

**НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КИСЛЯК МИХАЙЛО ІВАНОВИЧ

УДК 629.735.036.34(043.3)

ДИСЕРТАЦІЯ

**МЕТОДИКА УДОСКОНАЛЕННЯ АКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВЕНТИЛЯТОРА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВОКОНТУРНОГО ДВИГУНА**

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

Науковий керівник: Кравченко Ігор Федорович, д. т. н.

Київ – 2018

АНОТАЦІЯ

Кисляк М. І. Методика удосконалення акустичних характеристик вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» – Національний авіаційний університет – Київ, 2017.

Робота присвячена розробці методики удосконалення акустичних характеристик вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна.

У роботі виконано аналіз джерел шумоутворення та існуючих способів його зниження, визначена наукова новизна досліджень, мета і завдання дисертаційної роботи. Запропоновано метод дослідження з застосуванням математичної моделі, що дозволяє виконувати чисельну оцінку аероакустичних характеристик лопаток вентилятора. На підставі використання даного методу виконано модифікації лопаток вентилятора та проведено порівняння аероакустичних характеристик модифікованих і стандартних лопаток вентилятора.

У роботі проаналізовано результати розрахунку математичної моделі ступені вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна, виконаних з метою визначення впливу форми лопатки на аероакустичні характеристики вентилятора. Виконано порівняння результатів експерименту, що проведений ДП «Івченко Прогрес», з результатами моделювання, для визначення адекватності моделі і точності отриманих даних.

З використанням методики удосконалення аероакустичних характеристик лопаток вентилятора розроблено рекомендації для покращення характеристик ступені вентилятора.

Ключові слова: вентилятор, шум, лопатка, ТРДД, моделювання.

ABSTRACT

Kysliak M. I. Method of improving the acoustic characteristics of the turbojet engine fan.. – Qualifying scientific research as a manuscript. Dissertation for obtaining Candidate Degree in Engineering Sciences (Ph. D.). Specialty: 05.05.03 “Power plants and engines” National aviation university – Kyiv 2017.

Current research is dedicated to the improvement of acoustic characteristics of the turbojet engine fan parameters research.

The analysis of the noise sources and the methods of noise decreasing was used in the research, scientific novelty, objective and task of scientific work were determined. Research method with appliance of mathematical model, which allows implementing numeral evaluation for aero-acoustic parameters of fan’s blades, was suggested. Based on the usage of current method, fan’s blades modification was made as well as a comparison with a standard fan’s blade.

An analysis of mathematical evaluation model results of the fan area in the turbojet engine, which made with the purpose of determination influence of the blade’s form on aero-acoustic parameters of fan, was made. In the research a comparison of the experiment results, which conducted by SE “Ivchenko - Progress” with the results of modeling, for determination of data adequacy, was made.

With the usage of current method of aero-acoustic data research, the recommendations for improving characteristics fan’s area were developed.

Keywords: fan, noise, blade, turbojet engine, modeling.

Публікації за темою дисертації

1. Кисляк М. І. 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 // Технологические системы. – 2015. – №3 (72). – С. 62 – 67. – Библиогр. : с. 67. – ISSN 2074-0603.

2. Кисляк М. И. Исследование влияния параметров сетки на результаты CFD-расчётов ступени вентилятора ТРДД [Текст] / М. И. Кисляк, В. В. Комаров, М. М.

Митрахович // Технологические системы. – 2016. – №3 (76). – С. 60 – 68. – Библиогр. : с. 68. – ISSN 2074-0603.

3. Кисляк М. И. Исследование аэроакустической эффективности профиля лопатки вентилятора ТРДД с использованием комплекса ANSYS [Текст] / М. И. Кисляк, М. М. Митрахович // Авиационно-космическая техника и технология. – 2017. – С. 54 – 58.

4. Кисляк М. И. Методика количественной оценки акустических характеристик ступени вентилятора [Текст] / М. И. Кисляк // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2017. – №32 (1254). – С. 133 – 138.

5. Кисляк М. І. Порівняння впливу змін середовища при дослідженні моделі вентилятора ТРДД з використанням алгоритмів, що ґрунтуються на рівняннях тиску та густини [Текст] / М. І. Кисляк // Проблеми тертя та зношування. – 2017. – №3 (76). – С. 100 – 106.

Матеріали, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Кисляк М. І. Дослідження впливу форми акустичного резонатора на ефективність зменшення звуку двигуна, в середовищі ANSYS [Текст] / М. І. Кисляк, М. М. Митрахович // XIV Міжнародна науково-практична конференція молодих учених і студентів «Політ. Сучасні проблеми науки». 2 – 3 квітня 2014 р.

2. Кисляк М. І. Визначення раціональної моделі турбулентності при розрахунках обтікання лопаткового вінця компресора ГТД [Текст] / М. І. Кисляк, М. М. Митрахович // АВІА-2015: XII міжнародна науково-технічна конференція, 28 – 29 квітня 2015 р. – К. : НАУ, 2015. – Т. І. – С. 20.58. – 20.61.

3. Кисляк М. І. Дослідження впливу густоти розрахункової сітки на результати моделювання ступені вентилятора ТРДД [Текст] / М. І. Кисляк, М. М. Митрахович // Міжнародна науково-практична конференція «Перспективи розвитку військової авіації. Кооперація підприємств авіаційної промисловості з іноземними компаніями – головний напрямок військово-технічного

співробітництва та основа для створення нових зразків авіаційної техніки», 13 жовтня 2016 р. – К. : Міжнародний виставковий центр, 2016, С. 44 – 45.

4. Kysliak M. I. Study of the mesh parameters for results in CFD-calculation of fan stage turbofan [Text] / M. I. Kysliak // Safety in Aviation and Space Technologies: the seventh world congress «Aviation in the XXI-st century», 19 – 21 вересня 2016 р. [тези доп.] – К. : НАУ, 2016. – Т . 1. – С. 1.5.22. – 1.5.26.

5. . Кисляк М. І. Способи перевірки точності результатів при застосуванні акустичних моделей [Текст] / М.І. Кисляк // XVII Міжнародна науково-практична конференція молодих учених і студентів «Політ. Сучасні проблеми науки» 4 – 5 квітня 2017 р.

6. Кисляк М. І. Порівняння розрахункових алгоритмів, заснованих на рівняннях тиску та густини при дослідженні моделі вентилятора ТРДД [Текст] / М. І. Кисляк // АВІА-2017 : XIII міжнародна науково-технічна конференція, 19 – 21 квітня 2017р. – К . : НАУ, 2017. – Т. 1. – С. 20.26. – 20.30.

7. Кисляк М. И. Исследование аэроакустической эффективности профиля лопатки вентилятора ТРДД с использованием комплекса ANSYS [Текст] / М. І. Кисляк, М. М. Митрахович // XXII Международный конгресс двигателестроителей, 4 – 9 сентября 2017 г. – Харьков – Николаев – Коблево.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ОСНОВНИХ НАПРЯМІВ ЗМЕНШЕННЯ ШУМУ ГТД	13
1.1. Аналіз основних джерел утворення шуму елементами ГТД	13
1.2. Основні засоби зменшення шуму ГТД.....	21
1.3. Постановка задачі дослідження	26
Висновки за розділом 1	27
РОЗДІЛ 2. ВИКОРИСТАННЯ АНАЛОГІЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АКУСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ.....	28
2.1. Основні теоретичні положення використання програмного середовища ANSYS	28
2.2. Методика дослідження параметрів звукових коливань	29
2.2.1. Створення геометричної моделі	29
2.2.2. Розробка геометричної моделі сітки контрольних об'ємів. Накладання на геометричну модель сітки контрольних об'ємів	32
2.2.3. Моделі турбулентної в'язкості	37
2.2.4. Акустичні моделі.....	49
2.3. Аналіз результатів математичного моделювання.....	59
Висновки за розділом 2.....	73
РОЗДІЛ 3. СТВОРЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД.....	74
3.1. Визначення проблемних зон на пері лопатки	74
3.2. Методика модифікування лопатки вентилятора.....	80
3.3. Аналіз результатів	86
Висновки за розділом 3.....	99
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ДЛЯ МОДИФІКУВАННЯ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД.....	100
4.1. Вплив зміни геометрії лопаткового вінця на аероакустичні параметри	100
4.2. Розробка рекомендацій щодо модифікування лопаток вентилятора.....	111
Висновки за розділом 4.....	112
ВИСНОВКИ.....	113
Список використаних джерел	115
Додаток 1	120
Додаток 2.....	122

ВСТУП

Цивільна авіація є однією з сучасних високотехнологічних транспортних галузей економіки України. Протягом всього часу її існування вона міцно закріпилась в світовій економіці і стала тісно пов'язана з інтересами держав, авіакомпаній, аеропортів та підприємств і організацій-розробників та виробників авіаційної техніки (АТ).

Інтенсивність використання АТ впливає на екологічні аспекти її застосування, особливо на проблеми шуму на місцевості. Так, відповідно до резолюції А16-3 Асамблеї ІКАО [1] проведена спеціальна нарада щодо авіаційного шуму навколо аеродромів і прийнято рекомендації щодо його зменшення. На 38-й Асамблеї ІКАО [2] затверджено нові норми для літаків та підготовлені середньострокові і довгострокові прогнози в галузі авіаційного шуму.

Загальновідомими є декілька способів зменшення шуму газотурбінних двигунів (ГТД) [3-7].

Перший спосіб ґрунтується на захисті населення від шкідливого впливу шуму за допомогою використання раціональних методів розташування аеропортів, житлових будинків поблизу аеродромів та інше.

Другий спосіб спрямований на модифікацію елементів ГТД, що генерують звук, для зменшення останнього.

До них входять вибір схеми двигуна, ступеня його двоконтурності, основних параметрів робочого процесу, а також розробка конструктивних заходів, що спрямовані на зменшення рівню шуму на шляху його розповсюдження, та в місцях його утворення.

Зазвичай зменшення шуму в джерелі досягається за рахунок погіршення інших характеристик ГТД (зменшення потужності, збільшення ваги, ускладнення схеми тощо), через що він потребує детальнішого вивчення.

Для турбореактивного двоконтурного двигуна (ТРДД), з точки зору рівня шумової емісії, основним її джерелом є шум вентилятора. В середньостроковій перспективі зменшення шуму вентилятора прогнозується за рахунок застосування

стрілоподібних лопаток робочого колеса (РК) та спрямляючого апарату (СА), а також за допомогою надвисокої степені двоконтурності.

Кожен з цих методів дозволяє знизити тональний шум вентилятора на 2...4 дБ [7].

При довгостроковому прогнозі декілька методів мають рівень зниження TRL 3-4. Зниження відбувається за рахунок вузлів або моделей, вже протестованих у лабораторних умовах.

До таких методів зниження належать: регульоване сопло вентилятора, лопатки СА з конструкціями, що понижують звук, РК та СА з елементами активного керування шумом, «безвтулковий» вентилятор, та глушники шуму, що встановлені над робочим колесом.

Розміщення конструкцій, що поглинають звук в лопатках СА є витратним. На даний час недостатньо вивчено їх вплив на шумове забруднення, також немає однозначної відповіді на питання щодо можливості поєднання конструкції з силовими стойками [3].

Для вибору напряму досліджень щодо модифікування лопаток вентилятора для зменшення шуму необхідно визначити джерела його виникнення та вклад кожного в загальний рівень шуму.

Модифікування лопатки вентилятора потребує значних часових та матеріальних затрат, а перевірка її акустичних характеристик потребує виготовлення стенду та проведення наземних випробувань, що значно сповільнює роботу над вдосконаленням двигуна.

Через надмірну вартість виготовлення дослідних зразків виникає необхідність в створенні математичної моделі каналу для вивчення процесів. Це дозволяє без значних часових витрат дослідити зміни потоку в каналі при інтеграції різних лопаток та визначити їх вплив на шум, що випромінюється.

Таким чином, розробка методики удосконалення акустичних характеристик вентилятора ТРДД є актуальною науково-прикладною задачею, рішення якої дозволяє визначити його аероакустичні характеристики з метою удосконалення двигуна.

Метою дослідження є розробка методики досліджень та модифікування лопаткових вінців вентилятора ТРДД за критерієм акустичної та аеродинамічної ефективності.

Задачі дослідження, вирішення яких необхідне для досягнення мети роботи, зведені до наступних:

- критичний аналіз джерел шуму двигуна та основних методів його зменшення;
- розробка математичної моделі вентилятора ТРДД;
- обґрунтування і визначення моделі турбулентності;
- розробка методики для визначення шуму вентилятора ТРДД;
- розробка методики аналізу впливу зміни форми лопаткового вінця на шумоутворення ступені вентилятора ТРДД;
- розробка рекомендацій щодо модифікування лопаткових вінців вентилятора.

Об'єктом дослідження є процес обтікання лопаткових вінців вентилятора ТРДД.

Предметом дослідження є аероакустичні характеристики вентилятора ТРДД.

Методи дослідження – сучасні теоретичні і експериментальні методи дослідження математичних моделей, що засновані на розв'язанні рівняння Нав'є-Стокса з використанням моделі турбулентної в'язкості, рівняння А. Праундмана, Фокс Вільямса – Хоукінгса, а також використані загально наукові методи дослідження: аналіз, синтез, аналогія, формалізація, абстрагування, узагальнення, системний аналіз, нагляд, опис, порівняння і математичне моделювання.

Достовірність отриманих результатів забезпечувалась застосуванням апробованих методів та моделей розрахунків та підтверджувалась задовільним узгодженням результатів чисельних та експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше розроблена математична модель для дослідження аероакустичної ефективності вентилятора ТРДД, що дозволяє здійснювати комплексну оцінку

впливу геометричних параметрів лопаткового вінця на рівень шуму та аеродинамічні характеристики вентилятора;

– удосконалено метод комплексного дослідження аероакустичних характеристик вентилятора ТРДД із застосуванням запропонованого автором критерія аероакустичної ефективності вентилятора;

– запропоновано метод модифікації лопаткового вінця вентилятора для покращення його аероакустичних характеристик.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що отриманий науково-методичний апарат дозволяє виконувати розрахунки аероакустичної ефективності вентилятора ТРДД. Даний науково-методичний апарат впроваджений на ДП «Івченко-Прогрес» (Акт реалізації про використання результатів досліджень від 30.11.2017).

Особистий внесок здобувача: основні положення теоретичних досліджень, створення математичної моделі ступені вентилятора для дослідження аероакустичних характеристик та удосконалення геометрії лопаткових вінців для покращення характеристик вентилятора, обробка та аналіз результатів виконано автором особисто.

В опублікованих роботах особисто автором:

– створено розрахункову модель вентилятора, та проведено порівняння впливу розміру сітки на точність отримуваних результатів [8];

– розроблено методику створення та дослідження ступені вентилятора ТРДД з використанням програмного комплексу ANSYS [9];

– проведено порівняння різних моделей турбулентності, для розрахунку ступені вентилятора ТРДД [10];

– описано методику модифікації лопаткового вінця ступені вентилятора ТРДД [11];

– запропоновано критерій оцінки акустичної емісії шуму вентилятора ТРДД [12].

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Подана робота є складовою частиною досліджень, що проводяться в Національному авіаційному університеті та на ДП «Івченко-Прогрес» і спрямовані на розробку методики для дослідження аероакустичних характеристик вентилятора ТРДД.

Робота виконувалась в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи, що проводилась на кафедрі авіаційних двигунів Національного авіаційного університету з номером державної реєстрації: 0114U001601 за темою: №944-ДБ14 «Методологія управління вторинними течіями в ГТД» та науково-дослідної роботи, що виконана за замовленням ДП «Івченко-Прогрес»: «Математичне моделювання акустичних характеристик вентилятора ТРДД типу Д-18», Т/з №345/2017-18 від 30.11.2017 р.

Апробація роботи. Результати досліджень роботи доповідались на:

засіданнях кафедри авіаційних двигунів Навчально-наукового аерокосмічного інституту Національного авіаційного університету (2014 ... 2017 роках);

наукових конференціях:

1. XIV Міжнародна науково-практична конференція молодих учених і студентів «Політ. Сучасні проблеми науки», 2 – 3 квітня 2014 р.

2. XII міжнародна науково-технічна конференція «AVIA-2015», 28 – 29 квітня 2015 р.

3. Міжнародна науково-практична конференція «Перспективи розвитку військової авіації. Кооперація підприємств авіаційної промисловості з іноземними компаніями – головний напрямок військово-технічного співробітництва та основа для створення нових зразків авіаційної техніки», 13 жовтня 2016 р.

4. The seventh world congress «Aviation in the XXI-st century», 19 – 21 вересня 2016 р.

5. XVII Міжнародна науково-практична конференція молодих учених і студентів «Політ. Сучасні проблеми науки», 4 – 5 квітня 2017 р.

6. XIII міжнародна науково-технічна конференція «АВІА-2017», 19 – 21 квітня 2017 р.

7. XXII Міжнародний конгрес двигунобудівників, Харків – Миколаїв – Коблево, 4 – 9 вересня 2017 р.

Структура дисертації. Дисертація складається з вступу, 4-х розділів та висновків. Повний обсяг дисертації складає 119 сторінок, 79 рисунків, 7 таблиць та 2 додатки. Список використаних джерел складається з 47 найменувань на 5 сторінках.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ОСНОВНИХ НАПРЯМІВ ЗМЕНШЕННЯ ШУМУ ГТД

1.1. Аналіз основних джерел утворення шуму елементами ГТД

Авіаційний двигун є джерелом шуму і включає в себе елементи, що перебувають у русі і викликають збурення середовища. Отже, шум ГТД можна розділити на дві основні підгрупи, залежно від природи їхнього походження. Ці підгрупи становлять:

- механічний шум, викликаний коливаннями ротора через дисбаланс, порушенням центрування ротора, зіткненням і коливанням зубів у шестернях редуктора та інших допоміжних механізмів, вібрацією лопаток, чіплянням ротора за статор;

- аеродинамічний шум, що, в свою чергу, поділяється на вихровий шум, шум від неоднорідності потоку, шум обертання, шум ударних хвиль, шум від термоакустичних явищ та шум самозбурених газодинамічних пульсацій.

Основними джерелами шуму в двигуні є вентилятор, компресор, камера згорання, турбіна, силові елементи (стойки) та допоміжне обладнання. Вклад допоміжного обладнання та механічного шуму при збалансованому роторі, порівняно з аеродинамічними джерелами, доволі незначний, тому в роботі вони не розглядаються.

Аеродинамічний шум має складну природу свого утворення і потребує детальнішого розбору для виявлення закономірності цього процесу. Так, під вихровим шумом розуміють широкий клас аеродинамічних шумів, пов'язаних із вихроутворенням, що зумовлено в'язкістю реальних рідин [4]. Різновидами такого шуму є:

- шум періодично відривних вихорів при обтіканні тіл;
- шум турбулентного обтікання;
- шум турбулентного струменя, що виникає далеко від твердих меж при змішуванні потоків, що рухаються з різними швидкостями.

За характером спектра шуми поділяються на дві групи: широкосмугові, з безперервним спектром шириною більше однієї октави; і тональні, в спектрі яких є чутні дискретні тони. Тональний шум за стандартом [13] характеризується тим, що при вимірюванні в третьоктавних смугах частот рівень в одній смузі перевищує рівень в сусідніх смугах не менше, ніж на 10 дБ.

На схемі на рис.1.1. зображено основні джерела шумоутворення.

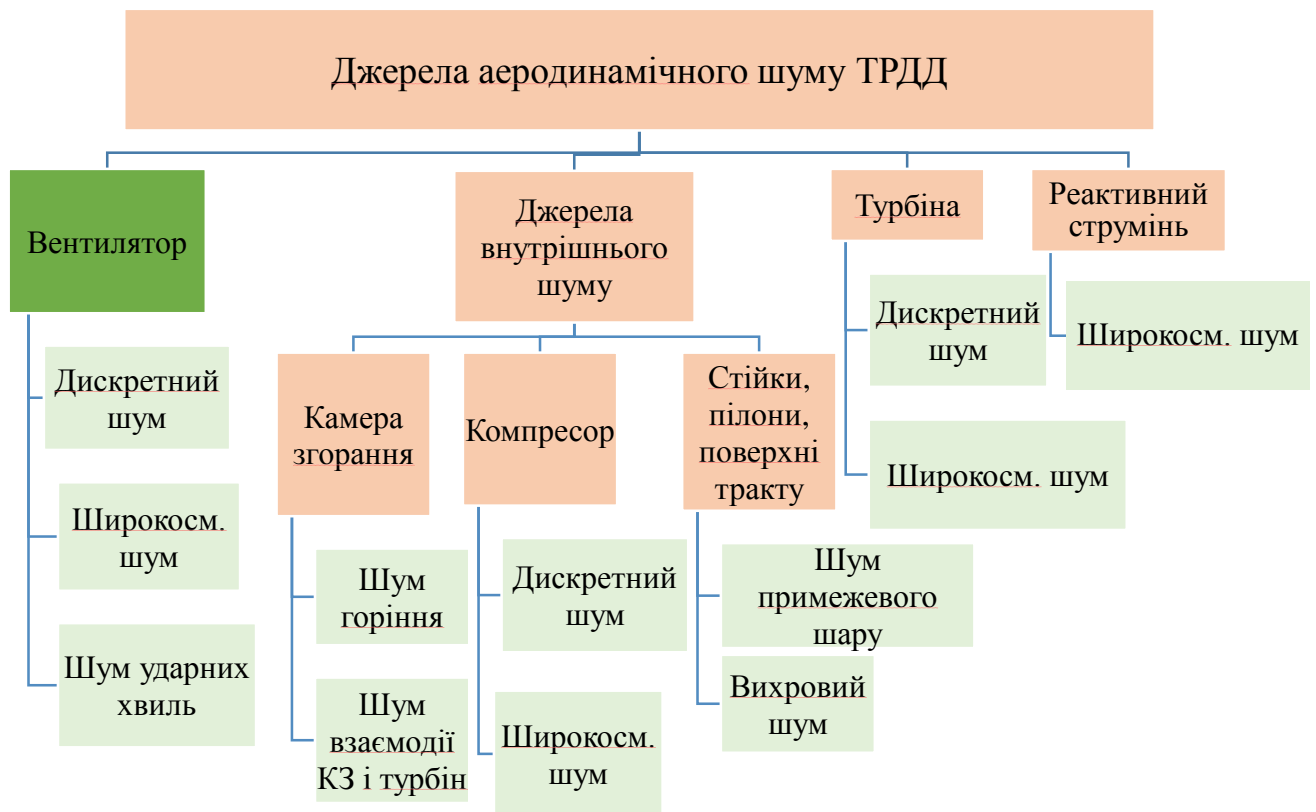


Рис. 1.1. Джерела аеродинамічного шуму

Шум від термоакустичних явищ зазвичай виникає в камері згорання. Під термоакустичними явищами при цьому розуміють процеси акустичних коливань, у яких енергія на підтримку коливального процесу відбирається за допомогою теплопередачі. Цей шум несе незначний вплив на загальний рівень шуму і значно зменшується внаслідок того, що генерується всередині двигуна. З огляду на це, зазначені термоакустичні явища не розглядаються в роботі.

Шум, викликаний обертанням. Причиною цього шуму є збудження середовища навколо рухомих лопаток. Загалом причину утворення цього шуму розділяють на дві основні складові: періодичні сили, що виникають в середовищі внаслідок газодинамічного навантаження лопаток (силова складова шуму

обертання); періодичне витіснення середовища внаслідок наявності об'єму лопатей (об'ємна складова шуму обертання). Цей шум має чітко виражену дискретну складову на частотах, кратних добутку обертів за секунду на кількість лопаток ротора.

Вихрова складова шуму, викликана вихроутворенням на лопатках, утворює безперервний спектр широкосмугового шуму.

Основним джерелом шуму турбогвинтового двигуна є гвинт [4].

Для розрахунку амплітуди звукового тиску в віддаленому полі повітряного гвинта на частоті $f=mn$ зазвичай використовують формулу Л. Я. Гутіна [14]

$$P(f, r, \theta) = \frac{mnz}{c_0 r} \left| -P \cos \theta + M \frac{c_0}{2pnR_3} \right| I_{mz} \left(\frac{2pmnz}{c_0} R, \sin \theta \right) \quad (1.1)$$

де: m – номер гармоніки;

n – частота обертання гвинта, с-1;

z – число лопатей;

r – відстань від центра гвинта до розрахункової точки;

c_0 – швидкість звуку в повітрі;

P, M – відповідно упор і крутний момент гвинта;

$R_3 = 0,8R_0$ (R_0 – радіус гвинта);

I_{mz} – функція Бесселя першого роду;

θ – кут між напрямом на розрахункову точку і віссю гвинта (вісь направлена вздовж напрямку руху гвинта).

Дослідження шуму обертання [15] показало, що при збільшенні числа лопаток шум обертання зменшується за умови усталеної механічної потужності, і при їх кількості менше десяти шум обертання стає значно меншим, порівняно з вихровим шумом. З цього можна зробити висновок, що шум обертання відіграє головну роль для вентиляторів з числом лопаток менше десяти, а в осьових та відцентрових компресорів і турбін з числом лопаток більше десяти шум обертання викликаний монопольним джерелом, його можна не враховувати при розрахунку рівня шуму через незначний вклад в загальну складову. Монопольне джерело шуму

зменшують шляхом пониження частоти обертання, а також збільшенням числа лопаток при збереженні величини механічної потужності.

Збільшення кількості лопаток вентилятора призводить до збільшення впливу вихрового шуму, зумовленого в'язкістю реальних рідин та газів. Вихроутворення генеруються незалежно від значення числа Рейнольдса. Вихорі в ламінарному потоці відрізнятимуться від турбулентного тим, що в ламінарному потоці вихроутворення набуває регулярного характеру (так звана доріжка Кармана). Великі вихорі, утворенні внаслідок обтікання починають розкладатись на менші вихорі, і течія перетворюється на турбулентну. При обтіканні лопатки турбулентним потоком шум внаслідок вихроутворення перестає носити регулярний характер, і після проходження через канал, потік починає утворювати додаткові вихорі внаслідок взаємодії потоку з каналом і тілом лопатки. За рахунок цього створюються турбулентні сліди, в яких на основний рух рідини накладені безладні хаотичні пульсації, що викликають турбулентний шум. Турбулентні області також утворюються при виході струменя в середовище, що перебуває в стані спокою (турбулентний струмінь). Вихровий шум є одним з основних видів шуму турбомашин.

Турбулентний шум.

М. Д. Лайтхіл [16], застосувавши точне рівняння нерозривності і рівняння кількості руху у формулі Рейнольдса для однорідного нерозривного середовища, отримав залежність між характеристиками потоку і випромінюваним звуком, що приведено в залежності:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0 \Delta \rho = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1.2)$$

де ρ – густина потоку;

t – час;

c_0 – швидкість звуку в незбудженому середовищі;

x_i – будь-яка з трьох Декартових координат;

Δ – оператор Лапласа, $\Delta = \sum_{i=1}^3 \frac{\partial^2}{\partial x_i^2}$;

T_{ij} – тензор напруги в будь-якій точці простору.

Для реактивного струменя величина T_{ij} визначається в основному зсувними, Рейнольдсовими напруженнями:

$$T_{ij} \cong \rho v_i v_j \quad (1.3)$$

Зсувні напруження викликають деформацію елементарного об'єму рідини без його зміни. Кожен такий елементарний об'єм стає джерелом квадрупольного типу випромінювання. Розв'язання рівняння (1.2.) для дальнього акустичного поля дозволяє визначити звукову потужність, що випромінюється турбулентним струменем:

$$N = \frac{1}{4\pi^2 \rho_0 c_0^5} \cdot \int_V \int_F \left(\frac{x_i x_j}{x^3} \right)^2 \left[\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2} dV \right] dF \quad (1.4)$$

де V – об'єм струменя;

F – площа контрольної поверхні навколишнього струменя.

Наступним видом є шум, викликаний відривним обтіканням, або шум примежового шару.

Експериментально встановлено, що частота звуку визначається частотою зриву вихорів і визначається виразом (з визначення критерію Струхаля)

$$f = St \frac{W}{d} \quad (1.5)$$

де W – відносна швидкість потоку;

d – характерний розмір тіла;

St – число Струхаля.

Число Струхаля залежить від числа Рейнольдса, особливо для погано обтічних тіл. Д. В. Релей вивів наступну залежність:

$$St = 0.195 \left(1 - \frac{20.1}{Re} \right) \quad (1.6)$$

Пізніше А. Рошко [17] уточнив коефіцієнти в залежності:

$$St = 0.212\left(1 - \frac{21.2}{Re}\right) \quad (1.7)$$

При малих числах Рейнольдса утворення вихорів переходить в автоколивальний процес і амплітуда змішування часток не залежить від швидкості. В свою чергу, на обтічне тіло діють поперечні сили пульсації, що пов'язані з поперечним пульсуючим потоком за тілом, створюючи ефект, еквівалентний акустичному диполю. Дослідження Е. А. Непомнящего [18] показали, що при обтіканні крилоподібного профілю частота дискретної складової в спектрі шуму визначається за формулою (1.5), за умови:

$$d = b \sin i + \delta \cos i, \quad (1.8)$$

де b – хорда профілю;

i – кут атаки;

δ – максимальна товщина профілю.

