.

144. Ren. S.L., Liu. P.Q. (2021). Influence of Propeller Slip stream on the Flow Field of S-Shaped Intake. *International Journal of Aerospace Engineering*. 2021. ID 6220378. 14. <https://doi.org/10.1155/2021/6220378>.

145. Ren. S.L., Liu. P.Q. (2022). Numerical Study on the Effect of Vortex Generator on S-Shaped Intake in Propeller Slipstream. *International Journal of*

Aerospace Engineering. 35 (3). 04022013. doi: 10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0001402.

146. Marchlewski, K., Laniewski-Wollk, L., Kubacki, S. (2020). Aerodynamic Shape Optimization of a Gas Turbine Engine Air-Delivery Duct. *Journal of Aerospace Engineering*. 33 (4). 04020042. doi: 10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0001157.

147. Drezek, P. S., Kubacki, S., Zoltak, J. (2022). Multi-objective surrogate model-based optimization of a small aircraft engine air-intake duct. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G-Journal of Aerospace Engineering*. 09544100211070868. doi:10.1177/09544100211070868.

148. Migliorini, M., Zachos, P. K., MacManus, D. G., Haladuda, P. (2022). S-duct flow distortion with non-uniform inlet conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G-Journal of Aerospace Engineering*. 17. doi:10.1177/09544100221101669.

149. Fiola C., Agarwal, R. K. (2015). Simulation of secondary and separated flow in diffusing S ducts. *Journal of Propulsion and Power*. 31. 1. 180–191. doi.org/10.2514/1.B35275.

150. Gil-Prieto, D., MacManus, D. G., Zachos, P. K., Tanguy, G., Wilson, F., Chiereghin, N. (2017). Delayed detached-eddy simulation and particle image velocimetry investigation of S-duct flow distortion. *AIAA Journal*, 55, 6, 1893–1908, 2017. <https://doi.org/10.2514/1.J055468>.

151. Hancock, J. P., Lyman, V., Pennock, A.P. (1986). Analysis of Results from Wind Tunnel Tests of Inlets for an Advanced Turboprop Nacelle Installation. NASA CR 174937, 176.

152. Rousseau, Ph. M., Soullaimani, A., Sabourin, M. (2013). Comparison between structured hexahedral and hybrid tetrahedral meshes generated by commercial software for CFD hydraulic turbine analysis. *Conference: 21st Annual Conference of the CFD Society of Canada*. 9. doi: 10.13140/2.1.2574.4960.

153. Wellborn, S. R., Reichert, B. A., Okiishi, T. H. (1993). Study of the compressible flow in a diffusing S - duct. J Propul Power. NASA Technical Memorandum 106411, 110.

154. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Балалаєва К.В. Аналіз впливу кривизни S – подібного каналу та умов польоту на ефективність ковшового вхідного пристрою / Авіаційно-космічна техніка і технологія. 2022. № 4 спецвипуск 2 (182). С. 26-29.

155. Zhornik O., Kravchenko I., Mitrakhovich M., Balalaieva K. Comparative evaluation of the efficiency of the ring-type and bucket inlet devices for a power plant with a turbopropfan engine / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2022, Vol. 4 No. 1 (118), p.6-12, doi: 10.15587/1729-4061.2022.263023).

156. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Балалаєва К.В. Обґрунтування параметрів і форми вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном / XXVII Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2022. С. 35-36.

157. Жорник О. Методика оцінки впливу числа Маха і геометричних параметрів на характеристики S –подібного каналу вхідного пристрою / Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки» (5-7 квітня 2022 року), напрям "Сучасні авіаційні технології".

ДОДАТОК А

Акт впровадження

Генеральний конструктор,
директор ДП «Івченко-Прогрес»
член-кор. НАН України, д.т.н


«29» 09 2022 р.

 І.Ф. Кравченко

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
Жорника Олега Володимировича
на тему:
**«Методика удосконалення параметрів та характеристик
дозвукового вхідного пристрою
силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном»**

Комісія у складі керівника бригади, к.т.н. Еланського О. В., начальника відділу Є.І. Марченко, провідного інженера - конструктора О.М. Новікова склала Акт про те, що ДП «Івченко-Прогрес» прийнята до використання та впроваджена Методика аналізу в програмному середовищі ANSYS CFX впливу геометричних параметрів на аеродинамічні характеристики дозвукового кільцевого і ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном, що враховує вплив співвісного гвинтовентилятора.

керівник бригади, к.т.н.
начальник відділу
провідний інженер-конструктор




О.В.Єланський
Є.І. Марченко
О.М. Новіков

ДОДАТОК Б

Акт впровадження



Генеральний директор ДП «Антонов»
член-кор. НАН України, д.т.н, проф.