Для погано обтічних тіл при $Re > 1000$ періодичний вихровий зрив змінюється хаотичними флуктуаціями турбулентності і тональні частоти стають непомітними в спектрі турбулентного шуму.

Шумоутворення в вентиляторі залежить від геометричного кута входу потоку в ступінь. Зменшення даного шуму досягається за допомогою розташування профілів з врахуванням кута входу β_1 , що буде рівний певному $\beta_{\text{опт}}$, оптимальному з точки зору акустичних характеристик. Однак встановлення лопаток під таким кутом веде до значного зменшення підйомної сили профілю і, як наслідок, зменшує загальну ефективність роботи двигуна. Тому кут встановлення збільшують, що призводить до збільшення місцевої дифузійності міжлопаткового каналу в його мінімальному перетині. При встановленні лопатки з позитивним кутом атаки створюються умови обтікання профілю з можливим відривом приграничного шару, а також збільшується кут відставання потоку на виході з решітки, що призводить до збільшення вихроутворення і, як наслідок, збільшує шум вентилятора. Тому виникає явна необхідність в застосуванні оптимального кута входу з точки зору аеродинамічних та аероакустичних характеристик.

Залежно від кривизни профілю, оптимальний кут атаки варіюється від 0° – 3° для сильно вигнутих і до 3° – 5° для мало вигнутих. При збільшенні кривизни профілю [5] зменшується його шумоутворення. Однак ця зміна пов'язана з густиною решіток, тому оптимальна кривизна вираховується залежно від кількості лопаток в робочому колесі.

Збільшення кількості лопаток вентилятора дозволяє зменшити швидкість обертання, а, оскільки шум тісно пов'язаний з швидкістю обертання, то і акустичні характеристики будуть покращуватись. Однак негативним впливом збільшення кількості лопаток є збільшення кількості елементів, що генерують звук.

Розміщена в потоці рухома лопатка має тенденцію до збільшення широкосмугового та дискретного шуму двигуна. Це викликано підсиленням хаотичної і періодичної пульсації в турбулентному потоці. З енергетичної точки зору, відбувається перетворення кінетичної енергії руху робочих лопаток в енергію тиску газу зі змінним значенням. Однією з причин посилення широкосмугового шуму є розміщення рухомих лопаток в турбулентній області. Тому при обтіканні лопаток розрізняють два джерела широкосмугового шуму: джерело викликане початковою турбулентністю набігаючого потоку, та джерело, пов'язане з вихроутворенням примежового шару на стінках профілю (навіть при ламінарному обтіканні). Цю залежність виявлено в експериментальних дослідженнях В. І. Зінченка, Ф. Є. Григоряна та інших дослідників, у працях яких розглядається шум, пов'язаний із вихроутворенням на лопатках [19]. Так, шум при натіканні турбулентного потоку на ступень вентилятора, викликаний пульсаціями тиску на лопатках внаслідок пульсації підйомної сили, що викликані миттєвою зміною кута атаки лопатки через утворення різноорієнтованих вихорів на вхідній кромці пера.

Збільшення зазору між робочим колесом і вхідним направляючим апаратом для зменшення турбулентного набігання на вентилятор дало зменшення шуму, але при досягненні певної відстані зменшення шуму припинялося, і при подальшому збільшенні зазору зменшення взагалі не спостерігалось. При повному видаленні вхідного направляючого апарату шум знову зменшувався до нового рівня. Присутність вхідного направляючого апарату, навіть якщо він знаходиться далеко

від робочого колеса, збільшує турбулентність потоку в каналі, а зменшення рівня шуму при повністю прибраному вхідному напрямному апарату пов'язане зі зниженням інтенсивності турбулентності потоку, що набігає на робоче колесо. Це пояснюють Т. Г. Софрін і Дж. Маккен в роботі [20], де зазначається, що турбулентність вхідного потоку при взаємодії з робочим колесом генерує шум на частоті проходження лопаток навіть при виконанні вимог нерозповсюдження звуку з теорії Тайлера-Софріна (умова «відсічення»). У цьому випадку шум на частоті проходження лопаток пов'язаний з інтенсивністю турбулентності потоку. Тому в низько швидкісних вентиляторах шум обертання зменшується і збільшується вклад турбулентного шуму, головним джерелом якого є кромкові сліди лопаток, а не вхідна турбулентність.

Таким чином, згладжування турбулентності вхідного потоку забезпечує зниження шуму, а видув чи відсмоктування примежового шару у вхідному каналі забезпечує зниження шуму випромінювання через вхідний канал в результаті зменшення впливу біля стінного примежового шару на лопатки ротора.

Шум внаслідок неоднорідності потоку.

Аеродинамічні явища при обтіканні лопатки неоднорідним потоком, генерують шум за рахунок дії змінних сил, що зумовлені розподілом змінних тисків $p(x,t)$. Вони викликають випромінювання звукових хвиль в навколишнє середовище з поверхні лопатки. Таким чином, постає завдання вивчити звукове випромінювання, викликане як коливальною швидкістю, так і коливальним тиском, що призводить до зміни типу граничних умов при вирішенні рівнянь класичної акустики.

Рівняння акустики розв'язуються лише наближено, оскільки коливання тиску, викликані аеродинамічними нестационарними явищами, зазвичай мають кінцеву величину. Проте дослідження Л. Я. Гутіна, Д. І. Блохінцева, Є. Я. Юдіна, М. І. Лайтхілла та інші [14, 15, 16, 21, 22], показали, що це наближення досить вірно відображає закономірності зазначених явищ.

У випадку, якщо неоднорідність потоку є нерегулярною, спектр шуму матиме широкосмуговий характер, якщо ж нестабільність потоку має регулярний характер,

то в спектрі шуму виділяються дискретні складові на частоті слідування нерегулярностей і на гармоніках цієї частоти.

До причин регулярної неоднорідності потоку в лопаткових машинах в роботі [23] автори відносять: наявність кромкових слідів лопаток і нерівномірності потоку на вході (наприклад, косий вдув). Кромкові сліди лопаток ротора є джерелом нерівномірності потоку, що набігає на лопатки статора, розташованого за ротором, і навпаки, статорні лопатки викликають нерівномірність потоку на лопатках робочого колеса. Шум, що виникає при взаємодії направляючих і робочих лопаток називається шумом взаємодії. Він майже завжди має високу тональність і через це є головною складовою шуму ГТУ.

До причин нерегулярної неоднорідності потоку належать: турбулентність вхідного потоку і поверхневого пограничного шару, турбулентність пограничного шару лопаток і кромкових слідів, перетікання на кінцях лопаток і вторинні течії.

1.2. Основні засоби зменшення шуму ГТД

Вибір методології зниження шуму тісно пов'язаний з джерелом його утворення. Основним джерелом шуму ТРДД з високим ступенем двоконтурності зазвичай є вентилятор, тому передові дослідні програми спрямовані на його зменшення. До основних напрямів дослідження належать:

- стрілоподібність лопаток робочого колеса;
- стрілоподібність та нахил лопаток СА;
- перехід на надвисоку ступінь двох контурності;
- регульоване сопло зовнішнього контуру;
- лопатки СА з конструкціями, що поглинають звук;
- РК і СА з елементами активного керування шумом;
- зменшення колдової швидкості вентилятора за рахунок проектування двигунів з ступеню двоконтурності $m=10\dots 15$ і вище;
- «безвтулковий» вентилятор, що дозволяє зменшити швидкість потоку на вході в вентилятор.

Зазначені методи дозволяють зменшити загальний рівень тонального шуму на 2,5...4,5 дБ, а широкосмуговий шум – на 1,5...3,5 дБ. При цьому вплив стрілоподібності лопаток і нахилу лопаток СА на випромінюваний в задню півсферу зменшує тональний шум на 3...5 дБ.

Найбільш відпрацьованим методом зменшення шуму є застосування спеціальних конструкцій, що зменшують шум конструкцій, розташованих у мотогондолі. Досвід застосування цього методу показує, що загальний рівень шуму можна зменшити на 1...4 дБ в передню півсферу, залежно від окружної швидкості РК вентилятора. Недоліком цього методу є велика вартість створення і обслуговування даних конструкцій.

Використання зазначених конструкцій на губі повітрозбірника дозволяє збільшити площу поверхні з акустичними глушниками в важливій зоні проточної частини та ослабити шум вентилятора і компресора, що випромінюється з повітрозбірника. Головним недоліком є те, що цей метод проблематично використовувати разом із системою проти льодоутворення, а також ускладнюється пошук компромісу між вагою конструкції, аеродинамічними втратами (внаслідок шорсткості каналу), та ефективністю роботи цих конструкцій, що поглинають звук.

Для зменшення шуму реактивного струменя використовують шевронні або шліцові пристрої для сопел зовнішнього і внутрішнього контурів. Ефективність даних методів досить невелика, а зі збільшенням степені двоконтурності й зовсім втрачає свою актуальність. Тож єдиним ефективним шляхом зменшення шуму реактивного струменя ТРДД є збільшення степені двоконтурності двигуна. В найближчі декілька років максимальна степінь двоконтурності перспективних ГТД буде більше 10. Це дозволить значно зменшити шум двигуна в контрольних точках. Так для двоконтурності $m=12$ загальне зменшення шуму дорівнюватиме 9EPN дБ (для двигуна $m<10$ шуму складає 3 дБ), основною проблемою при виготовленні таких двигунів є складність інтеграції надвисокого ступеня двоконтурності в двигуні і літаку.

При подальшому збільшенні до 15 і вище виникають проблеми, пов'язані з вагою конструкції, аеродинамічним опором мотогондоли, забезпеченням

мінімального кліренсу (щоб забезпечити безпечний зліт і посадку без зачіпання мотогондолою злітно-посадкової смуги), помпаж вентилятора та забезпечення його стабільної роботи на лінії робочих режимів. Застосування цього методу значно знижує вклад шуму вентилятора і тим самим зменшує загальний рівень шуму, але не змінює шум інших елементів двигуна [7,24].

Тож для забезпечення нормального шумового випромінювання необхідно використовувати методи, що будуть менш затратними з точки зору часу та використання ресурсів.

Одним з таких методів є профілювання робочих лопаток вентилятора. Це дозволяє зменшити загальний рівень шуму за рахунок зменшення відривних течій на тілі лопатки, та збільшити ефективність ступені, що дозволить зменшити частоту обертання останньої, зменшивши тим самим рівень шумової емісії.

Окрім того, виготовлення лопаток вентилятора з антивібраційними полицями призводить до збільшення витрати палива і додаткового шумоутворення, а використання нових лопаток вентилятора дозволяє усунути цей негативний вплив.

Створення спеціальних широкохордних лопаток дозволяє збільшити роботу кожного пера лопатки, що дозволяє зменшити їхню кількість у робочому колесі і, як наслідок, зменшити кількість джерел збуджень акустичних хвиль у каналі.

Аеродинамічна ефективність таких лопаток вентилятора і всієї ступені вентилятора є головною ознакою ефективності роботи двигуна, що також впливає на витрату палива, однак забезпечення стабільності роботи є проблемою, яку також необхідно вирішувати на етапі проектування.

Головною метою дизайну лопатки є зберігання стабільності шляхом навантаження або розвантаження передньої кромки.

Однією з проблем, що виникає при цьому, є ударна хвиля, що збільшує енергозатрати, які неможливо відновити. Це, в свою чергу, погіршує показники повної ефективності ротора.

Теорія ударної хвилі показує на те, що втрати зменшуються, коли число Маха потоку повітря перед самою ударною хвилею зменшується.

Тому ефективність ротора можна збільшити шляхом зміщення ударної хвилі так, щоб потік повітря зустрівся з неоднорідністю під ефективнішим кутом. Нахил досягнуто шляхом зміщення передньої кромки лопатки в напрямку до вхідного перерізу (рис. 1.2.) або в напрямку вихідного перерізу (рис. 1.3.).

Нахилений вперед лопатковий вінець, як зображено на рис. 1.2., має досить стабільний режим роботи, через те, що корінний переріз знаходиться позаду ударних збурень і основний фронт взаємодії знаходиться поза передньою кромкою зі збільшенням висоти лопатки.

В той час, як передня кромка не входить в погане аеродинамічне середовище, загальне тіло лопатки вимагає збільшення товщини профілю, це викликано зміщенням центру мас і тисками, що діють на тіло лопатки.

В результаті цього лезо індивідуально не витримуватиме навантажень, що, в свою чергу, вимагає робити лопатки більш міцнішими та збільшувати їхній об'єм. Це збільшує вагу та зменшує цілісність лопатки в подальшій експлуатації.

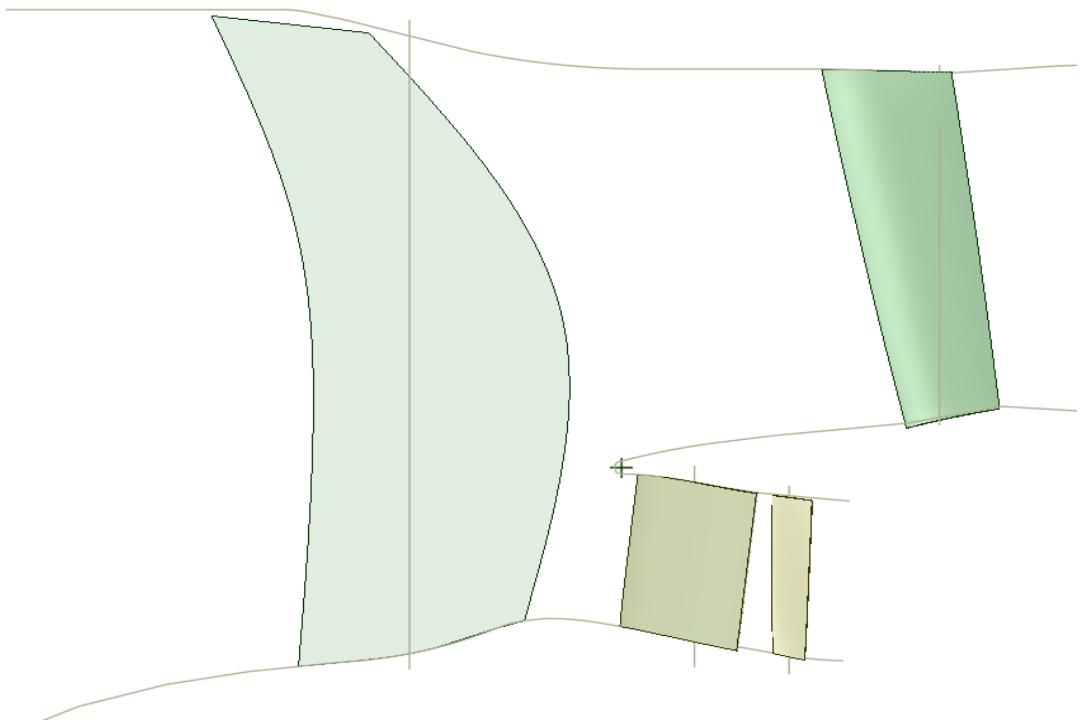


Рис. 1.2. Схема нахилу лопатки в напрямку до вхідного перерізу

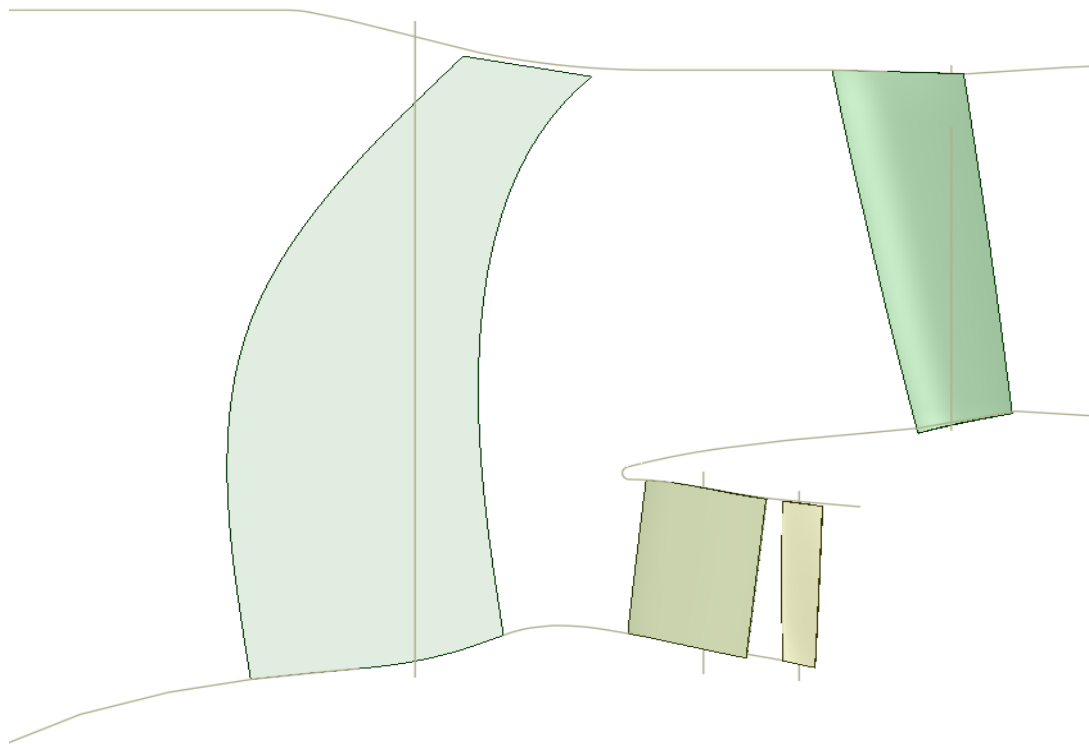


Рис. 1.3. Схема нахилу лопатки в бік до вихідного перерізу

Потік рухається вгору вздовж лопатки, що в радіальному перерізі на середині висоти згинається вперед до вхідного перерізу, а потім нахил лопатки змінюється в бік до вихідного перерізу, що дозволяє зменшити навантаження на передню кромку, тим самим розвантажуючи її. Відцентрові сили, що діють вздовж центральної осі, утворюють сили в радіальному перерізі, які створюють повздовжні напруження в лопатці. Подібний нахил дозволяє збільшити стабільність роботи за рахунок зміщення ударних зон з передньої кромки в верхніх перерізах лопатки. Це дозволяє значно збільшити надійність вентилятора з подібними лопатками, однак зміщення центру маси та тиску на лопатковий вінець, знову утворюють великі навантаження на окремих перерізах.

Логічним продовженням модифікації лопаток є використання обох даних методів для об'єднання переваг таких як стабільність роботи на всіх перерізах (рис. 1.4.). Однак, недоліком таких лопаток є складність їхнього виготовлення, що збільшує вартість двигуна [24].

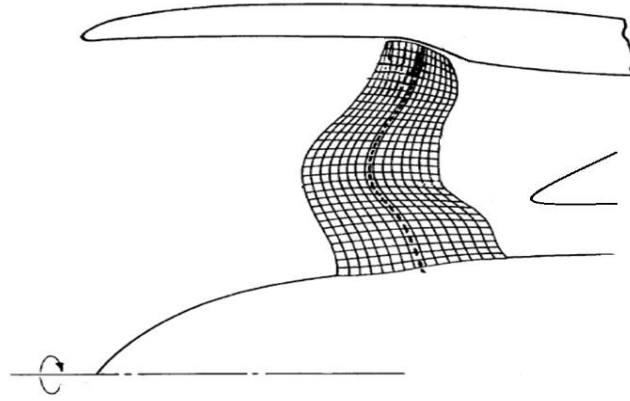


Рис. 1.4. Приклад перспективної лопатки вентилятора

Отже, використання комплексного підходу із застосуванням модифікованих лопаток та конструкцій, що зменшують звук, дозволить зменшити загальний рівень шуму двигуна до 12 – 16 дБ.

1.3. Постановка задачі дослідження

Виготовлення перспективної нової лопатки вентилятора передбачає заміну вузлів стандартної ступені, оскільки застосування пустотілих лопаток потребує використання нової втулки, кріплень, перепрофілювання каналу та інше [19], що змінює конструкцію двигуна. Це ускладнює процедуру випробування такої лопатки на експериментальному стенді. Тому одним з шляхів перевірки впливу зміни геометричних параметрів ступені на потік, є модифікація вже існуючої лопатки з незмінною втулкою, робочим колесом та проточною частиною (рис. 1.5.).

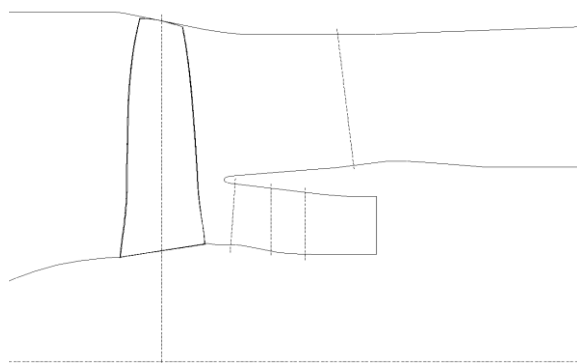


Рис. 1.5. Лопатка вентилятора без модифікацій

Ця процедура не покаже загальний вплив на всі параметри двигуна при використанні всіх елементів нового робочого колеса, але може надати початкове уявлення про потік в ступені і про якість пера лопатки. Таким чином можна

виконувати першочергові зміни і виходячи з них вивчати залежність потоку від зміни геометрії пера лопатки.

Використання емпіричного методу дослідження потребує значних ресурсних та часових затрат, через що процес попередніх розрахунків пов'язаних з міцністю конструкції, вірністю профілювання та методом виготовлення суттєво ускладнюються. Забезпечення процесу виготовлення лопаток з забезпеченням необхідної якості та міцності елементів потребує розробки нових технологій для кожної лопатки окремо. Тож цей спосіб використовується в заключному етапі експериментів.

Попередні розрахунки доцільно використовувати при розробці математичних моделей, що на даному етапі розвитку ЕОМ дозволяють дати результати, відповідні до експериментальних. Існує багато різних програмних середовищ, у яких є можливість розрахунку аеродинаміки потоку та міцності елементів конструкції двигуна. Однак вартість даних програм не дозволяє одночасно досліджувати одну лопатку в різних комплексах, тому в роботі використовується програмне середовище ANSYS. Ця програма дозволяє розрахувати аеродинамічні та акустичні характеристики лопатки без підключення додаткових модулів, що значно пришвидшує роботу.

Висновки за розділом 1

Сучасний стан розвитку авіаційного транспорту вимагає від виробників авіаційних двигунів враховувати ряд факторів для того, щоб залишатися конкурентоспроможними на світовому ринку.

Тому одним з головних факторів, що потребує покращення, є модернізація двигуна шляхом зменшення його шумової емісії. Однак, значні часові та матеріальні затрати вимагають створення інших методів дослідження впливу елементів двигуна на загальний рівень шуму.

Одним з таких методів є створення математичної моделі ступені вентилятора ТРДД та проведення її модифікації з подальшим дослідженням їх впливу на шумову емісію.

РОЗДІЛ 2. ВИКОРИСТАННЯ АНАЛОГІЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АКУСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

2.1. Основні теоретичні положення використання програмного середовища ANSYS

Метод кінцевих елементів (МКЕ) дозволяє наближено вирішувати широкий спектр фізичних проблем [25], що математично формулюються у вигляді системи диференціальних рівнянь або у варіаційній постановці. Зокрема, цей метод використовується для вирішення гідро- і газодинамічних задач.

Вхідним об'єктом для застосування МКЕ є матеріальне тіло (в загальному випадку – об'єм, що займає середовище), що розбивається на частини – кінцеві елементи (КЕ). В результаті даної розбивки створюються сітка із границь елементів. Точки перетину цих границь утворюють зв'язуючі вузли. Ця сукупність елементів (вузлів і граней) і є основною конечно-елементною моделлю сформованого тіла. Дискретна модель повинна максимально повно описувати область досліджуваного об'єкту.

Вибір типу, форми і розміру КЕ залежить від форми тіла, стану тіла, методу побудови сітки. Для вирішення задач гідро- і газодинаміки використовується саме об'ємний тримірний КЕ в вигляді тетраедра, шестигранника, призми або гексаедра, що дозволяє враховувати коефіцієнти в'язкого демпфірування. Для задач з теплопередачою обраний матеріал задається коефіцієнтом теплопровідності, густиною матеріалу та його теплоємністю. При використанні нелінійної задачі вказані величини задаються через функцію.

МКЕ зводиться до апроксимації суцільного середовища з безкінечною кількістю ступенів свободи сукупністю цих кінцевих областей. Потім між цими елементами будь-яким способом встановлюється взаємозв'язок. Використання ЕОМ дозволяє швидше отримати рішення складних технічних задач.

На даний час для чисельного моделювання турбулентного потоку в'язкого газу в проточних частинах турбомашин використовують різні моделі. Зокрема,

RANS (Reynolds-Averages Navier-Stokes) моделі течії. Ця модель осереднених відносно чисел Рейнольдса рівнянь Нав'є-Стокса використовується для осередненого турбулентного потоку. Large-Eddy Simulation (LES), що використовується на великих масштабах розрахункової області. Для точкових розрахунків використовується Direct numerical simulation (DES).

2.2. Методика дослідження параметрів звукових коливань

Сучасне розуміння аеродинамічного шуму базується на роботах, що запропоновані Джеймсом Лайтхілом (1952), який зробив перший значний вклад, після робіт Дж. Релея.

Варіації аеродинамічної теорії шуму Лайтхіла, в поєднанні з постійно зростаючою базою експериментальних досліджень, знайшли своє використання в різних сферах, що пов'язані з авіацією, та постійно використовувались для дослідження та зменшення шуму літаків і покращення екологічних умов поблизу аеропортів.

Ця теорія заснована на використанні акустичної аналогії, за якої точні рівняння Нав'є-Стокса для течії і рідини перебудовуються для формування неоднорідного хвильового рівняння для флуктуації густини рідини.

Процес створення computational fluid dynamics (CFD) – розрахунку включає в себе створення геометрії розрахункової області, побудова розрахункової сітки та задання вхідних умов.

Створення геометричної моделі виконується на основі вихідних даних та обмежень, таких як діаметр втулки, профіль обтічника та інше. Геометрія каналу, разом з профілями лопаток статора визначені ДП «Прогрес» та відповідає прототипу двигуна типу Д-18.

2.2.1. Створення геометричної моделі

Розрахункова область моделі являє собою сектори, з'єднані між собою. Це виконано для створення модульності елементів, що дозволяє швидше змінювати

кожен об'єкт окремо, не міняючи модель сітки для всієї задачі, що прискорює етап підготовки та розрахунку.

Розрахункова область створюється трьома секторами, з'єднаними послідовно (рис. 2.1.):

- сектор ротора;
- сектор зовнішнього контуру;
- сектор внутрішнього контуру, що має напрямляючий апарат, силову стійку та вхідний напрямляючий апарат компресора середнього тиску.

Розділення на сектори виконується через недостатню потужність обчислюваної машини. Створення повної області дослідження не дозволяє створити модель сітки достатньої величини, що буде створювати нормальні умови для моделі турбулентності, тому всю робочу область розділено на сектори, що в подальшому з'єднуються паралельно між собою і утворюють повну ступінь вентилятора.

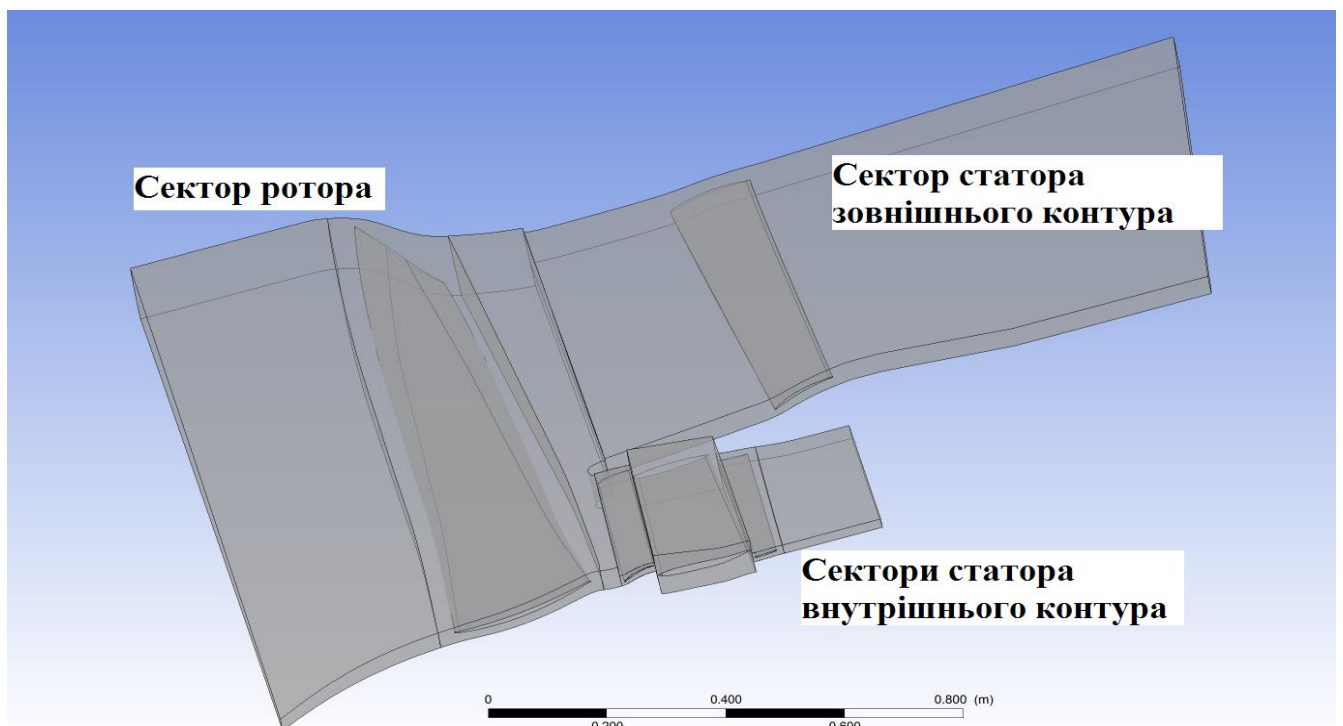


Рис. 2.1. Розрахункова область

Кількість лопаток елементів вентилятора двигуна наведена в таблиці 2.1.

Відповідно до цієї кількості, канал проточної частини вентилятора розподілений на 5 областей: робочого колеса вентилятора, спрямовуючого апарату (СА) зовнішнього контуру, напрямного апарату (НА) внутрішнього контуру, силової стойки та вхідного напрямного апарату (ВНА) компресора середнього тиску (рис. 2.2.).

Таблиця 2.1.

Кількість лопаток елементів вентилятора

Робоча лопатка вентилятора	33 од.
СА зовнішнього контуру	60 од.
НА внутрішнього контуру	68 од.
Силова стойка	17 од.
ВНА компресора	68 од.

В кожній області використовується сектор з однією лопаткою.

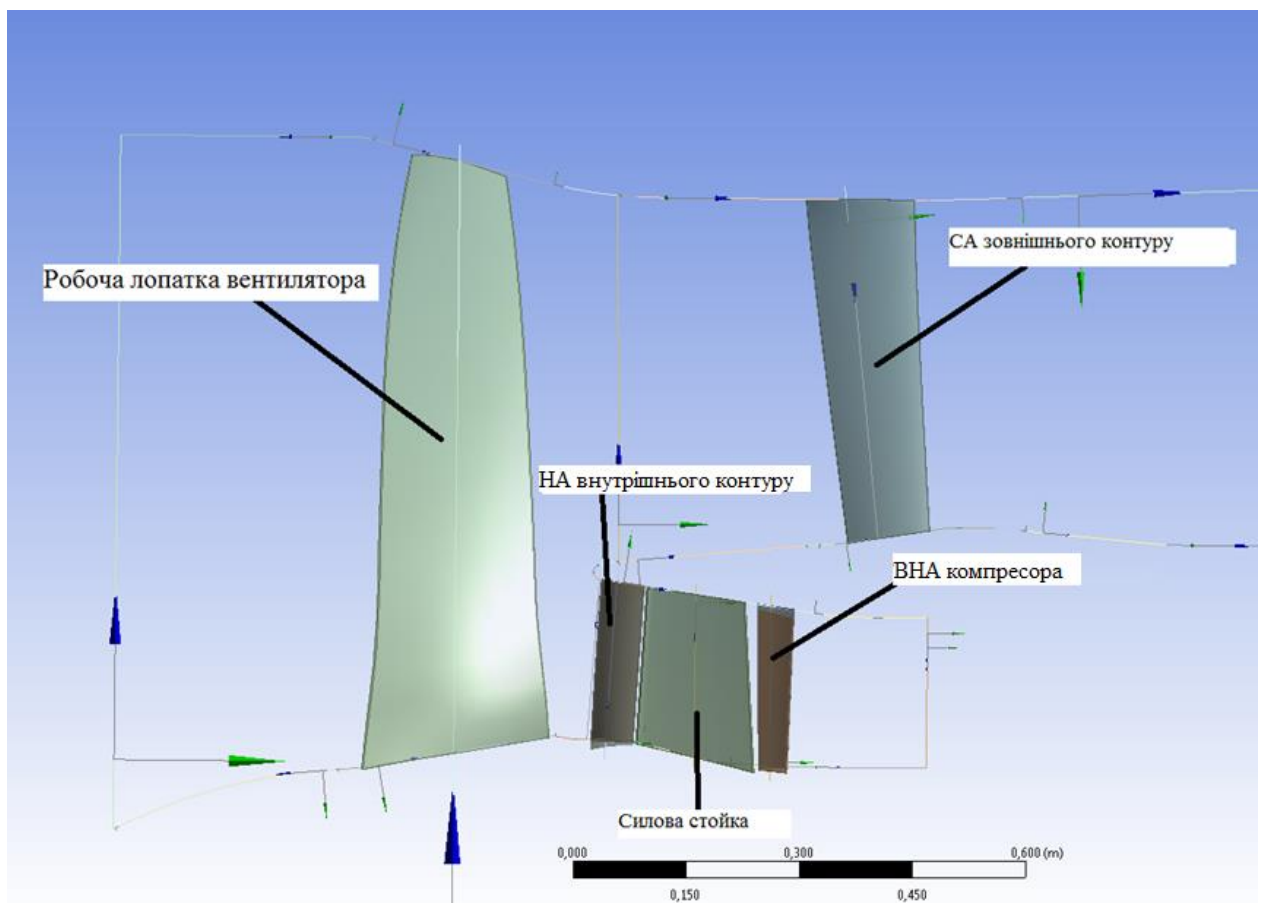


Рис. 2.2. Розрахункові області

Створення математичної моделі елементів вентилятора здійснювалось з використанням програмного середовища SolidWorks [26], що переноситься до програмного середовища ANSYS [27] для здійснення розрахунку (рис. 2.3.).

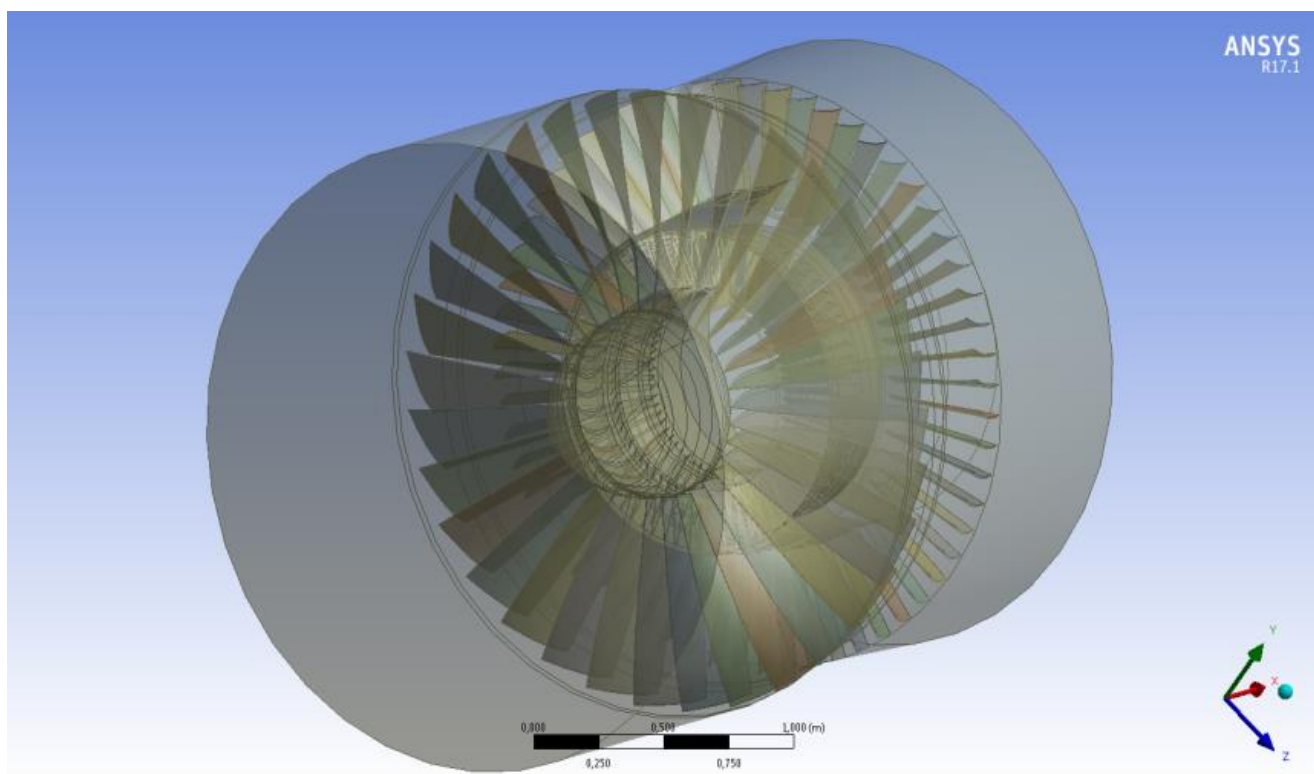


Рис. 2.3. 3D модель вентилятора, що конвертована в ANSYS

2.2.2. Розробка геометричної моделі сітки контрольних об'ємів. Накладання на геометричну модель сітки контрольних об'ємів

При використанні чисельних розрахунків для моделювання фізичних процесів необхідно враховувати вплив великого числа параметрів на результати. До таких параметрів належить тип сітки (структурована, неструктурована), кількість елементів розрахункової області, відповідність цих елементів параметрам якості тощо. Зазначені параметри для проведення чисельного моделювання визначаються окремо для кожної конкретної геометрії і виконуються попередні оціночні розрахунки.

Одним із ключових моментів в газодинамічному розрахунку лопаткових машин є створення моделі сітки, що задовольнятиме мінімальні вимоги для моделі турбулентності. Так, кожній моделі турбулентності відповідає своє коло завдань,

для яких вона є найбільш прийнятною. Використання моделі турбулентності вимагає ретельного підходу до поставленого завдання, щоб максимально наближено змоделювати потік. Так, для двох різних задач підходять різні моделі турбулентності (для моделювання потоку в трубах більшого діаметру підходить одна модель, а для розрахунку об'єктів з важко обтічною формою, інша). В залежності від обраного способу опису потоку, модель сітки повинна адаптуватися під нього. При заданій моделі турбулентності основний опір створюється колостінним вихроутворенням та їх розвитком в потоці. Ця модель потребує великої густоти розрахункової сітки, особливо в примежовому шарі, де відбуваються інтенсивні вихроутворення.

Створення розрахункової сітки відбувалося в програмі *ANSYS Turbo Grid* та *Meshing* (рис. 2.4.).

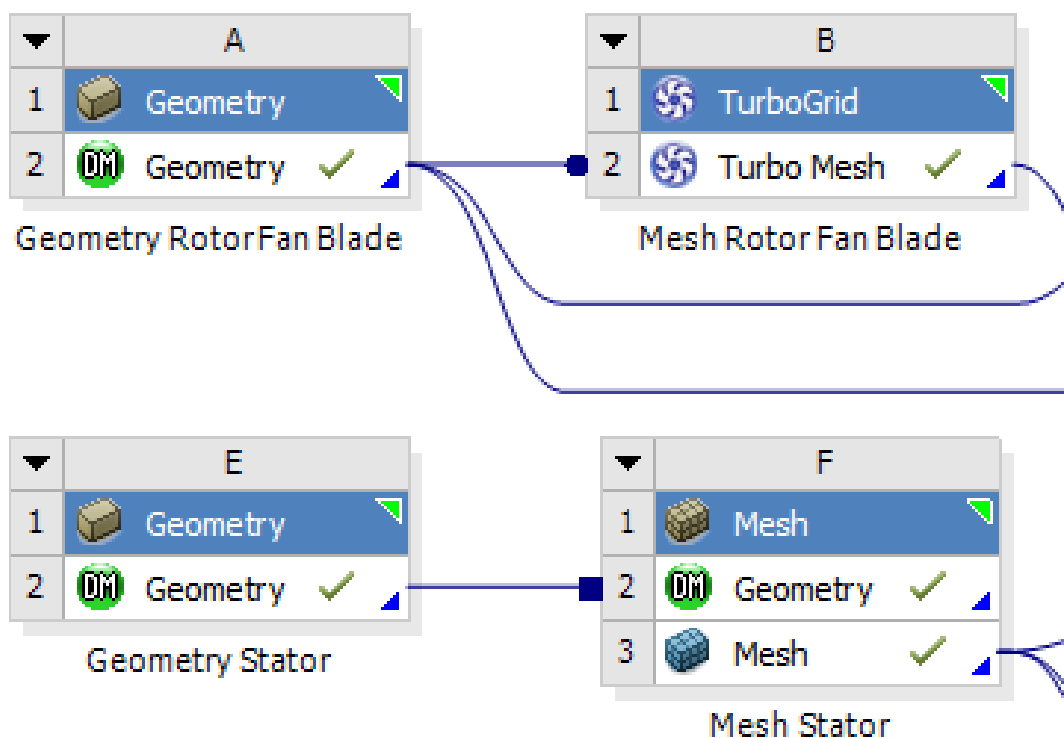


Рис. 2.4. Схема розрахункового проекту в середовищі ANSYS Workbench

Аналогічно геометричним моделям щодо створення областей розрахунку, сітка поділяється на 5 основних областей, 4 з яких об'єднуються в одну для створення статора. Середня кількість елементів сітки ротора обиралась при

створенні топології і складає 100 000 на сектор з однією лопаткою ротора, що в подальшому копіювалась і створювала робоче колесо, та 6 млн. на весь статор. Така кількість елементів обрана виходячи з необхідності виконання швидкого попереднього розрахунку. Кількість елементів для кожної області наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2.

Кількість елементів розрахункової сітки

Область побудови сітки	Кількість елементів
Ротор один сегмент	93 204
Ротор повне робоче колесо	3 075 732
Статор повністю	4 332 378
Всього	7 408 110

Приклади сітки для різних областей наведено на рис 2.5. – 2.6. Для сітки ротора окремо на рис. 2.7. наведено процес задавання граничних умов.

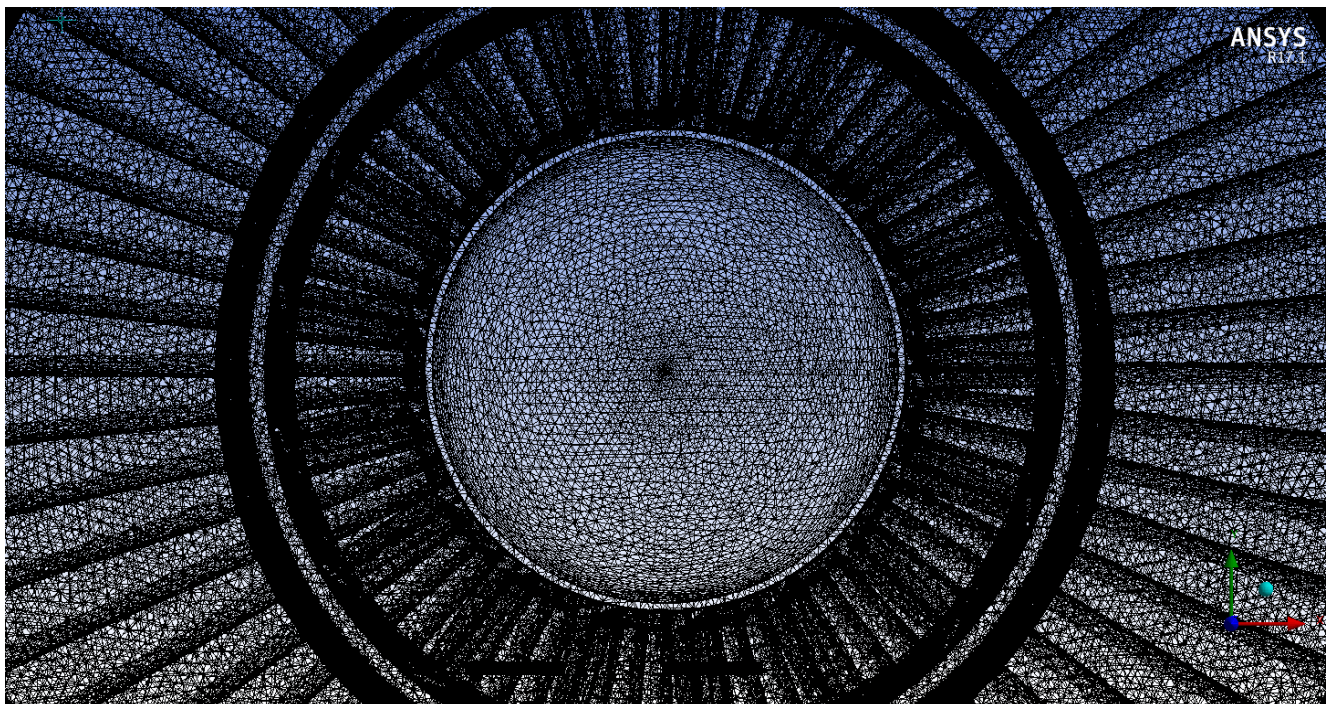


Рис. 2.5. Модель сітки статора вентилятора

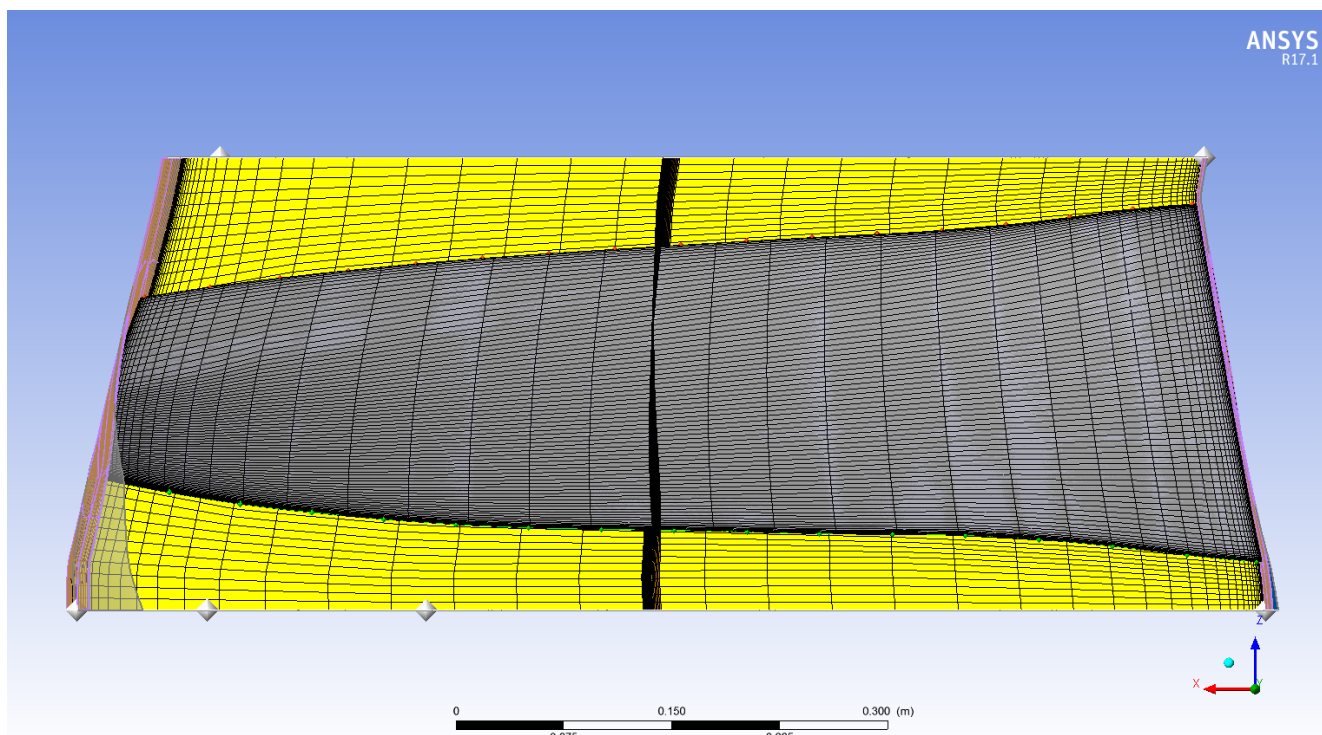


Рис. 2.6. Модель сітки ротора вентилятора

Таким чином, для отримання адекватних значень при дослідженні моделі вентилятора, необхідно задавати параметри сітки, що максимально покращують описування турбулентних течій в проточній порожнині. Однак зменшення розмірів сітки призводить до ускладнення завдання і як наслідок збільшуються вимоги до ЕОМ і час розрахунку. Час розрахунку завдання в залежності від густоти розрахункової сітки наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3.

Оцінка часу розрахунку завдання

Кількість елементів розрахункової сітки	Час розрахунку задачі
100 000	1 година
1 000 000	7 годин
2 000 000	1 добу
7 000 000	5 діб

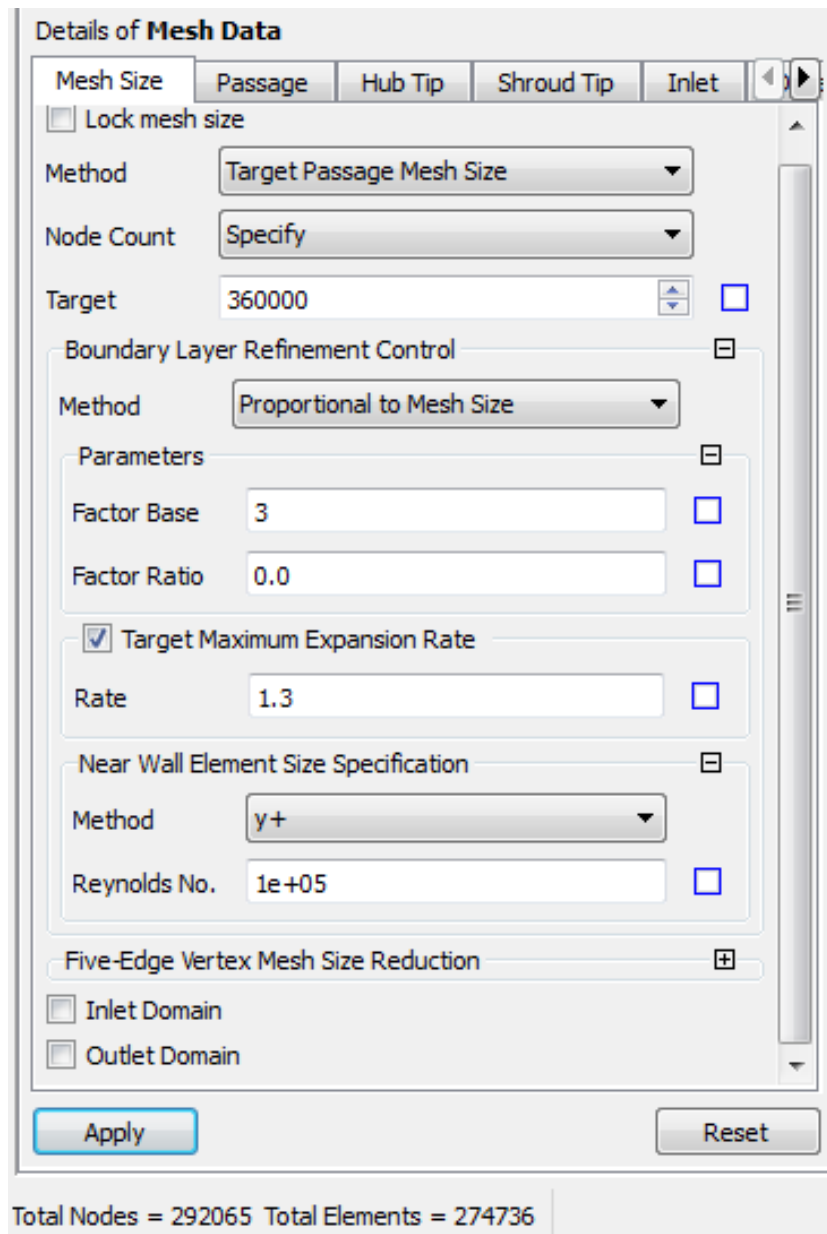


Рис. 2.7. Параметризація сітки ротора

В дослідженнях [8] визначено мінімально необхідна кількість елементів сітки. Попередній розрахунок виконувався для сітки з кількістю розрахункових елементів до 7 млн., а фінальні розрахунки з різними лопатками виконувались на розрахунковій сітці більше 20 млн. елементів.

На рис. 2.8. зображено відмінності між описом лопатки при використанні різних розмірів розрахункової сітки. На останньому етапі побудови сітки виділено параметри сітки і межі їх зміни. Вибір максимальних і мінімальних значень параметрів здійснювався на підставі збереження рекомендованих значень за параметрами якості сітки (скошеність, фактор росту та ін.).

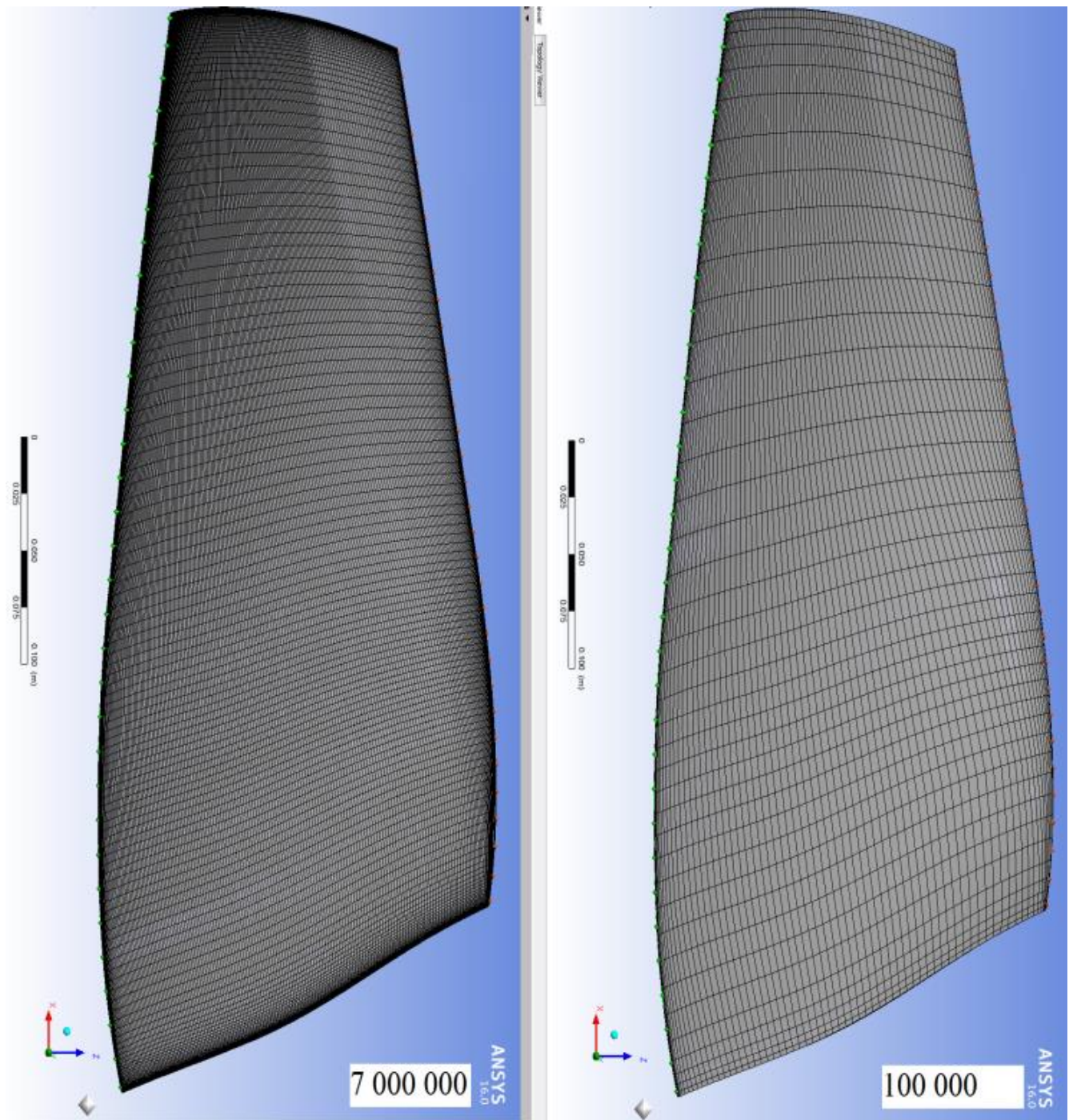


Рис. 2.8. Відмінність розрахункових сіток

2.2.3. Моделі турбулентної в'язкості

Алгоритми розрахунку задачі в середовищі ANSYS поділяються на дві групи: алгоритм, що базується на збереженні балансу за рівнянням тиску, та алгоритм, що базується на балансі за рівнянням густини.