[Signature]
С.А. Бичков

22* 02 2022 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
Жорника Олега Володимировича
на тему:

**«Методика удосконалення параметрів та характеристик
дозвукового вхідного пристрою
силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном»**

Комісія у складі першого заступника генерального директора – Генерального конструктора, к.т.н. Двейріна О.З., головного конструктора, к.т.н. Іщука В.П., директор програми, д.т.н. Шмирьова В.Ф., начальника відділу силових установок, к.т.н. Усенка В.Ю. склала Акт про те, що ДП «Антонов» прийнята до використання та впроваджена Методика аналізу в програмному середовищі ANSYS CFX впливу геометричних параметрів на аеродинамічні характеристики дозвукового кільцевого і ковшового вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном, що враховує вплив співвісного гвинтовентилятора.

Перший заступник генерального директора –

Генеральний конструктор, к.т.н.

[Signature] О.З. Двейрін

Головний конструктор, к.т.н.

[Signature] В.П. Ішук

Директор програми, д.т.н.

[Signature] В.Ф. Шмирьов

Начальник відділу силових установок, к.т.н.

[Signature] В.Ю. Усенко

ДОДАТОК В**СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ****Публікації, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

1. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Денисюк О.В. Обґрунтування моделі турбулентної в'язкості для дослідження характеристик співвісного гвинтовентилятора і вхідного пристрою ГТД / *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2021. № 4 (172). С. 35-39. DOI: 10.32620/aktt.2021.4.05.(категорія Б).

2. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М. Удосконалення характеристик кільцевого вхідного пристрою авіаційної силової установки з гвинтовентилятором / *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2021. № 4 (174). – С. 11-17. DOI: 10.32620/aktt.2021.4sup2.02. (категорія Б).

3. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Балалаєва К.В. Аналіз впливу кривизни S – подібного каналу та умов польоту на ефективність ковшового вхідного пристрою / *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2022. № 4 спецвипуск 2 (182). С. 26-29. (категорія Б).

4. Zhornik O., Kravchenko I., Mitrakhovych M., Balalaieva K. Comparative evaluation of the efficiency of the ring-type and bucket inlet devices for a power plant with a turbopropfan engine/ *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022, Vol. 4 No. 1 (118), p.6-12, doi: 10.15587/1729-4061.2022.263023 (SCOPUS).

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Жорник О.В. Оцінка впливу форми обичайки вхідного пристрою на його характеристики та нерівномірність потоку на вході до компресора двигуна силової установки з співвісним гвинтовентилятором // *The world of science and innovation / Abstracts of the VI International scientific and practical conference*. Cognum. Publishing House. London. United Kingdom. 2021. Pp. 532-541.

6. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Денисюк О.В. Вибір параметрів чисельного експерименту для дослідження характеристик гвинтовентилятора і вхідного пристрою / XXVI Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2021. С. 61-62.

7. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М. Методика удосконалення параметрів та характеристик вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном/ XXVI Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2021. С. 62.

8. Жорник О.В. Перспективні напрями удосконалення турбогвинтовентиляторних двигунів / XXII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ, 17—18 листопада 2021 р.: Матеріали конференції, Вінниця: «Глобус-Прес», 2021.— С. 163-164.

9. Жорник О.В. Методика удосконалення аеродинамічних характеристик кільцевого вхідного пристрою / VII Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів «Енергетична безпека та енергоефективність на транспорті» Київ, 30 листопада 2021 р.: Матеріали конференції, 2021.— С. 19-22.

10. Жорник О.В., Кравченко І.Ф., Мітрахович М.М., Балалаєва К.В. Обґрунтування параметрів і форми вхідного пристрою силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном / XXVII Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац. ін.-т», 2022. С. 35-36.

11. Жорник О. Методика оцінки впливу числа Маха і геометричних параметрів на характеристики S –подібного каналу вхідного пристрою/ Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і

молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки» (5-7 квітня 2022 року), напрям "Сучасні авіаційні технології", С.

12. Zhornyk O. Analysis of the intakes existing schemes for power plants and parameters that determine their efficiency / Матеріали X Всесвітнього конгресу "Авіація в XXI столітті" – "Безпека в авіації та космічні технології", 28-30 вересня 2022 р., Національний авіаційний університет, Київ.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації:

13. Денисюк О.В., Мітрахович М.М., Жорник О.В. Удосконалення акустичних характеристик співвісних повітряних гвинтів шляхом зменшення інтенсивності кінцевого вихору лопаті / Озброєння та військова техніка, 2021, №1(29), С. 71-76.