Перша група, що базується на збереженні балансу за рівнянням тиску, застосовується для рішення задач з низько швидкісними нестискуваними течіями.

Друга група застосовується для швидкоплинних стискуваних течій.

Обидва методи отримали вдосконалення і значно відрізняються від початкового вигляду. Так, в обох рівняннях поле швидкостей виходить з рівняння руху, та включає в себе основні інтегральні рівняння збереження маси та імпульсу, а також (якщо необхідно) рівняння, пов'язані зі зміною енергії й турбулентності потоку. Розв'язок проходить за умов врахування балансу витрат. Тобто методи використовують однаковий процес дискредитації кінцевих об'ємів, але підхід, що використовується для утворення лінійності функції – різний.

При порівнянні результатів розрахунків [9], що отримані з використанням двох моделей в чисельному та в візуальному плані (рис. 2.9. – 2.12.) вирішено, що подальші проведення розрахунку математичної моделі вентилятора ТРДД краще здійснювати за допомогою рівнянь тиску, навіть не зважаючи на більшу похибку при стаціонарному розрахунку. Характер течії в моделі з рівняннями густини мають яскраво виражені перепади як тиску, так і температур.

Це пов'язано з тим, що даний метод застосовується для звукових та надзвукових течій і розрахунок дозвукових, та близько звукових швидкостей має власні недоліки. Незважаючи на те, що чисельні значення мають кращу відповідність (це пов'язано з більшою точністю розрахунку порівняно з методом, заснованим на рівняннях тиску), цей метод має ряд недоліків, пов'язаних із невідповідністю розмірів розрахункової сітки. Через це виникають ускладнення в вигляді локальних стрибків температури та тиску, що призводить до деформації характеру течії.

Тому для подальших досліджень доцільно використовувати метод, що заснований на рівняннях тиску, бо при збільшенні кількості ітерацій він дає результати, що відповідають експериментальним.

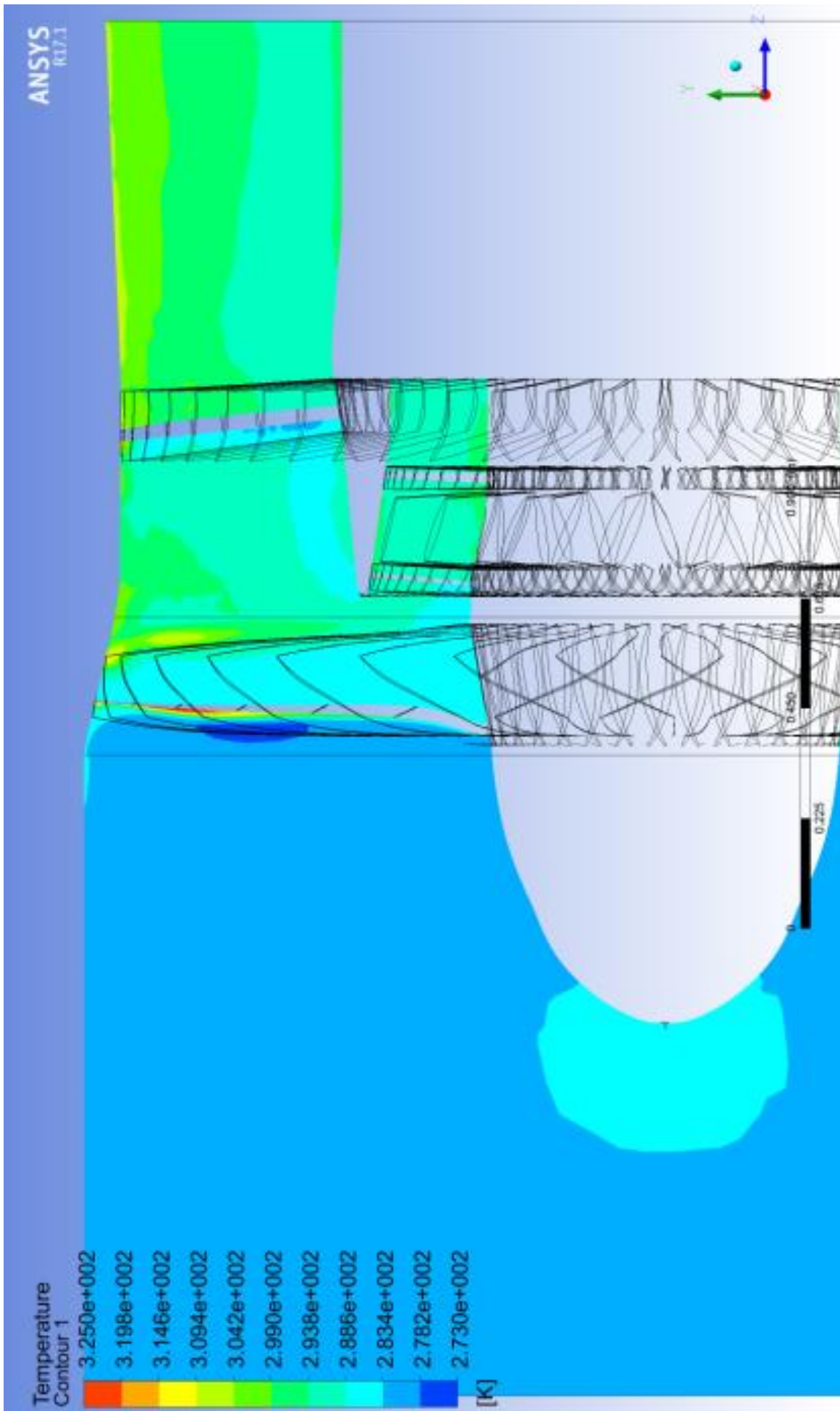


Рис. 2.9. Розподіл температури вздовж каналу та на виході з контурів при балансу тиску

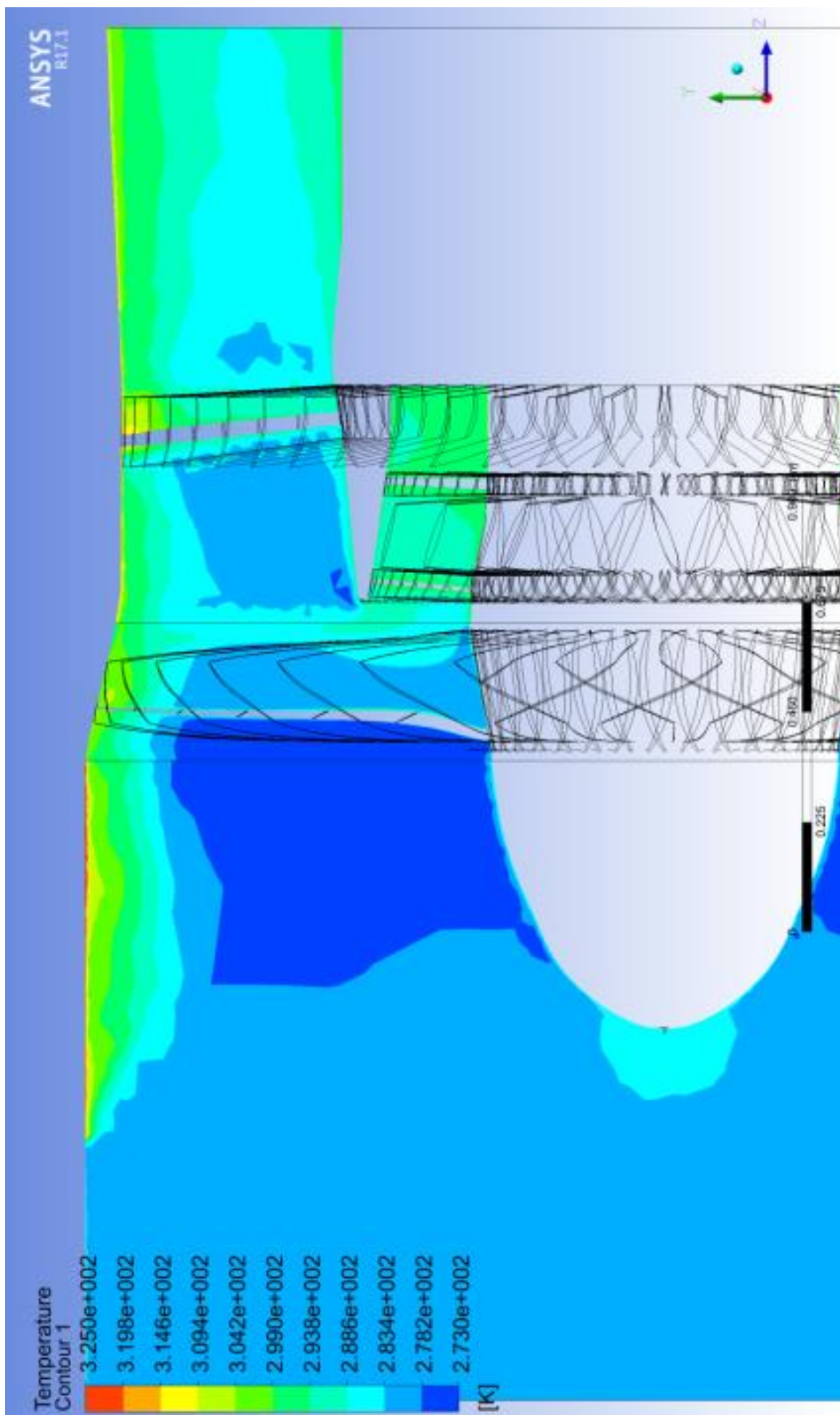


Рис. 2.10. Розподіл температури вздовж каналу та на виході з контурів при балансу густини

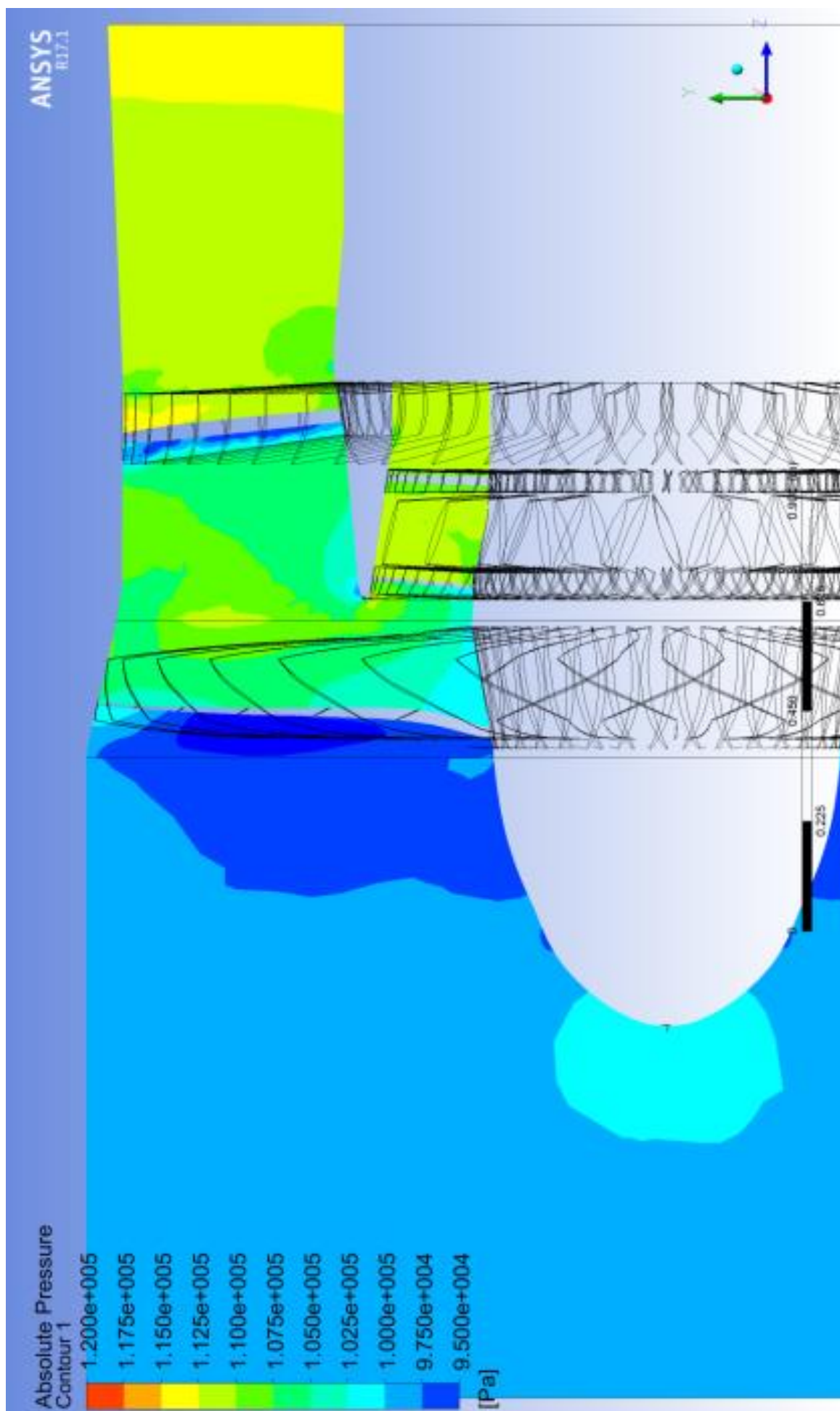


Рис. 2.1.1. Розподіл тиску вздовж каналу при балансу тиску

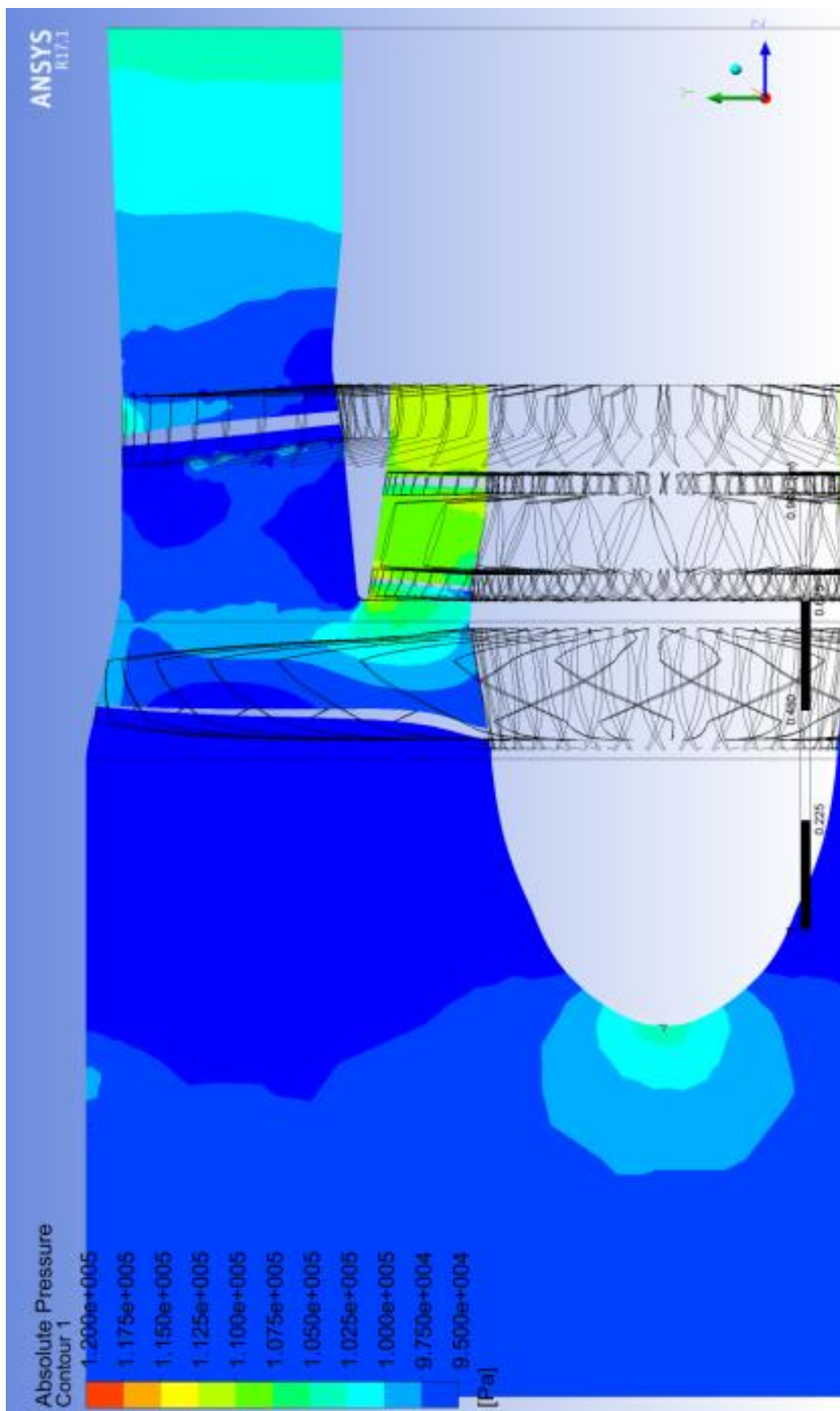


Рис. 2.12. Розподіл тиску вздовж каналу при балансу густини

Зазначений метод використовує алгоритм, що належить до загального класу методів – метод проекції. У нього є чітке обмеження, пов'язане зі збереженням маси (або нерозривності потоку) поля швидкостей шляхом вирішення рівнянь тиску (або кореляцією цих рівнянь). Рівняння тиску впливає з нерозривності потоку та рівнянь імпульсу, що відповідають скорегованому полю швидкостей. Керуючі рівняння нелінійні, вони поєднуються між собою. Їхнє вирішення проходить в декілька ітерацій, доки дані зійдуться. Програмне середовище Fluent надає два алгоритми рішення рівняння тиску: згенерований алгоритм та об'єднаний алгоритм.

ANSYS Fluent використовує метод контрольних (кінцевих) об'ємів для перетворення загального рівняння руху в алгебраїчну форму для подальшого чисельного вирішення. Зазначений метод контрольних об'ємів складається з інтегрування рівнянь переносу для кожного об'єму, утворюючи дискретне рівняння, що описує закон контрольних об'ємів.

Всі рівняння опису течії рідини замикаються на рівняннях турбулентної в'язкості, тому наступним етапом є задання відповідної моделі турбулентності.

Для отримання адекватного результату розрахунку потоку в міжлопатковому каналі на відривних режимах роботи ступені необхідно визначити раціональну модель для опису вихрових зривів при розрахунку.

Як видно з рівняння (2.1), число Рейнольдса характеризує відношення між інерційними і в'язкими силами [24]:

$$Re = \frac{l_0 \cdot u_0}{\nu}, \quad (2.1)$$

де: l_0 – характерна довжина;

u_0 – характерна швидкість;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості.

При зростанні числа Рейнольдса $Re \geq 200$, обтікання профілю потоком набуває нестационарний характер та розпочинається зрив вихорів. В діапазоні чисел Рейнольдса $200 < Re < 100000$ спостерігається закономірна циркуляційна течія

в межах профілю, що забезпечує утворення нестационарних сил взаємодії профілю з середовищем. Дія цих сил проявляється у вигляді вихрового звуку.

Даний звук має характерний суцільний спектр з явним максимумом в області чисел Струхалія [28], що відповідає циклічній частоті зриву вихорів з профілю:

$$Sh = \frac{\omega_0 \cdot a}{\pi \cdot u_0} \approx 0.2 \quad (2.2)$$

де: ω_0 – циклічна частота;

u_0 – характерна швидкість;

a – характерний розмір.

При подальшому збільшенні числа Рейнольдса (швидкості), генерація вихрового звуку припиняється.

Таким чином, турбулентна течія, що визначає генерацію вихрового звуку має масштаби когерентності вздовж профілю [29].

Так, для лопатки в потоці точка відриву потоку може бути рухомою і змінювати своє положення залежно від різних параметрів, таких як: шорсткість поверхні, кут встановлення та турбулентність течії. Оскільки кут встановлення та шорсткість в нашому випадку залишаються незмінними, керуючим фактором точки відриву може бути лише зміна вихроутворення (турбулентності) течії. Тому для точного визначення джерел утворення звуку в лопатковому вінці виникає необхідність в визначенні раціональної моделі турбулентності.

Спектр турбулентної кінетичної енергії має три характерні зони: зону хвиль малої довжини, що містять в собі великі вихори, що несуть в собі більшу частину кінетичної енергії; інерційну зону, де під дією інерційних сил великі вихори розпадаються на менші, та на зону хвиль великої довжини, що утворюють дисипативну зону, де найменші вихори перетворюються в тепло під дією сил тертя. Опис турбулентності можливий за допомогою законів ймовірності, з використанням функції щільності ймовірностей, або в спрощеному вигляді з використанням осереднених параметрів течії [29].

Для вирішення задачі моделювання лопаткового вінця компресора, застосовано програмний продукт ANSYS Fluent, що дозволяє використовувати різні математичні моделі та засоби при створенні турбулентної течії [30].

В програмному середовищі є можливість вибору кількох моделей турбулентності, однак для порівняння обрано та розраховано задачу для наступних моделей: large eddy simulation (LES); detached eddy simulation (DES); Spalart-Allmaras; DES-shear stress transport (SST); DES Realizable; Scale-Adaptive Simulation (SAS) – SST(рис. 2.13.).

Для прикладу наведені ілюстрації розподілення числа Рейнольдса в проточному каналі вентилятора ТРДД (рис. 2.14. – 2.18.).

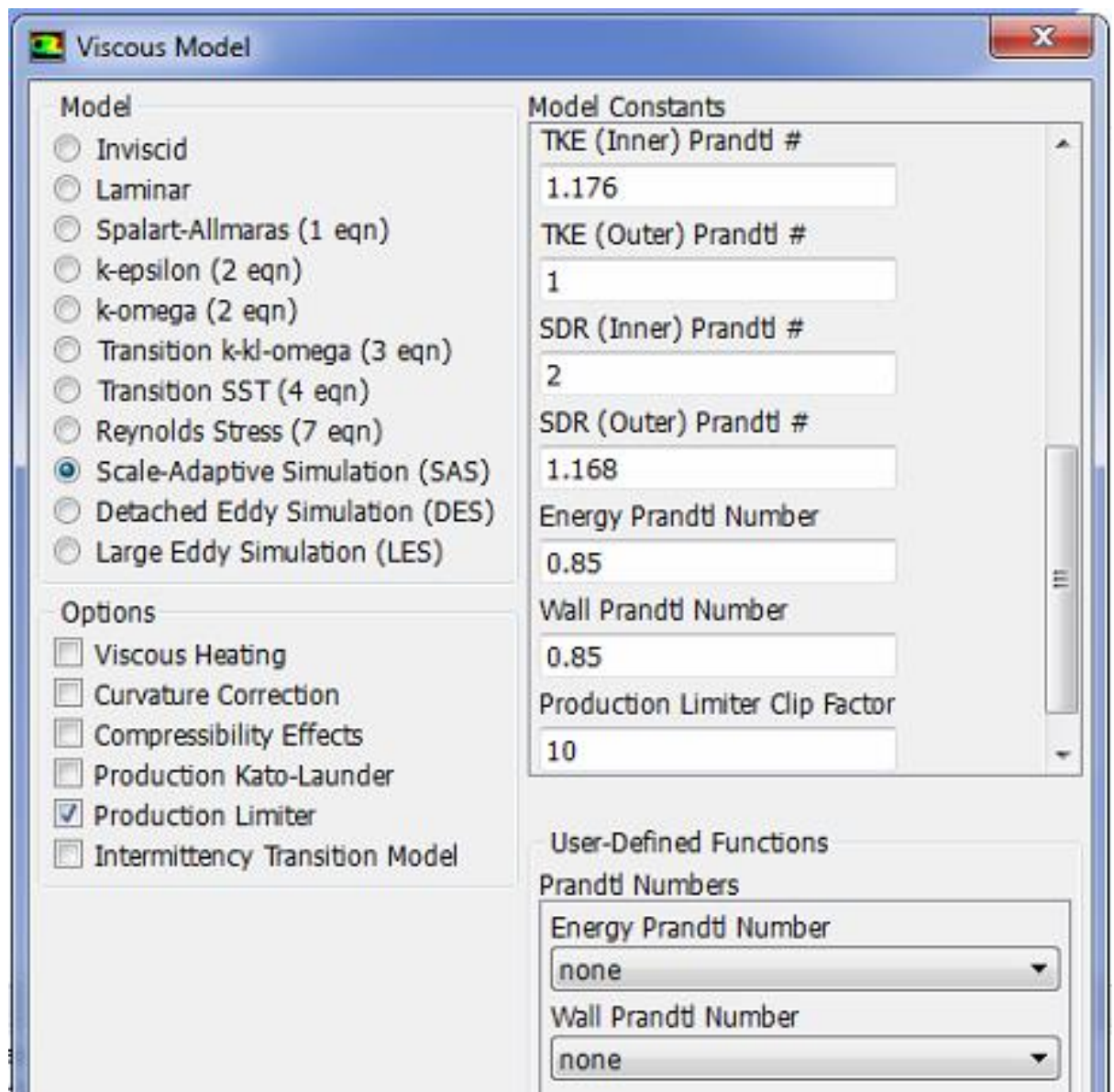


Рис. 2.13. Моделі турбулентної в'язкості

Модель LES застосовують для моделювання великих вихорів. Ці вихори вирішуються напряму за допомогою чисельної сітки і часу, а менші вихори моделюються. Як правило, такий підхід використовують за умови, що великі нестационарні вихроутворення відіграють головну роль, а малі вихори несуть в собі малі величини рейнольдсових напружень. Крім того, дрібномасштабна турбулентність близька до ізотропної і має характеристики, близькі до універсальних, що більшою мірою піддаються моделюванню стандартними функціями. Основним в LES-моделюванні є розділення дрібно- та великомасштабних структур за допомогою узагальненого фільтру [29].

DES в комплексі ANSYS Fluent, пропонує п'ять різних моделей для кожного типу вихроутворення: наприклад Spalart-Allmarasrealizable використовує відстань до найближчої стінки в якості параметру визначення масштабу довжини, що грає визначну роль в визначенні рівня турбулентної в'язкості, а в SST і Transition SST моделях, робота виконується переважно з примежовим шаром. Тобто зазначені моделі розроблені для вирішення задач у примежовому шарі з великими числами Рейнольдса, де розрахунок за допомогою LES-моделей має велику похибку.

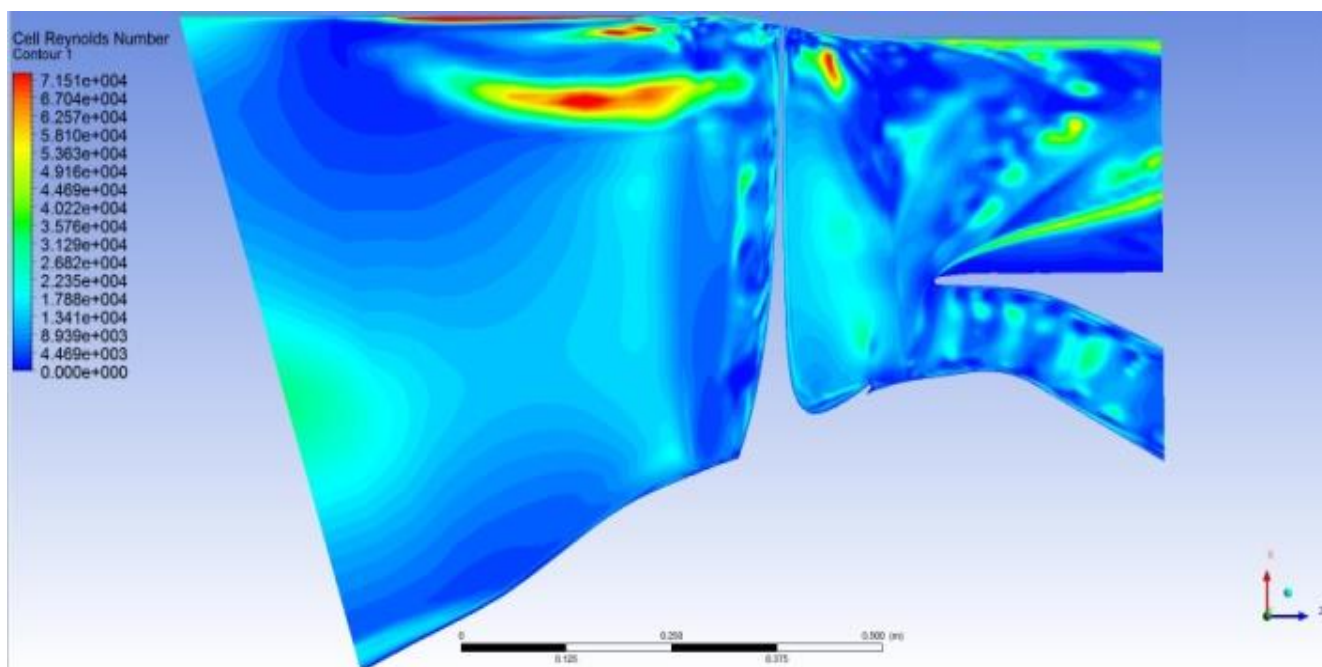


Рис. 2.14. Розподіл чисел Рейнольдса за довжиною розрахункової області для LES-моделі

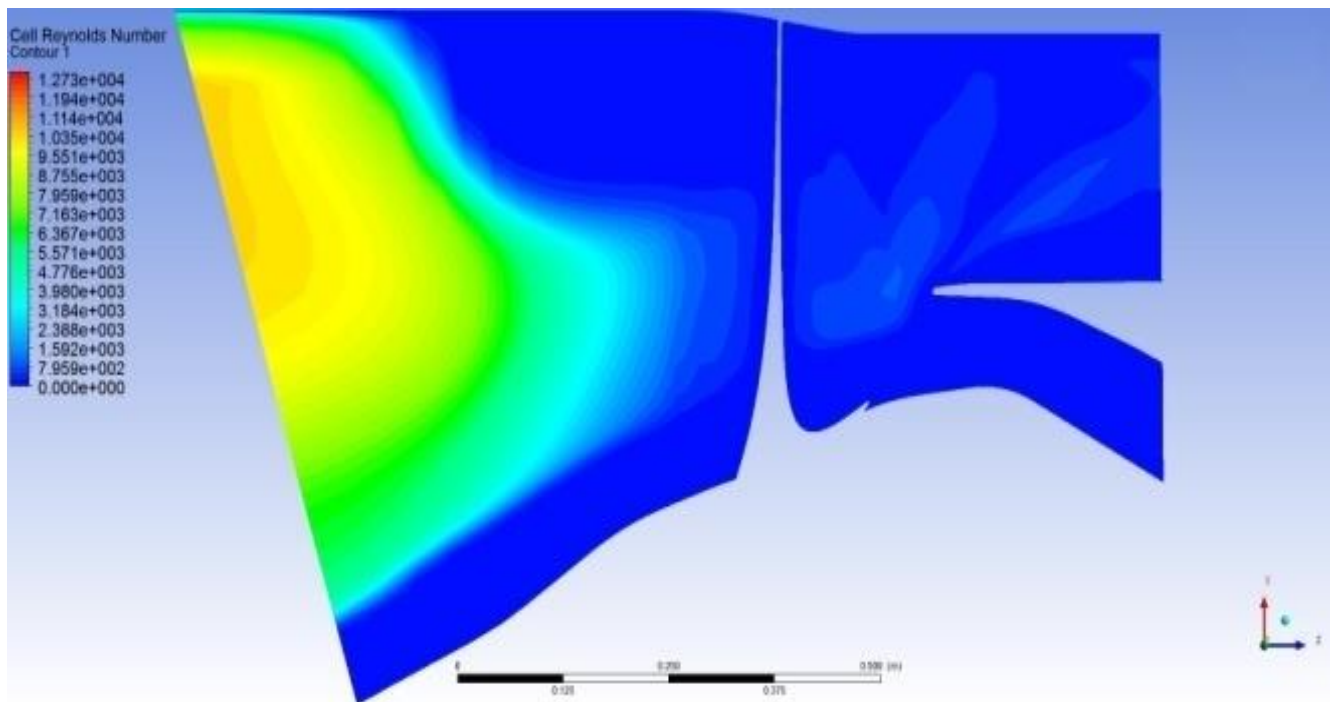


Рис. 2.15. Розподіл чисел Рейнольдса за довжиною розрахункової зони для DES Spalart-Allmaras-моделі

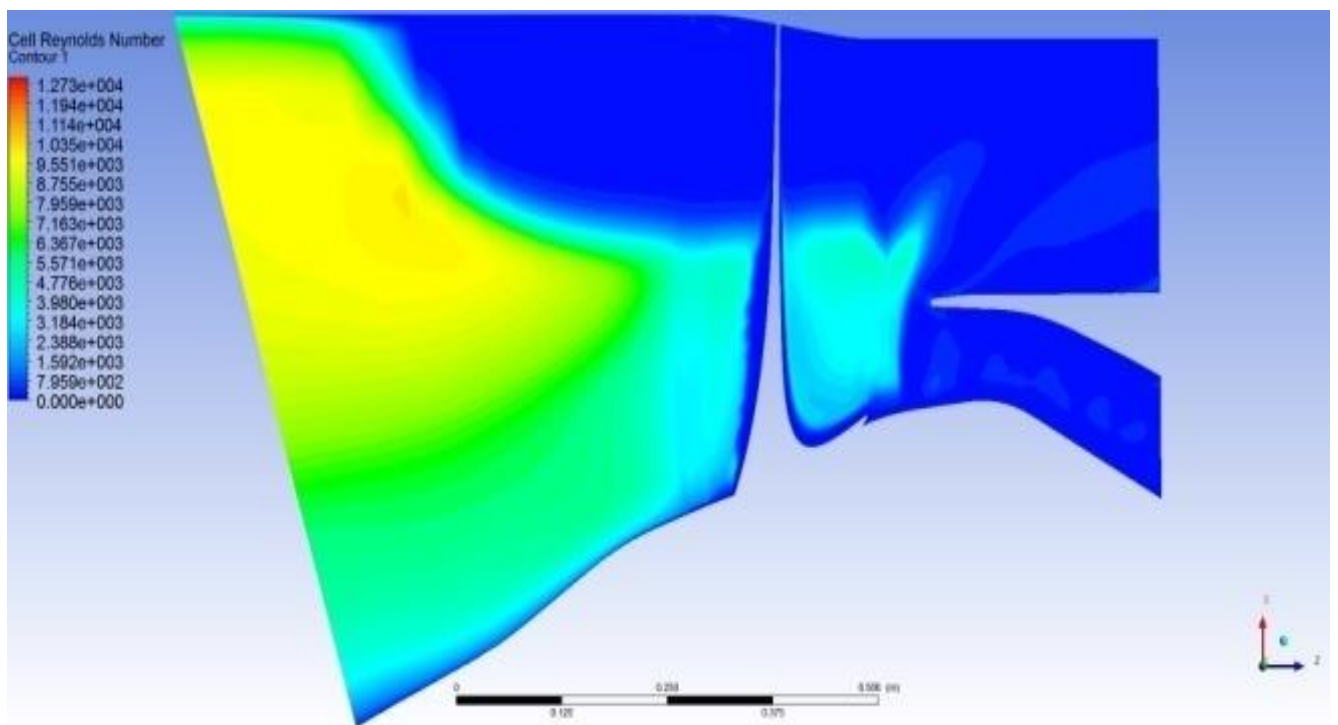


Рис. 2.16. Розподіл чисел Рейнольдса за довжиною розрахункової зони для DES-SST-моделі

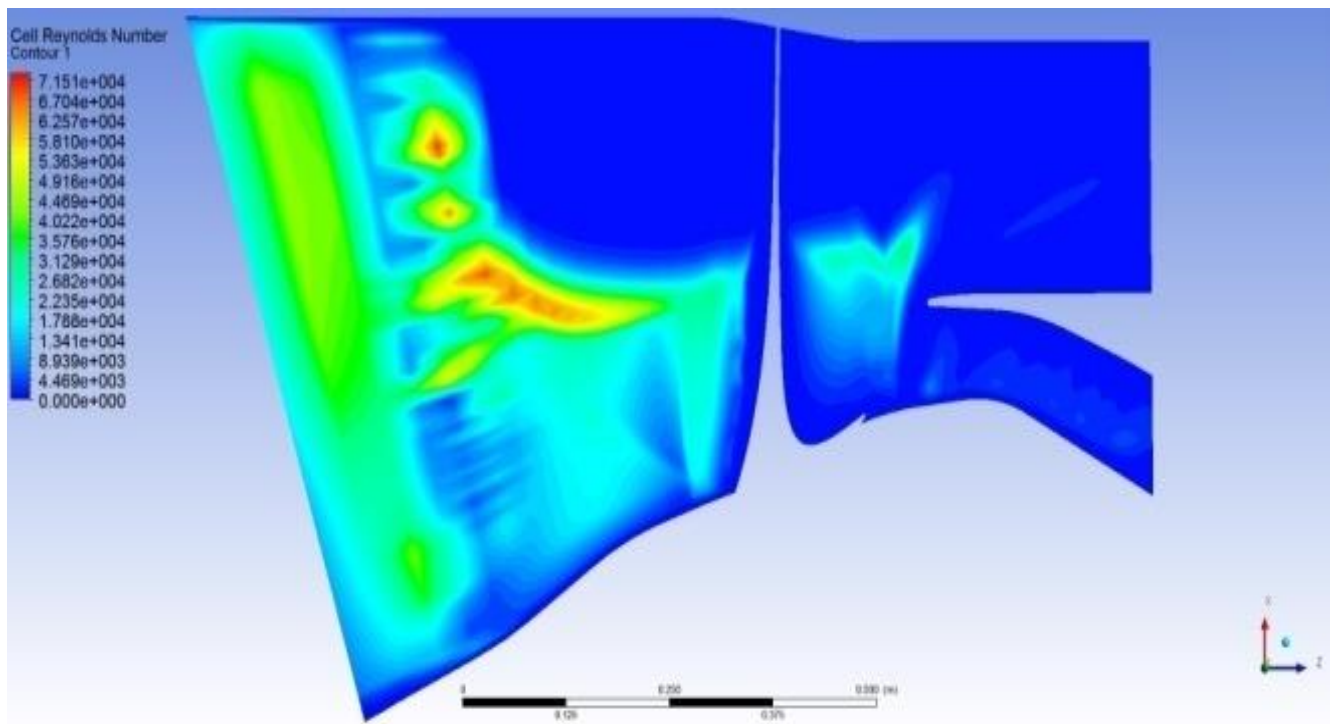


Рис. 2.17. Розподіл чисел Рейнольдса за довжиною розрахункової зони для DES Realizable-моделі

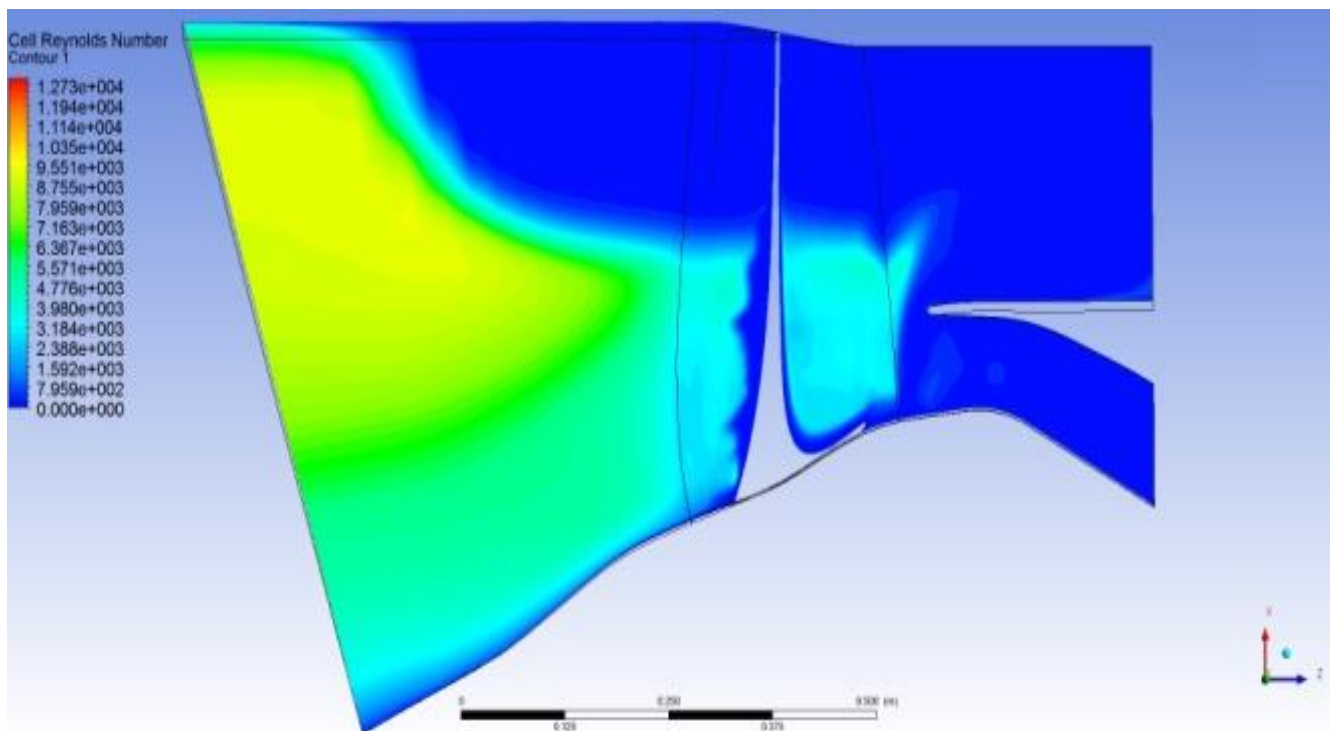


Рис. 2.18. Розподіл чисел Рейнольдса за довжиною розрахункової зони для SAS-SST-моделі

Порівняння моделей турбулентностей та їх вплив на точність розрахунку виконувалось в минулих дослідженнях [10], і в роботі використовувалась саме SAS-SST-модель, що добре себе зарекомендувала.

Ця модель підходить для моделювання нестационарних турбулентних потоків, а також застосовується в поєднанні з більшістю базових unsteady Reynolds averaged Navier Stokes (URANS)-моделей турбулентності. SAS є однією з найбільш досконалих версій URANS-моделі, що виконує не лише масштабну нестабільність, але й пристосовується до вже розрахованих масштабів у динаміці і дозволяє розвивати турбулентний спектр лише в окремих регіонах.

Концепція зазначеного методу базується на введенні довжини шкали фон Кармана в масштабне рівняння турбулентності. Дані, отримані за цією шкалою, дозволяють SAS моделі динамічно адаптуватися до вже розрахованих структур у симуляції URANS, що призводить до LES-подібної поведінки в зонах нестационарних течій, однак в цей же час модель забезпечує стандартні Reynolds averaged Navier Stokes (RANS) можливості в місцях зі стабільною течією.

З фундаментальної точки зору, всі використовувані в теперішній час моделі мають недоліки, засновані на використанні точного рівняння переносу, що слугує в якості керуючого фактору для розбивання моделі на почленній основі. Причиною цього недоліку є те, що це рівняння не описує великомасштабних вихорів, але описує дисипативні масштаби. Ціль моделі SAS – моделювання великомасштабних вихорів в середньому потоці. Через відсутність точного рівняння переносу, ε і ω рівняння турбулентної вязкості моделюються аналогічно до рівнянь k турбулентної кінетичної енергії, за допомогою евристичних аргументів.

2.2.4. Акустичні моделі

Сучасний комплекс ANSYS надає можливість здійснювати розрахунок акустичних характеристик різних елементів двигуна, використовуючи різні акустичні моделі [31]. При виборі способу обчислення особливе значення приділяється вірно вказаним умовам розрахунку. Так, для вирішення завдання

визначення джерел акустичних збурень підходить одна модель [32], а для визначення акустичних характеристик в певних точках – інша [33]. Тому для використання акустичної моделі необхідно ретельно вивчити рівняння, за якими визначається характеристики потоку, а також параметрів, що на них впливають.

Джерела авіаційного шуму мають аеродинамічну природу, при цьому випромінювання акустичних хвиль генерується або вільними турбулентними потоками (реактивний струмінь газів на вихлопі) або при взаємодії турбулентного потоку з твердими границями (шум лопаткових вінців ГТД, шум турбулентного шару). Проблемою теоретичного розрахунку звуку займалися багато вчених, такі як Л. Я. Гутін, Є. Я. Юдін, М. М. Андрєєв, І. Г. Русаков, Д. І. Блохинцев [34 – 37].

Однак, для вирішення складних завдань при дослідженні звукових характеристик лопаткових машин найбільше підходить робота М. Лайтхіла [16], в якій використана ідея акустичної аналогії для вирішення завдань про генерацію шуму вільним турбулентним потоком. Далі теорію розвинув Н. Керл, який поширив її і для випадку генерації звуку потоком у присутності твердих поверхонь [38].

В основному всі джерела шуму поділяють на три основні групи.

Перше джерело – монопольне (шум витиснення), друге – дипольне (генерується вихорами, що виникають в наслідок обтікання лопаток, шум навантаження), третє – квадрупольне (сформоване турбулентним потоком) [39]. Всі інші категорії так чи інакше належать до однієї з трьох, запропонованих вище.

Спектр шуму складається з широкосмугового і тонального шуму.

З часом технологічний процес досяг значних успіхів у зниженні тонального шуму, через що власний шум лопатки (власна частота) став основним джерелом шумового забруднення.

Наступним логічним кроком є зменшення шуму, що генерується квадруполем лопатки (шум власної частоти лопатки, власна частота лопатки).

Так, з використанням такого програмного середовища як ANSYS Fluent, пропонується вибір двох акустичних моделей: broadband noise source model (BNSM) і FfowcsWilliams-Hawkings (FW-H).

При розрахунку шуму турбулентних струменів, в основному використовують методи, запропоновані М. Лайтхілом.

Загальне рішення цього рівняння включає в себе три члени, що описують, відповідно, джерела монопольного, дипольного і квадрупольного типів, і складається з інтегралів за об'ємом рідини і на поверхні (2.3):

$$q = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{T_{ij} dV}{\gamma} + \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S \frac{\rho u_i u_\eta + p_i}{\gamma} dS + \frac{1}{4\pi c_0^2} \int_S \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_\eta) \frac{dS}{r} \quad (2.3)$$

де T_{ij} – тензор напружень, що представляє собою різницю між напругою в потоці і напруженнями в однорідного середовища, що перебуває в стані спокою;

p_i – величина аеродинамічного навантаження, що діє з боку потоку на поверхню S в напрямку x_i ;

u_η – нормальна до поверхні складова швидкості потоку поблизу поверхні.

У зазначеній моделі (за допомогою еквівалентних перетворень рівнянь Нав'є-Стокса) акустичне поле турбулентного струменя представлено у вигляді сукупності квадруполів, що складаються в правій частині хвильового рівняння. Амплітуда пульсацій еквівалентних квадрупольних джерел в основному визначається нелінійною частиною турбулентних пульсацій рейнольдсівських напружень.

Квадрупольні джерела звуку, породжувані турбулентними пульсаціями, переносяться полем струменя, що змінює випромінювання звуку внаслідок доплерівського ефекту.

Поле струменя має й інший важливий вплив на випромінювання звуку: воно призводить до рефракції звуку при його проходженні через неоднорідні структури струменя.

Більш повний і вільний від емпіризму опис рефракції звуку можливо отримати в рамках переведеної в лінійний вигляд моделі Ейлера з урахуванням нелінійних джерел в правій частині рівнянь.

В силу лінійності лівої частини рівнянь, акустичний сигнал віддаленого поля визначається на основі теореми про взаємність між прямою і сполученою функцією Гріна [40].

В рамках вирішення цієї задачі джерело і спостерігач міняються місцями, що призводить до економії обчислювальних ресурсів в умовах, коли потрібно знайти акустичне поле лише в декількох заданих положеннях спостерігача (мікрофона), а не об'ємний розподіл потужності звуку в віддаленому полі струменя [41].

Для вирішення завдань необхідно скористатися обома методами, запропонованими в програмному середовищі.

Так, метод BNSM використовується для визначення джерел широкосмугового шуму, що виникають у каналі з лопатками (рис. 2.19.) [42].

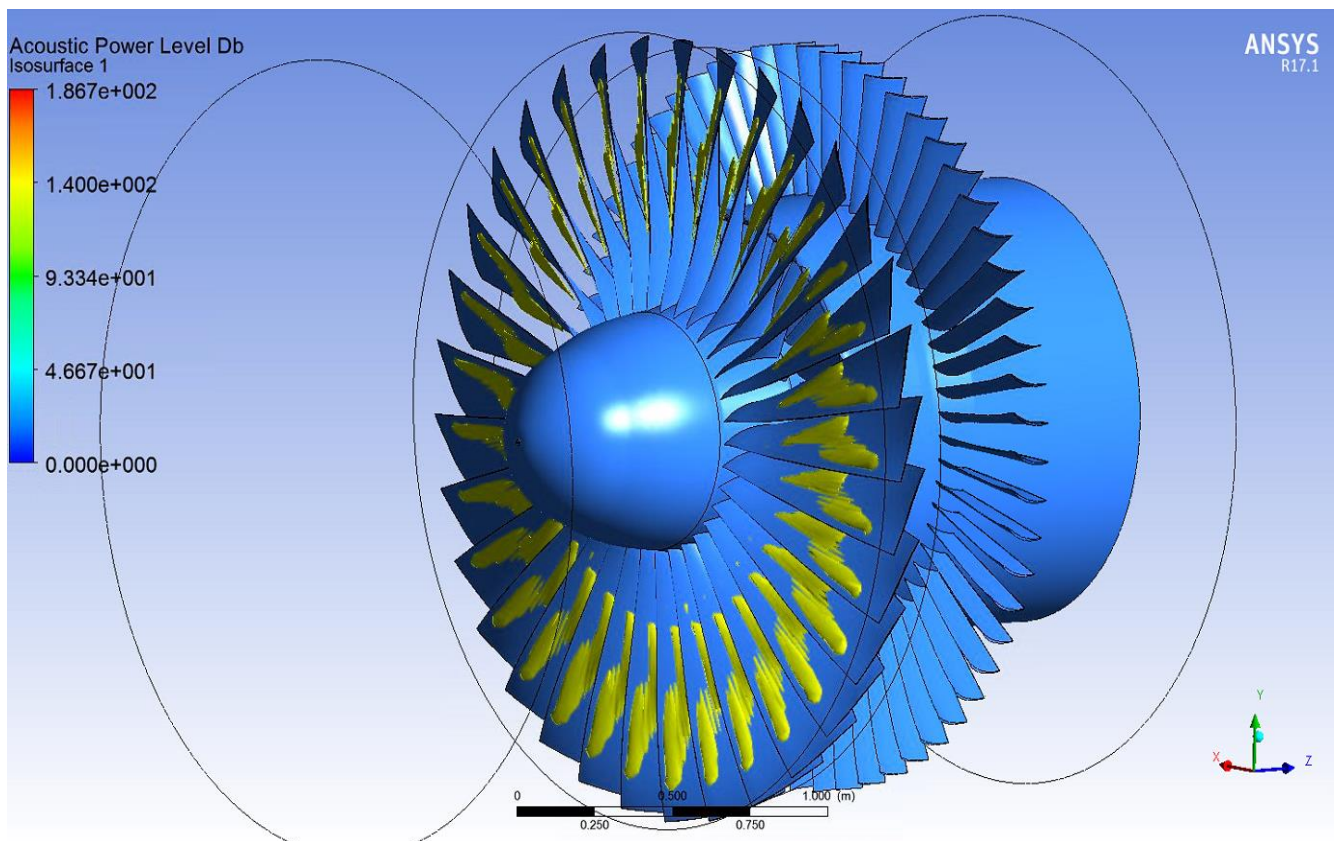


Рис. 2.19. Модель джерела шуму на лопатці

Зазначений метод заснований на роботі А. Праундмана [43], який вивів з формули Лайтхілла [16] рівняння для визначення рівня акустичної тиску, що генерується ізотонічною турбулентністю без основної течії.

$$P_\alpha = \alpha \rho_0 \left(\frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{a_0^5}, \quad (2.4)$$

де u – турбулентна швидкість;

l – просторова довжина;

a_0 – швидкість звуку в середовищі;

α – константа.

Використання моделі BNSM дає можливість отримання зміни рівню акустичного тиску та рівню акустичної потужності за частотою.

При розрахунку рівня акустичного тиску в середовищі ANSYS [27] рівняння (2.4) набуває, з використанням коефіцієнтів k та ε (k – турбулентна кінетична енергія, ε – швидкість дисипації), наступного вигляду:

$$P_A = \alpha_\varepsilon \rho_0 \varepsilon M_t^5, \quad (2.5)$$

де M_t – число Маха, що дорівнює

$$M_t = \frac{\sqrt{2k}}{a_0}, \quad (2.6)$$

$\alpha_\varepsilon = 0,1$ – коефіцієнт, що визначається на основі калібрування при прямому чисельному моделюванні ізотропної турбулентності [44].

Турбулентна кінетична енергія, визначається за формулою:

$$k = \frac{2}{3} [I_{def} \max(U_s, |U_{IG}|, U_\omega)]^2 \quad (2.7)$$

де: I_{def} – турбулентна інтенсивність (5%);

U_s – мінімальна швидкість відсічення, (0,01 м/с) необхідна для усунення можливості турбулентній кінетичній енергії бути рівній нулю;

U_{IG} – початкова ймовірна швидкість;

U_ω – величина, що визначається з залежності довжини модельованої області і швидкості обертання, за наявності областей в моделі, що обертаються.

В практичних розрахунках, в якості аналога рівню акустичного тиску [45], використовується логарифмічна величина – рівень акустичної потужності, що є акустичною характеристикою:

$$L_p = 10 \log \left(\frac{P_A}{P_{ref}} \right), \quad (2.8)$$

P_{ref} – еталонна акустична потужність ($P_{ref} = 10^{-12}$ Вт/м³).

Формула Праундмана (2.4.) також дає приблизну оцінку вкладу місцевих шумів в загальну акустичну потужність на одиницю об'єму в визначеному об'ємі з турбулентністю.

У багатьох практичних завданнях, що включають турбулентні течії, шум не має будь-яких окремих звуків, оскільки звукова енергія безперервно розподіляється в широкому діапазоні частот. У цих випадках при використанні моделі BNSM, статистична величина турбулентності швидко обчислюється з RANS-рівнянь, що використовуються разом з напівемпіричними залежностями і акустичною аналогією Лайтхілла для опису джерела широкопasmового шуму. *ANSYS Fluent* пропонує кілька таких моделей джерел, що дають можливість визначити кількість локального впливу (через одиницю поверхні або обсягу) до загальної акустичної сили, створюваної плином.

Зазначені моделі включають наступне: модель джерела шуму реактивного струменя; модель джерела шуму примежового шару;

В кінцевому підсумку дані для визначення заходів щодо зниження рівня шуму, створюваного вентилятором, використовуються для діагностування джерел утворення шуму і визначення частини течії, що відповідає за генерацію шуму. Однак, дані моделі не прогнозують звук, віддалений від розрахункової моделі.

Наступна модель FW-N дозволяє виконувати акустичні польові обчислення, зроблені в часовому інтервалі, на основі точних часових рішень перемінних поля обтікання [42]. Іншими словами, вона ґрунтується на вже проведеному статичному розрахунку з попередньо відомими джерелами звуку. Необхідні обчислення виконуються у вільному просторі. При цьому ніяких зовнішніх стінок не повинно

бути, оскільки це зменшує точність розрахунку, бо модель не враховує хвилі, що відбиті від поверхонь. В процесі обчислення використовується метод граничних елементів. Такий розрахунок заснований на рішенні прямих інтегралів на поверхнях, що не повинні бути фізично вихідними поверхнями, а мають включати вхідні дистрибутиви.

В загальному вигляді FW-N-модель являє собою неоднорідне хвильове рівняння, отримане шляхом маніпулювання рівнянням нерозривності і рівнянням Нав'є-Стокса. Його можна записати наступним чином:

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{T_{ij} H(f)\} - \frac{\partial}{\partial x_i} \{[P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f)\} + \frac{\partial}{\partial t} \{[\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f)\}; \quad (2.9)$$

де u_i – швидкість потоку в напрямку x_i ;

u_n – швидкість потоку в напрямку нормалі до площини $f = 0$;

v_i – швидкість поверхні в напрямку x_i ;

v_n – швидкість поверхні в напрямку нормалі до площини $f = 0$;

∇ – оператор, що є частковою похідною за всіма напрямками обраної системи координат ($\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}$);

$\delta(f)$ – дельта-функція Дірака (це одинична імпульсна, узагальнена функція, що дозволяє записати дію в точці, а також просторову густину фізичних величин (маса, заряд, інтенсивність джерела тепла, сила і т. д.), що зосереджені або прикладені до однієї точки);

$H(f)$ – функція Хевісайда (це одинична ступінчата функція, або функція одиничного скачка. Вона дорівнює нулю при від'ємних значеннях аргументу і одиниці для додатних. В нулі дана функція невизначена, через це її зазвичай визначають як довільне ціле число);

p' – звуковий тиск в дальньому полі ($p' = p - p_0$);

f – позначає введenu математичну поверхню що «інтегрована» в проблему зовнішнього потоку ($f > 0$) в безмежному просторі, що полегшує використання узагальненої теорії функції і функції Гріна в вільному просторі.

Площина ($f=0$) відповідає поверхні джерела випромінювання і може співпадати з непроникними поверхнями тіла, або з проникними поверхнями коло тіла. n_i – це швидкість звуку дальнього поля, а T_{ij} – тензор напруги Лайтхіла, що визначається як:

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij} \quad (2.10)$$

P_{ij} – це стискаючий тензор напруження:

$$P_{ij} = p \delta_{ij} - \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (2.11)$$

Використання цього методу дозволяє визначати акустичні характеристики в різних точках (рис. 2.20.), незалежно від проточної частини і джерела звуку. Це дуже важливо, оскільки створення розрахункової сітки на відстані установки мікрофона вимагає значних обчислювальних можливостей.

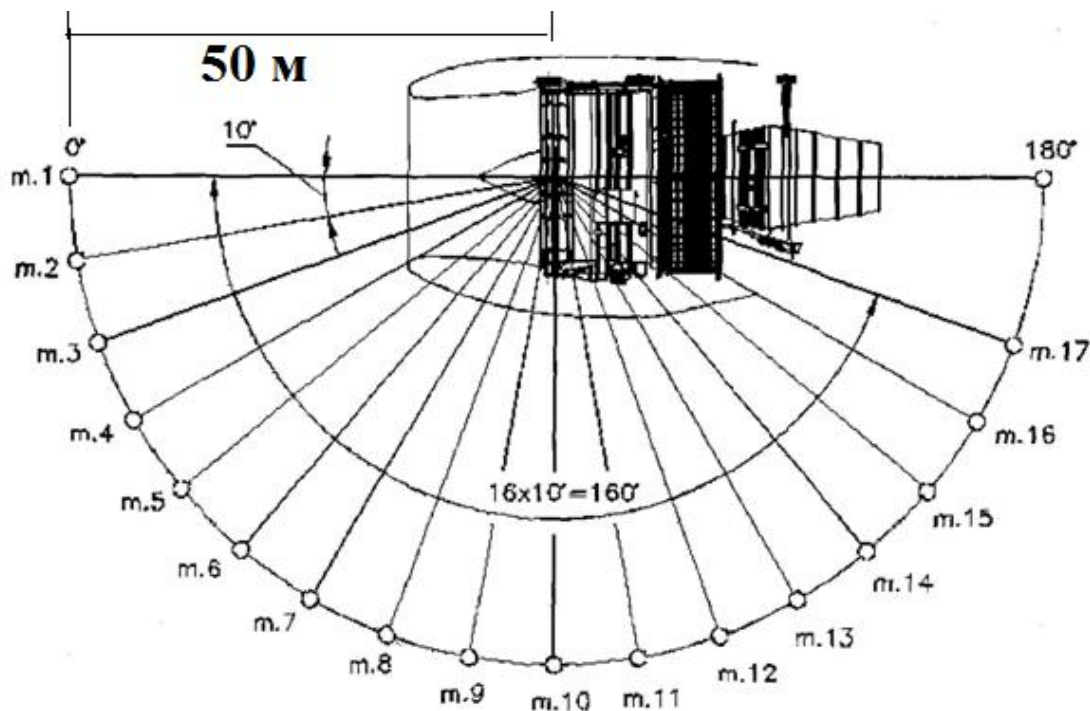


Рис. 2.20. Схема розподілу мікрофонів в експериментальній моделі

Така модель використовує більше ресурсів, ніж BNSM, але і точність отриманих результатів є значно вищою.

Першочерговим завданням для використання аналогії FW-H є наявність попереднього рішення стаціонарної моделі із завданням частоти обертання і всіх інших вхідних даних. Вхідні дані задані відповідно до результатів експерименту [44], для можливості порівняння адекватності одержуваних даних.

На першому етапі використовується акустична модель BNSM, що дозволяє визначати основні джерела звуку в каналі з лопатками (рис. 2.21.).

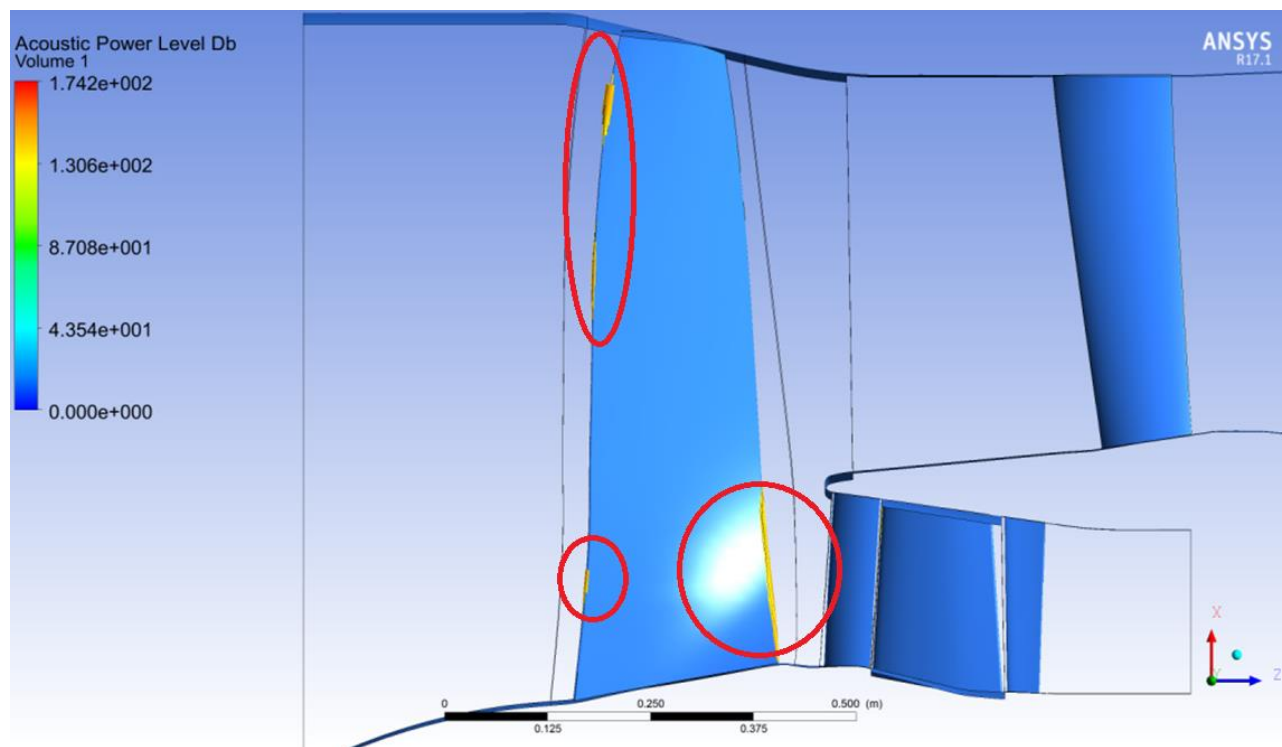


Рис. 2.21. Візуалізація джерела максимальних звукових збурень в каналі з лопатками

В цьому випадку основними джерелами звуку в каналі з робочою лопаткою ротора є кромки передньої і задньої частини пера лопатки. Тому в подальшій розрахунковій моделі саме лопатка ротора визначатиметься як основне джерело шуму.

Маючи приблизні дані про джерела звукових коливань і отримавши адекватний результат стаціонарного розрахунку, завдання переходить на другий етап нестационарного розрахунку.

На цьому етапі задаються основні джерела звуку, їх характер, та модель, що використовується (в даному випадку FW-H).

Для вирішення цього завдання також необхідно визначити точки знімання акустичних показників (рис. 2.22).

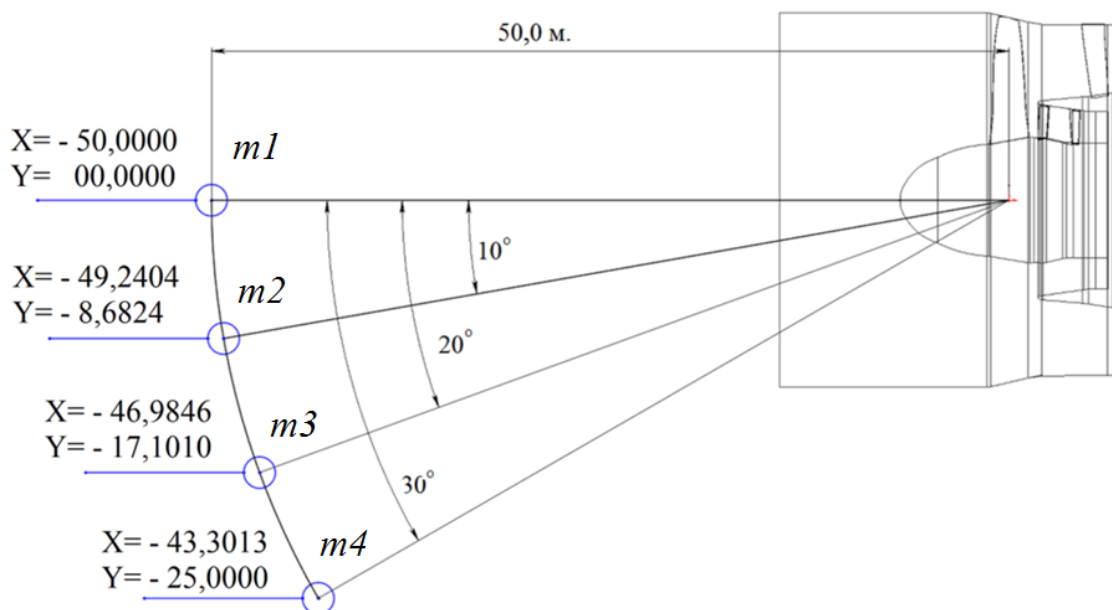


Рис. 2.22. Координати точок знімання акустичних характеристик

Координати точок знімання акустичних характеристик (рис. 2.22) обрані таким чином, щоб на шляху акустичної хвилі не було твердих тіл, що перекриватимуть хід від джерела до мікрофона.

Координати точок відповідають координатам установки мікрофонів під час проведення експерименту (рис. 2.20.), але застосування акустичної моделі обмежено межами відкритої зони, тому використано лише перші чотири мікрофони.

За результатами розрахунку дані, що зняті в визначених точках, зберігаються в окремому файлі і аналізуються в інших розрахункових комплексах (MathLab, OriginPro та інші).

При проведенні досліджень вимірювання акустичних характеристик здійснювалось в аналогічних точках моделі та експерименті [46].

Для відтворення умов експерименту задавались зовнішні атмосферні умови:

температура – 0...25°C;

тиск 740...765 мм. рт. ст;

відносна волога – 35...90%;

сила вітру 0...3 м/с;

напрямок вітру 0...360°.

Заміри рівнів звукового тиску проводились в дальньому звуковому полі за два запуски для кожного варіанту в відповідності з програмою, тому частота обертання в експерименті, для точок 1 і 3 відрізняються від точок 2 і 4.

2.3. Аналіз результатів математичного моделювання

Моделювання акустичних характеристик вентилятора здійснювалося в два етапи: перший етап (рис. 2.23.) – стаціонарний розрахунок з використанням моделі турбулентності $k-\epsilon$ та акустичною аналогією BNSM.

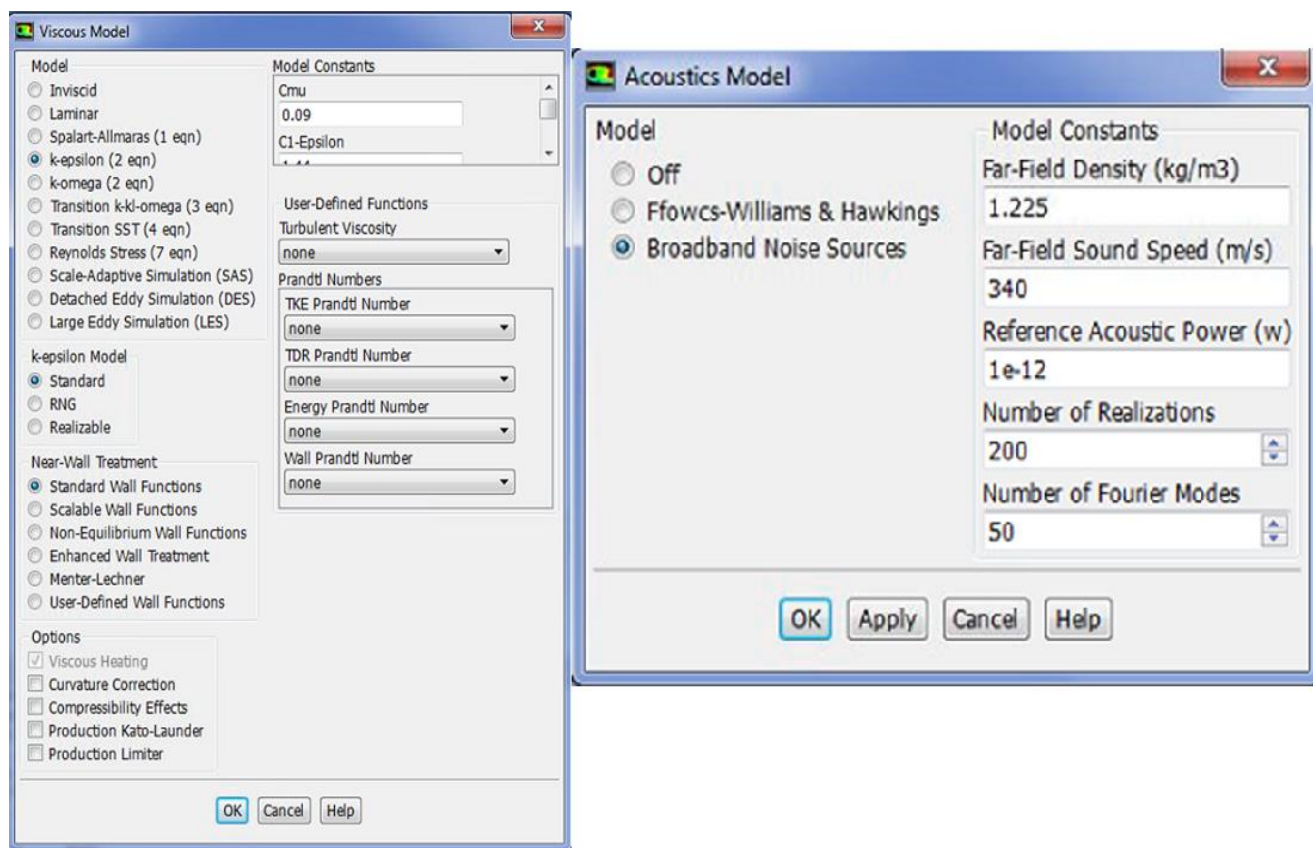


Рис. 2.23. Параметризація моделі BNSM

Другий етап – це нестационарний розрахунок, при якому використовуються параметри, отримані за результатами першого етапу. На другому етапі розрахунку використовувалась SAS SST-модель турбулентності, оскільки вона дозволяє

використовувати різні підходи для опису потоку за допомогою рівняння переносу (біля стінок одна модель, в вільному просторі інша). Акустичну аналогію також змінено на FW-H.

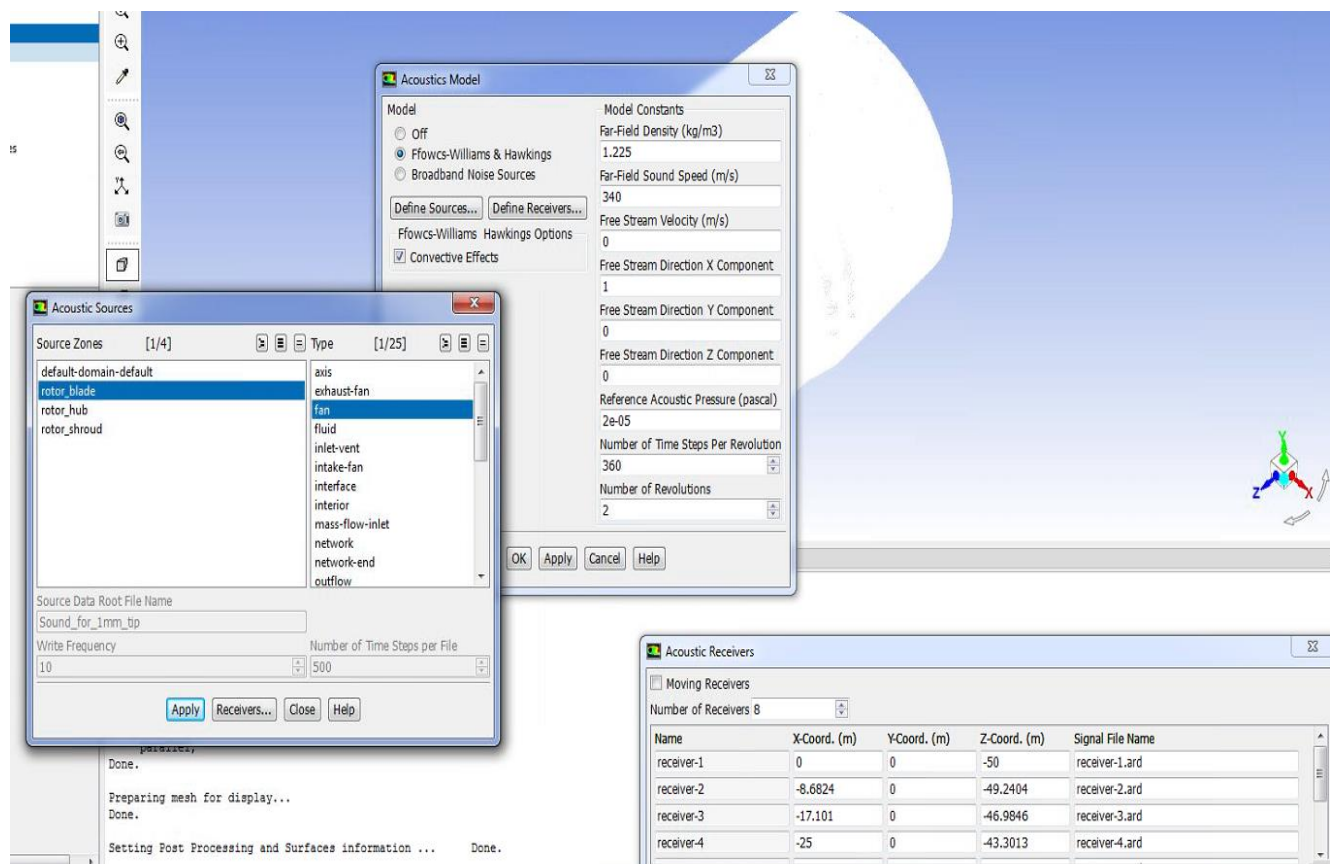


Рис. 2.24. Налаштування акустичної моделі FW-H

Одним із важливих елементів другого етапу є визначення часу одного кроку розрахунку (t_s - *time step* – крок ітерації). Крок ітерації визначався таким чином, щоб ротор встигав зробити один поворот на один градус.

$$t_s = \frac{\varphi_i}{\frac{n}{60} \cdot \varphi}, \quad (2.12)$$

де n – частота обертання ротора;

φ_i – кут повороту ротора;

φ – кут повного одного повороту ротора (360°).

Крок ітерації для номінальної частоти обертання при повороті на один градус є:

$$t_s = \frac{1}{\frac{2202}{60} \cdot 360} = 0,0000756888 \frac{1^0}{\text{ссек}}$$

Для максимальної частоти обертання при повороті на один градус:

$$t_s = \frac{1}{\frac{3344}{60} \cdot 360} = 0,000049841 \frac{1^0}{\text{ссек}}$$

Кількість тайм-степів ставиться таким, щоб ротор зробив повний оберт, тобто 360° (рис. 2.25.).

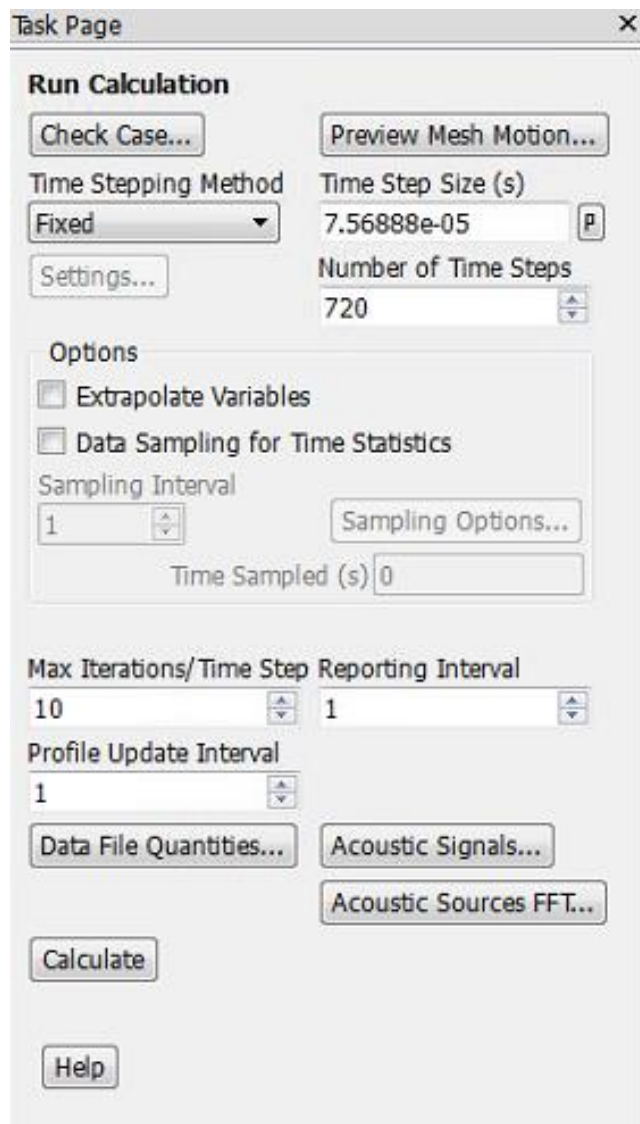


Рис. 2.25. Визначення параметрів кроку ітерації

За результатами розрахунку отримані порівняльні дані результатів моделювання та експерименту (таблиця 2.4).

Аналіз даних, наведених у таблиці, показує розбіжність в точності розрахунку між внутрішнім та зовнішнім контуром, що виникає внаслідок недосконалості розрахункової сітки. Оскільки у внутрішньому контурі кількість лопаток є значно більшою, а розміри проточної частини менші, то густина сітки більша, порівняно з зовнішнім контуром.

Таблиця 2.4.

Порівняння відхилення моделі від експерименту

Параметр	Експериментальні дані	Стационарний розрахунок	Відхилення	Нестационарний розрахунок	Відхилення
$n_{\text{вент}}$ об/хв	2202	2202	0%	2202	0%
$G_{\text{конт1}}$ КГ/С	391,828	392,393	0,144%	394,056	0,569%
$G_{\text{конт2}}$ КГ/С	58,49	58,5956	0,181%	58,7244	0,4%
$p^*_{1\text{конт}}$ Па	119200	109306	8,3%	116545	2,227%
$p^*_{2\text{конт}}$ Па	113700	107423	5,521%	111886	1,595%
$T^*_{1\text{конт}}$ К	305	286,15	6,18%	301,252	1,229%
$T^*_{2\text{конт}}$ К	296,1	286,15	3,36%	294,369	0,585%

Причиною відхилення є використання різних моделей турбулентності під час розрахунків у програмних середовищах. Специфіка нестационарного та стационарного розрахунку полягає в тому, що розрахунок ведеться в часі i , як наслідок, зняття характеристик тиску і температури береться умовно в певній часовій точці. Це не відповідає дійсним показанням тиску, бо протікання в каналі носить пульсуючий характер. Тому зняття параметрів для порівняння показників

(температури, тиску, швидкості) виконується не в одній точці, а в проміжку, тож показники мають різні значення в межах певного проміжку, і для цього необхідно визначати їх середнє інтегральне значення (рис. 2.26.).

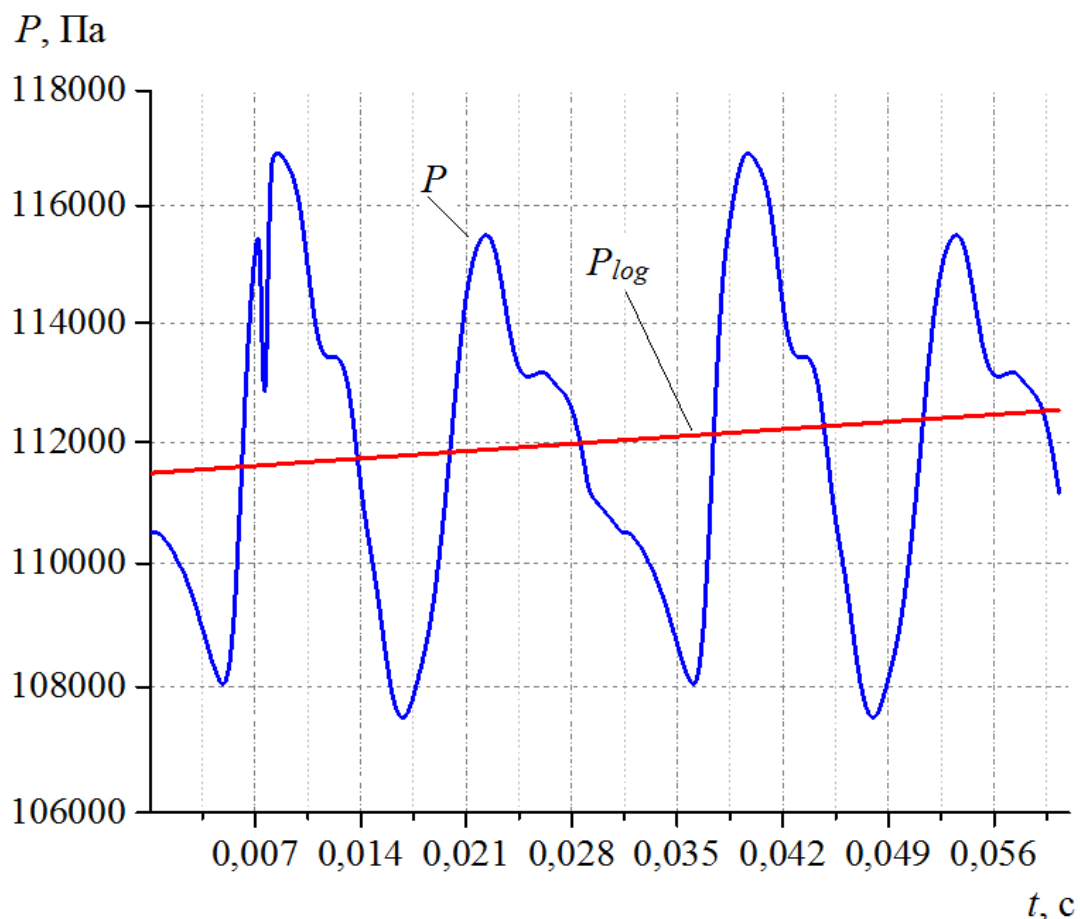


Рис. 2.26. Зміна тиску за часом

Розглянувши результати, помітно, що при відповідності параметрів газу на виході з ступені вентилятора (розходу повітря в контурах) характер течії відрізняється (рис. 2.27. – 2.28.).

Розподіл тиску в каналі рис. 2.29., порівняно з рис. 2.30. вказує на явне відривне обтікання кромки лопатки, що, як наслідок, створює зворотну течію в верхній частині вхідного каналу. Це і є причиною нерівномірності масового розходу на вході в ступінь.

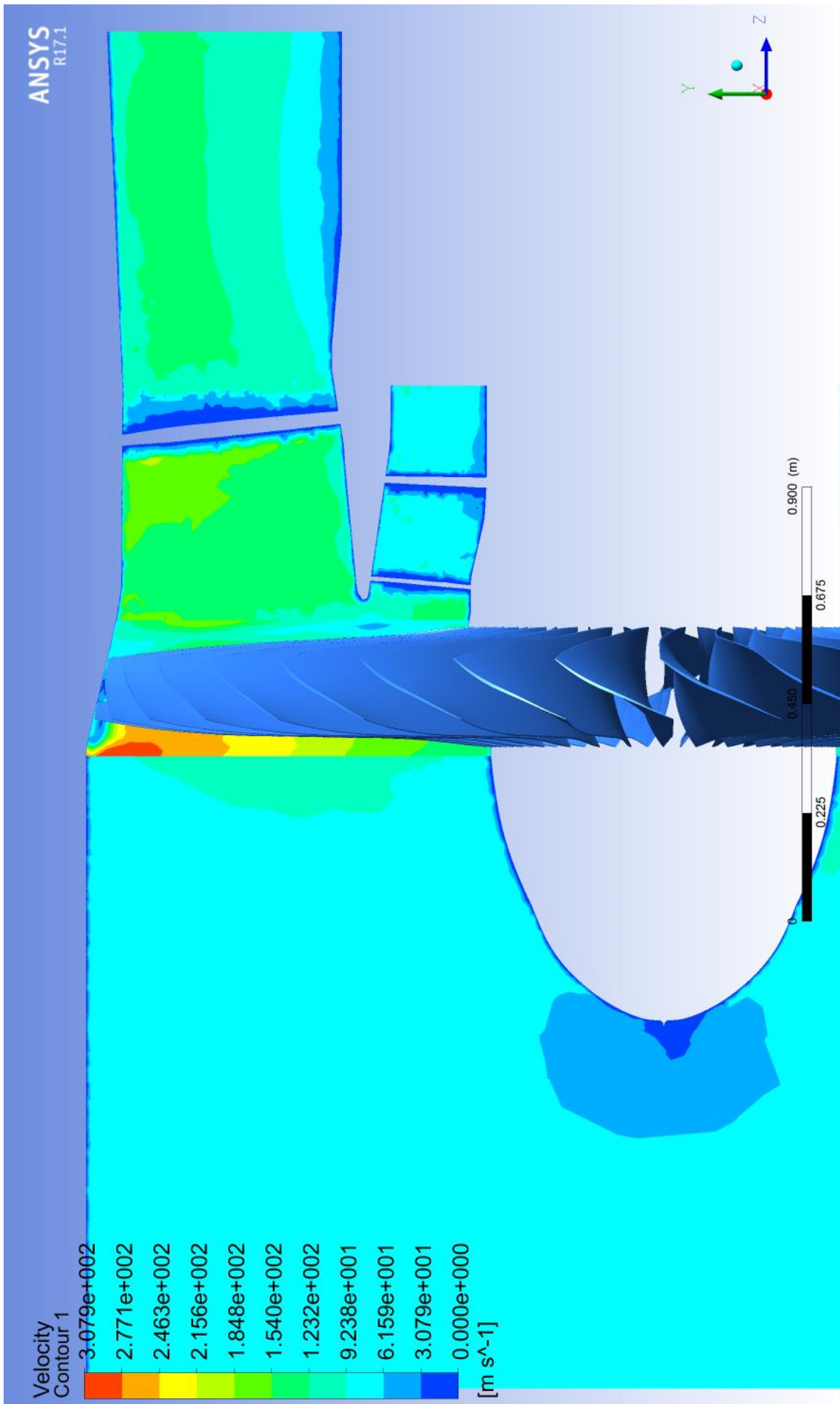


Рис.2.27. Поле швидкостей в каналі при стаціонарному розрахунку

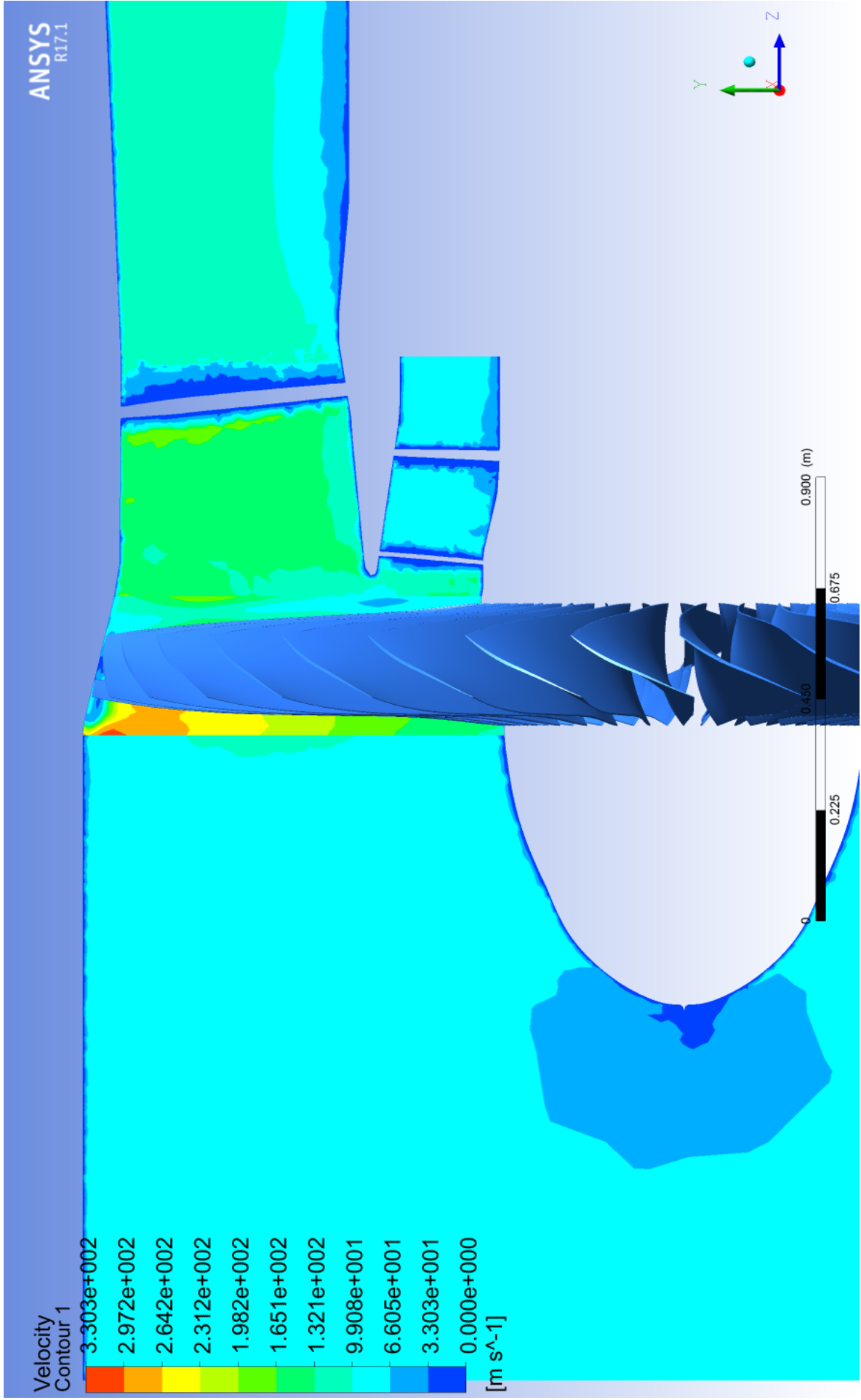


Рис. 2.28. Поле швидкостей в каналі при нестационарному розрахунку

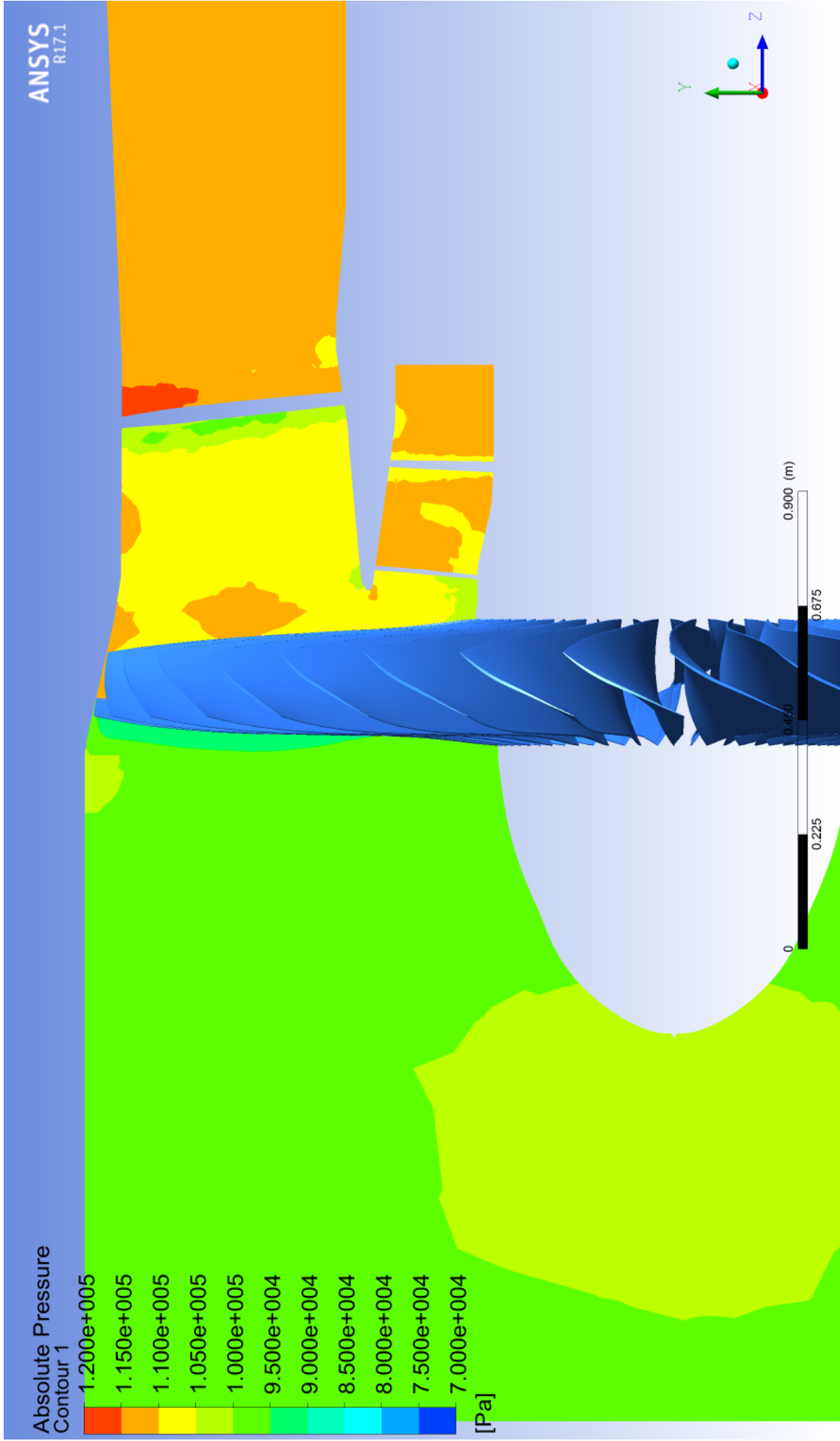


Рис. 2.29. Поле тиску в каналі при стаціонарному розрахунку

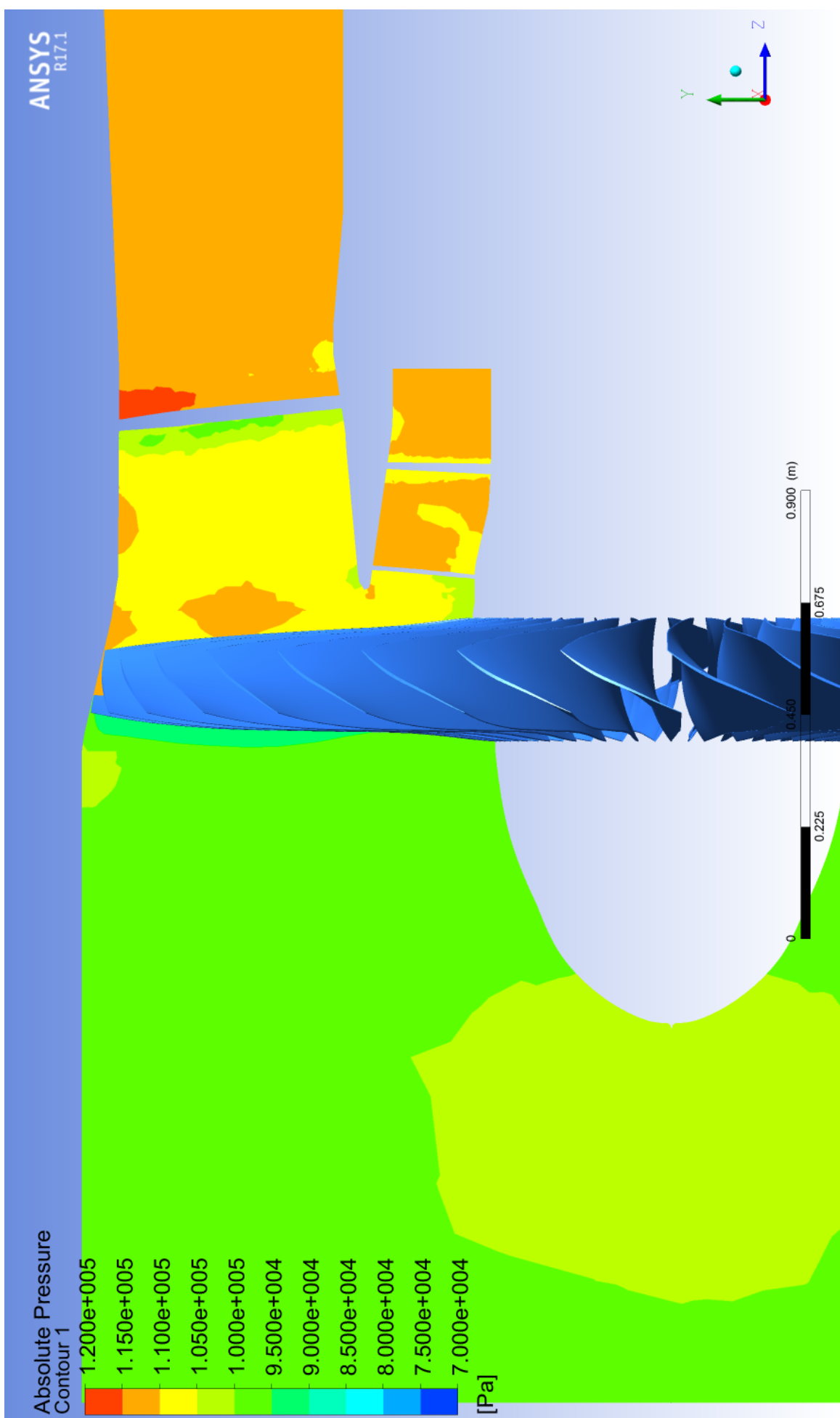


Рис. 2.30. Поле тиску в каналі при нестационарному розрахунку

Векторне зображення підтверджує наявність зворотних течій біля верхньої кромки лопатки вентилятора рис. 2.31.

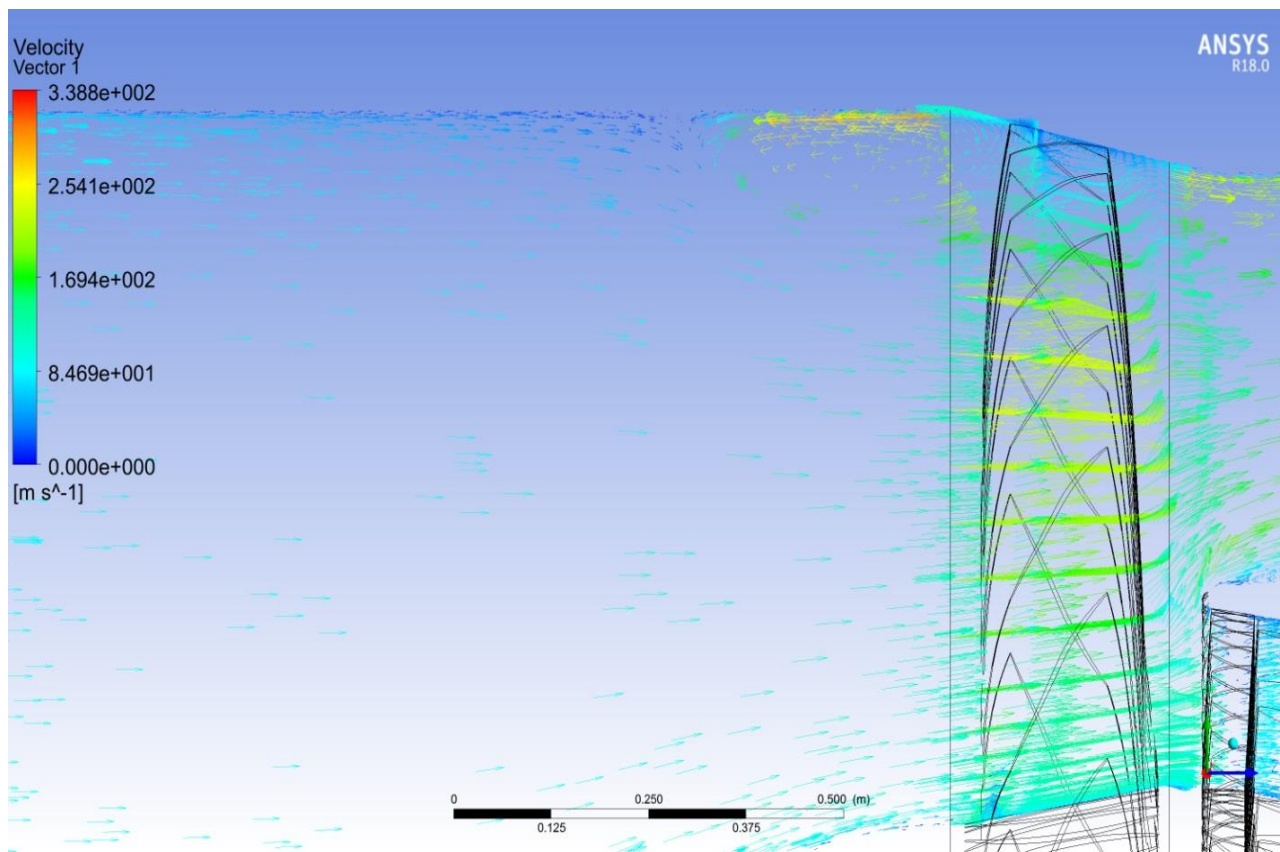


Рис. 2.31. Поле векторів швидкості в каналі

Визначення власної частоти вентилятора виконується за формулою:

$$f = \frac{n}{60} \cdot z = \frac{2202}{60} \cdot 33 = 1211,1 \text{ Гц},$$

де n – частота обертання ротора;

Z – кількість лопаток вентилятора.

Акустичні характеристики подібних досліджень виводяться на один графік для порівняння.

Порівняння залежності рівня акустичного тиску від частоти в точках 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.22.) для моделі та експерименту [46] наведено на рис. 2.32. – 2.39.

Відмінності в показаннях розрахункового рівня акустичного тиску від експериментального пов'язані з тим, що модель вентилятора враховує тільки шум ротора без інших джерел. В експерименті це неможливо повторити, оскільки кожне джерело працює в парі з іншими. Також використання сітки малих розмірів впливає

на характеристику, бо величина осередку є набагато більше довжини акустичної хвилі. Оскільки найбільший рівень шуму випромінюється при злеті та посадці літака (максимальна частота обертання), то необхідно дослідити і цей режим роботи (рис. 2.36. – 2.39.)

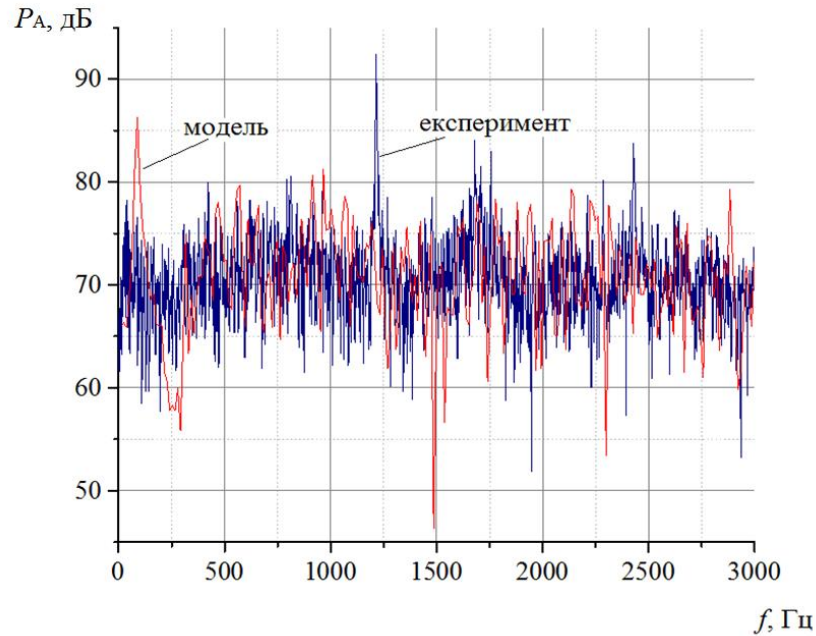


Рис. 2.32. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №1 на номінальному режимі

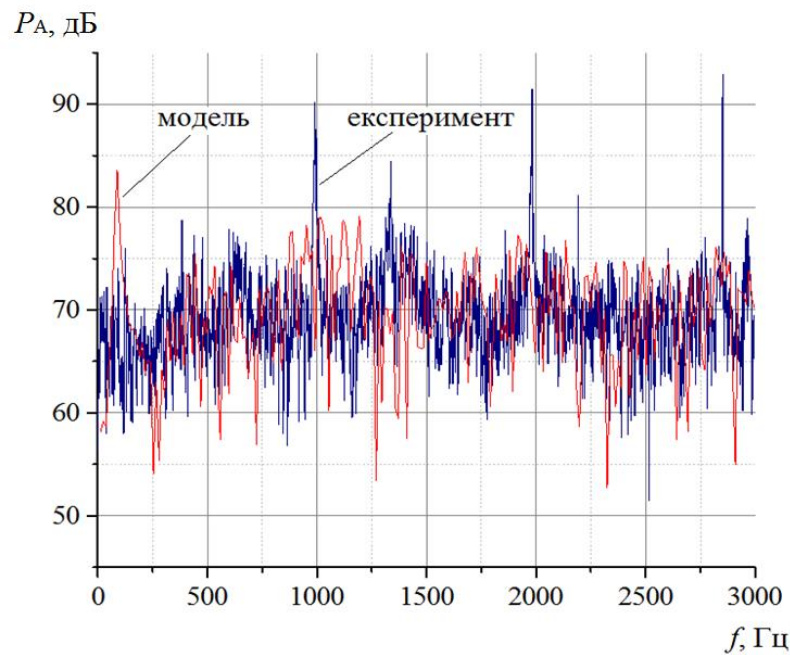


Рис. 2.33. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №2 на номінальному режимі

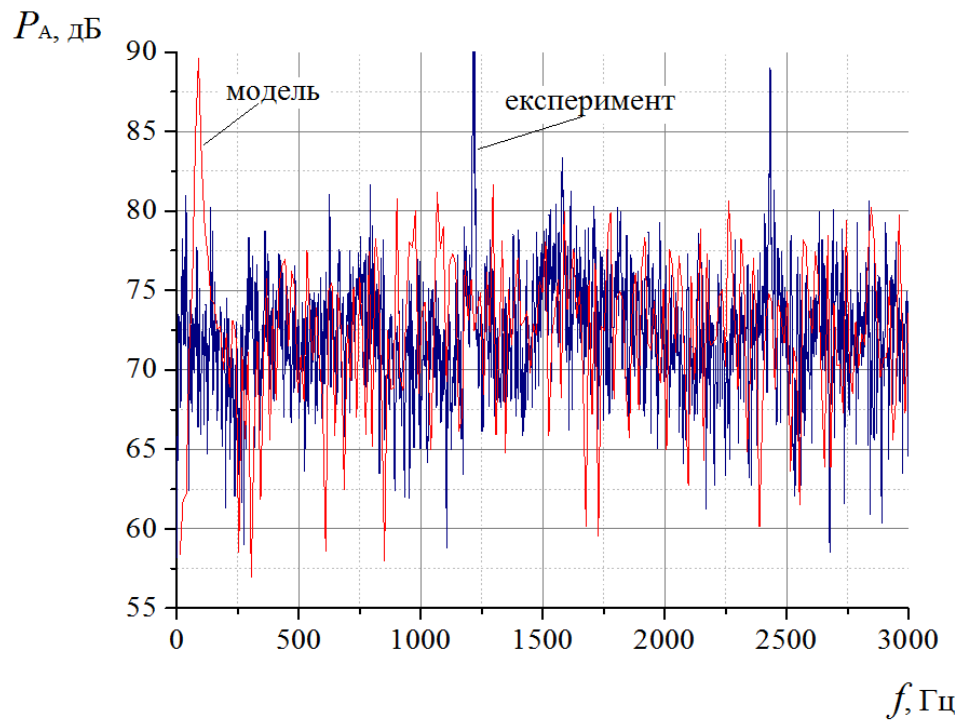


Рис. 2.34. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №3 на номінальному режимі

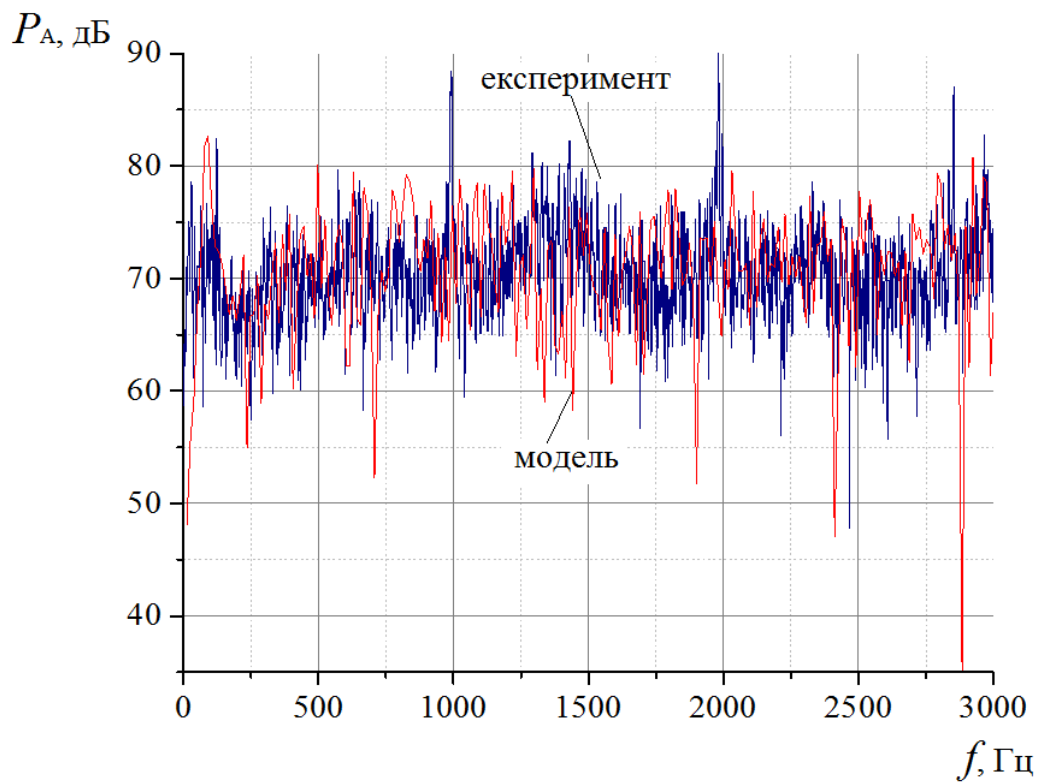


Рис. 2.35. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №4 на номінальному режимі

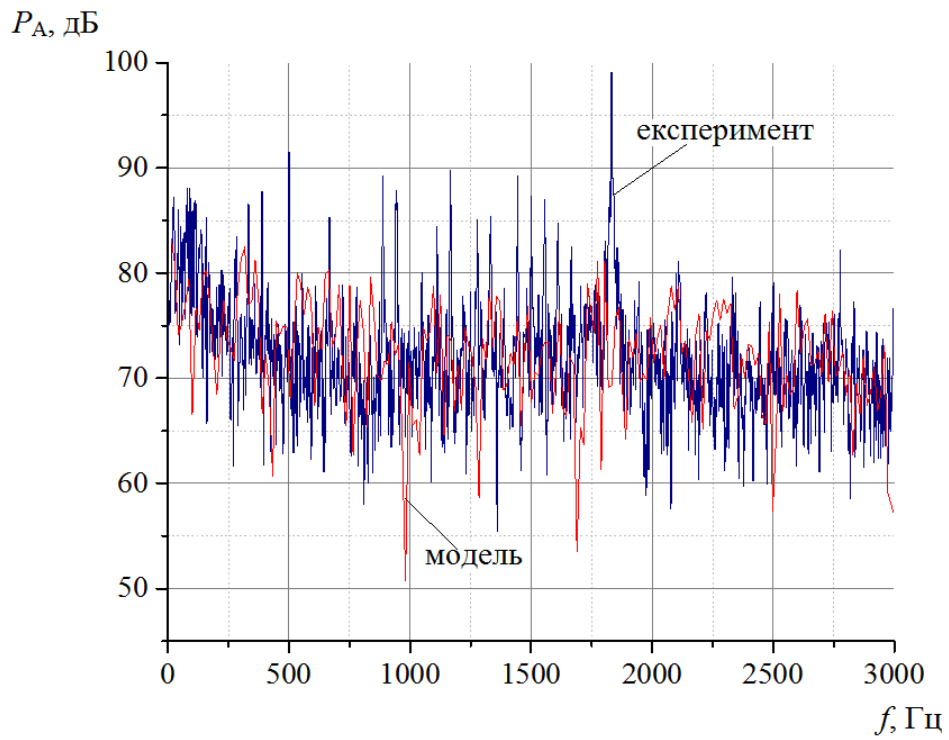


Рис. 2.36. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №1 на максимальному режимі

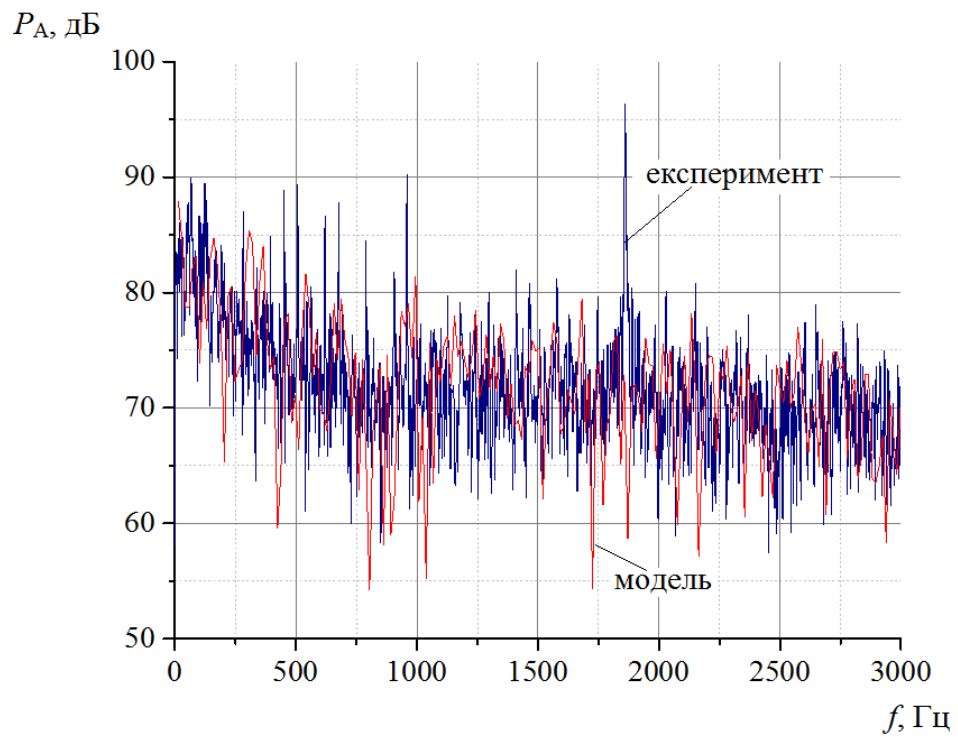


Рис. 2.37. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №2 на максимальному режимі

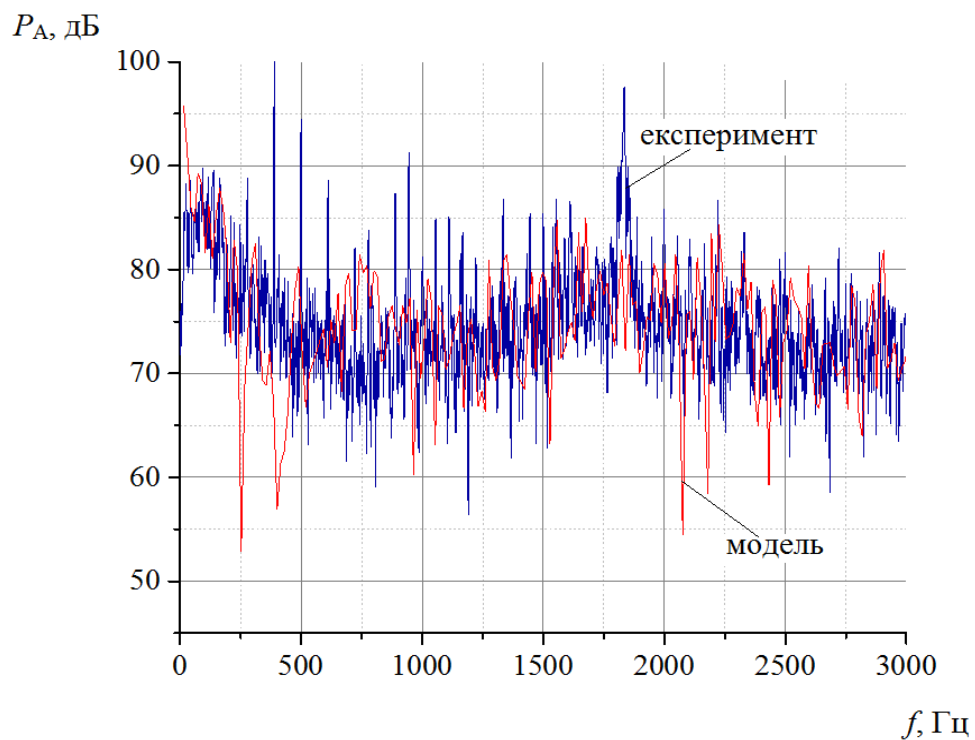


Рис. 2.38. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №3 на максимальному режимі

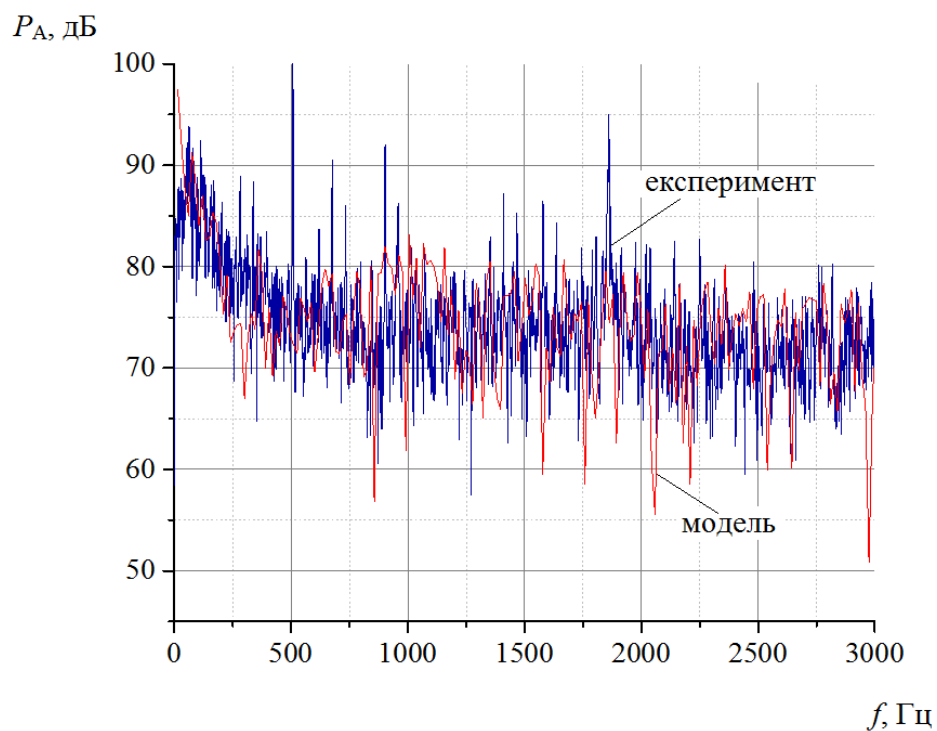


Рис. 2.39. Залежність рівня акустичного тиску від частоти в точці №4 на максимальному режимі

Висновки за розділом 2

Використання програмного комплексу ANSYS Fluent дозволяє виконувати газодинамічний розрахунок ступені вентилятора, а також визначати його акустичні характеристики за допомогою моделей, що пропонуються в програмному пакеті.

Використання акустичних моделей здійснено з врахуванням їхньої особливості та обрано метод дослідження.

Точність результатів моделювання забезпечується методикою підготовки вхідних даних, побудовою сітки, заданням граничних умов та врахуванням інших параметрів розрахункової зони. За результатами розрахунку обрано раціональну модель турбулентності SAS SST, що краще підходить для дослідження ступені вентилятора.

Перевірку адекватності отримуваних даних виконано шляхом порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними. Стаціонарний розрахунок дає розбіжність експериментальних і змодельованих результатів: 8,3%. Нестационарний розрахунок збільшує точність розрахунку і відхилення результатів моделювання від експериментальних складає 2,2%. Порівняння акустичних характеристик моделі та експерименту за допомогою середньо інтегрального значення дає похибку 3,2 %.

Розроблена методика дозволяє розраховувати параметри потоку та комплексні аероакустичні характеристики вентиляторів ТРДД.

РОЗДІЛ 3. СТВОРЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

3.1. Визначення проблемних зон на пері лопатки

Відривне обтікання лопаткового вінця призводить до утворення збуджень потоку і, як наслідок, – до шумового випромінювання, через що необхідно визначити ці локальні області та дослідити їх. Графічне зображення даних зон виконано за допомогою моделі BNSM, де на рис. 3.1. – 3.4. зображено максимальні акустичні збудження в потоці. Це виконується за рахунок визначення максимальних акустичних тисків на тілі лопатки та в потоці за допомогою функції *isosurface*. Виходячи з цього, виконується графічний аналіз зони утворення максимальних шумових збуджень та визначення перерізу лопатки на якому вони виникають.

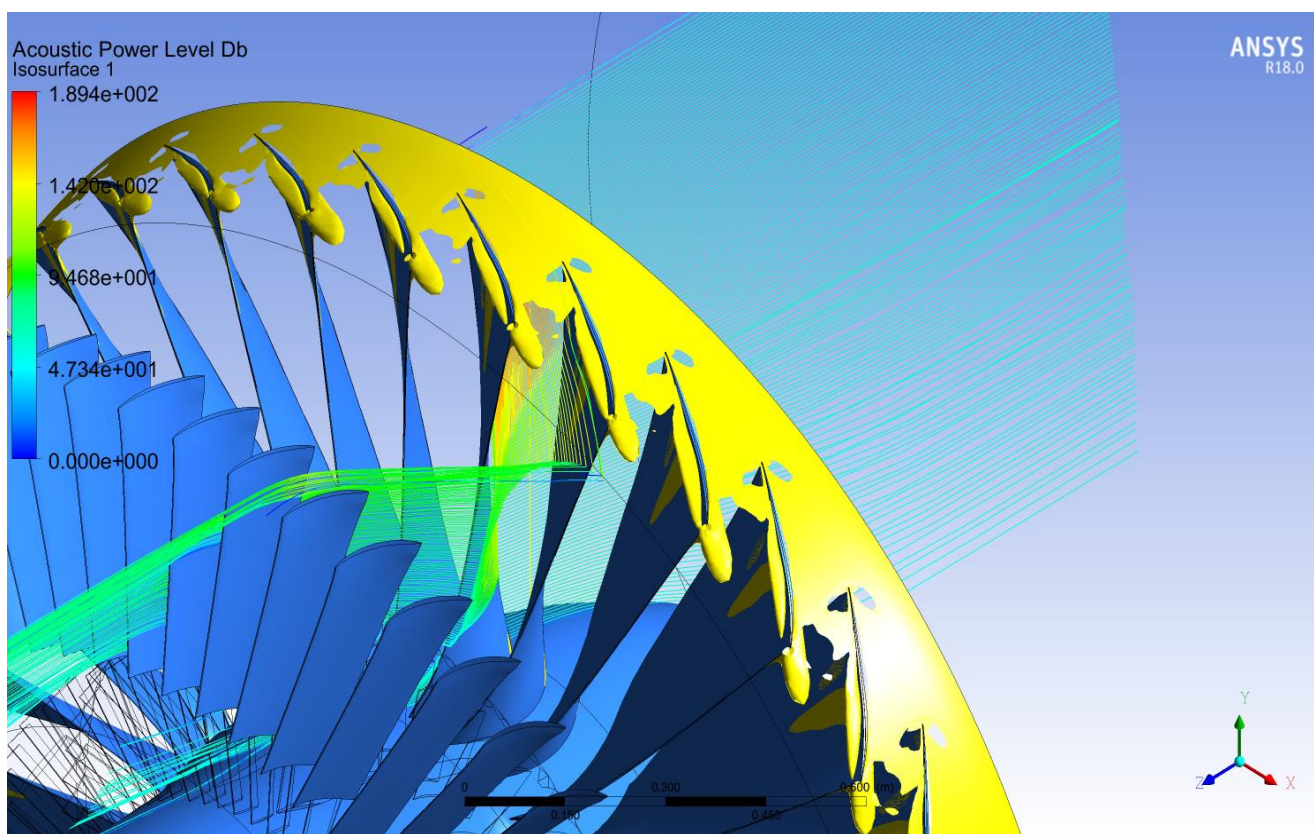


Рис. 3.1. Джерела акустичного тиску величиною 145 дБ

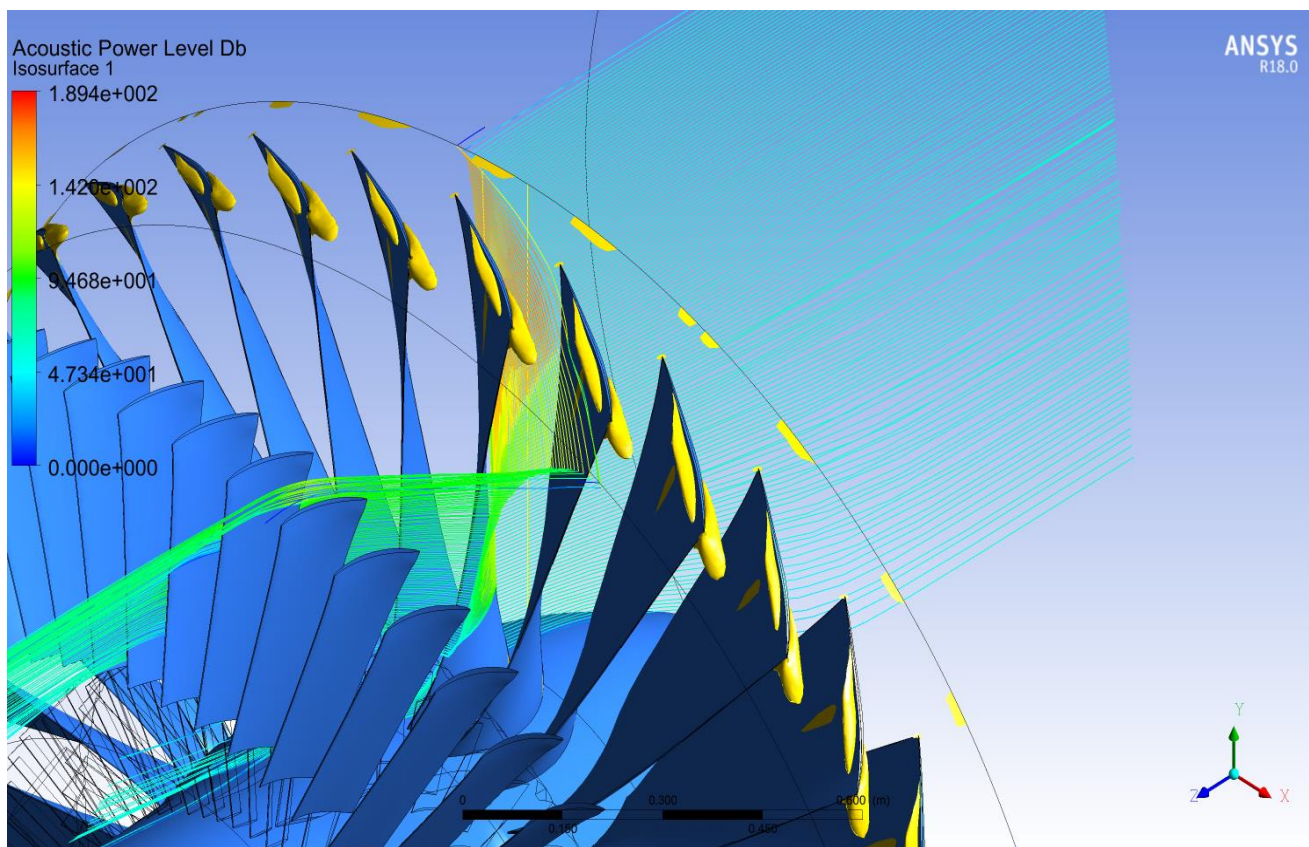


Рис. 3.2. Джерела акустичного тиску величиною 150 дБ

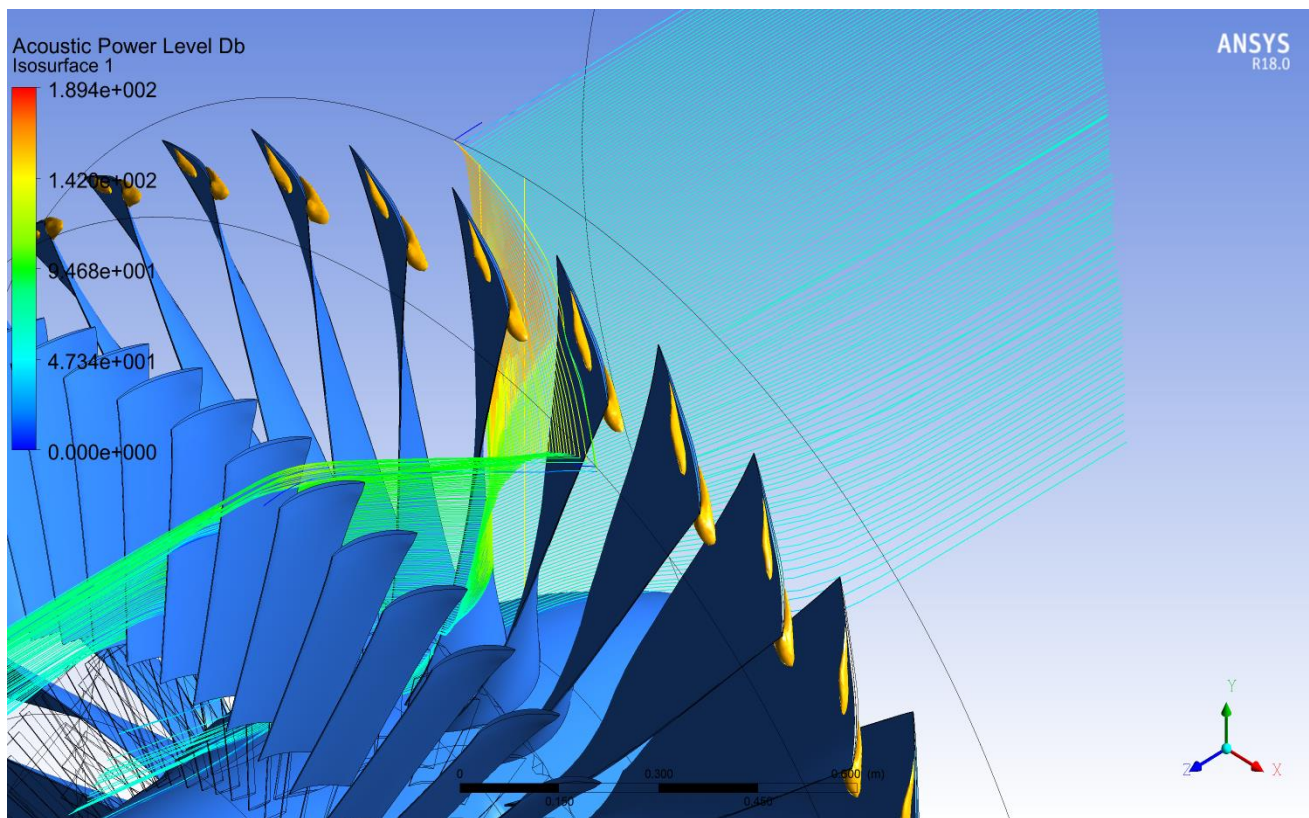


Рис. 3.3. Джерела акустичного тиску величиною 160 дБ

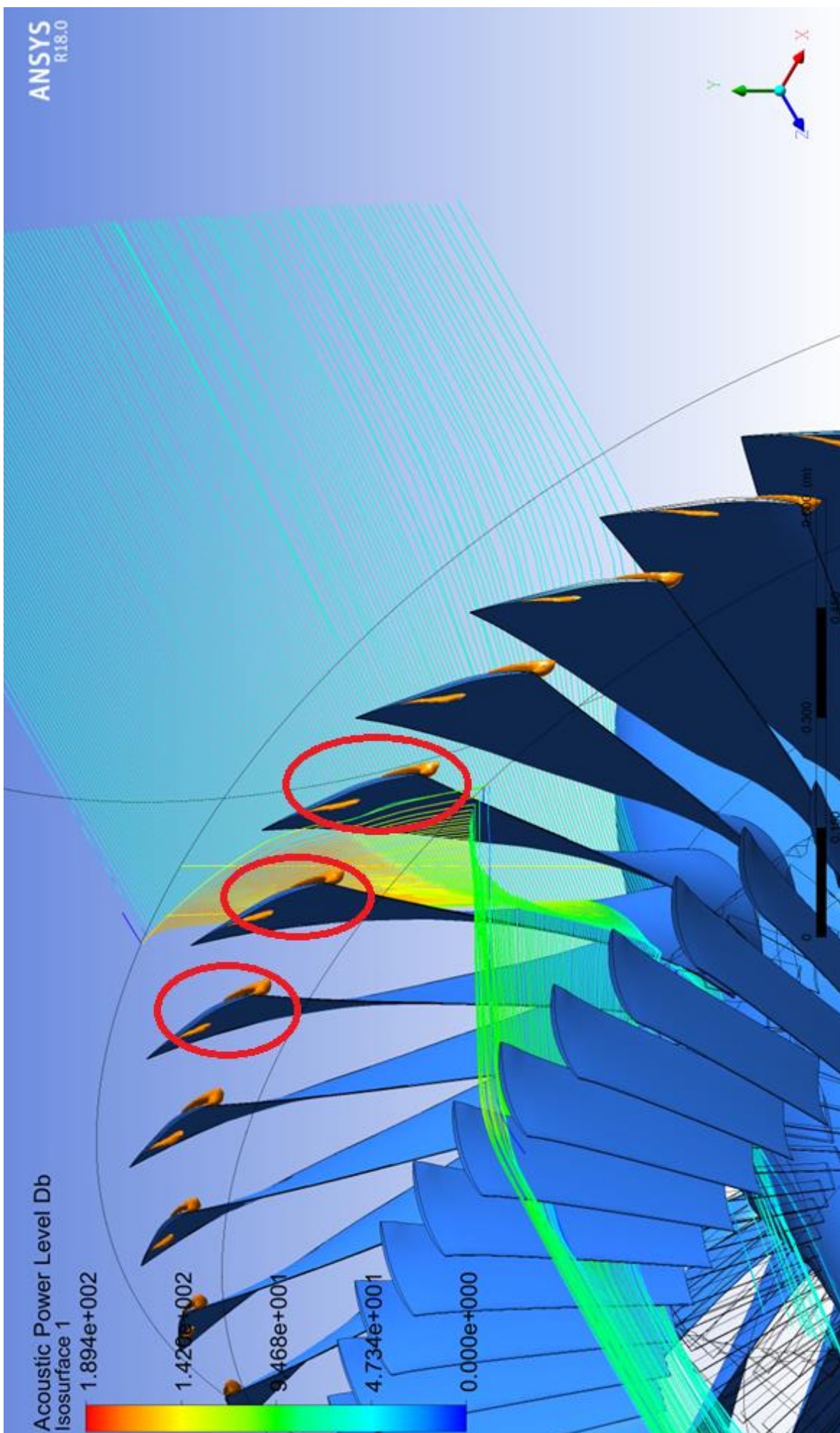


Рис. 3.4. Джерела акустичного тиску величиною 170 дБ

За результатами візуального аналізу можливо зробити висновок, що основні джерела шумового випромінювання утворюються на периферійному радіусі (рис. 3.4.).

Джерела шумового випромінювання пов'язані з відривним обтіканням профілю та перетіканням потоку в зазорі, через що утворюються нерівномірності потоку у вигляді вихрових областей, які частково захаращують міжлопатковий канал.

Характеристика лопаткового вінця, режим роботи та характер течії впливають на розмір вихрових областей. Зменшення цих вихрових областей можливе за рахунок профілювання лопатки на визначеному режимі.

Порівняння акустичних характеристик вентилятора ТРДД пропонується оцінювати коефіцієнтом шумоутворення – ξ , що показує, яка частка проточної частини вентилятора захаращується вихровими зонами, що є джерелом шумоутворення і визначається за формулою:

$$\xi = \frac{V_3}{V_{\text{вент}}} \quad (3.1)$$

де V_3 – об'єм вихрової зони;

$V_{\text{вент}}$ – об'єм проточної частини.

Результати розрахунку коефіцієнта шумоутворення наведені в таблиці 3.1., при частоті обертання 3344 об/хв., а таблиці 3.2. – 2202 об/хв.

Таблиця 3.1.

Результати розрахунку коефіцієнта шумоутворення при $n=3344$ об/хв

Рівень акустичного тиску, дБ	Об'єм вихрової зони, м ³	Об'єм проточної частини, м ³	Коефіцієнт шумоутворення, ξ
170	0	0,9933	0
165	8,06E-08	0,9933	8,11E-08
160	2,70E-06	0,9933	2,72E-06
155	2,35E-05	0,9933	2,37E-05

Продовження таблиці 3.1.

Рівень акустичного тиску, дБ	Об'єм вихрової зони, м ³	Об'єм проточної частини, м ³	Коефіцієнт шумоутворення, ξ
150	7,82E-05	0,9933	7,88E-05
145	0,0003	0,9933	0,0003
140	0,0010	0,9933	0,0010
135	0,0027	0,9933	0,0027
130	0,0062	0,9933	0,0063
125	0,0117	0,9933	0,0118
120	0,0198	0,9933	0,0200
115	0,0287	0,9933	0,0289
110	0,0378	0,9933	0,0380
105	0,0480	0,9933	0,0483
100	0,0630	0,9933	0,0634
95	0,0949	0,9933	0,0956
90	0,1562	0,9933	0,1572
85	0,2600	0,9933	0,2618
80	0,4269	0,9933	0,4298

Об'єм джерела шуму залежить від частоти обертання ротора, тому для порівняння в другій таблиці наведено залежність для двигуна з номінальною частотою обертання (таблиця 3.2), 2202 об/хв. Отримані дані аналогічно занесені до таблиці, що дозволяє порівнювати обидві залежності. Як видно з таблиці 3.1, при зменшенні частоти обертання зони утворення джерел акустичного збурення зменшуються.

Результати розрахунку коефіцієнта шумоутворення при $n=2202$ об/хв

Рівень акустичного тиску, дБ	Об'єм вихрової зони, м ³	Об'єм проточної частини, м ³	Коефіцієнт шумоутворення, ξ
170	0	0,9933	0
165	0	0,9933	0
160	4,60E-07	0,9933	4,628E-07
155	7,69E-06	0,9933	7,743E-06
150	0,0002	0,9933	0,0002
145	0,0012	0,9933	0,0012
140	0,0032	0,9933	0,0032
135	0,0066	0,9933	0,0067
130	0,0132	0,9933	0,0133
125	0,0242	0,9933	0,0244
120	0,0435	0,9933	0,0438
115	0,0677	0,9933	0,0681
110	0,0925	0,9933	0,0931
105	0,1204	0,9933	0,1212
100	0,1558	0,9933	0,1568
95	0,1943	0,9933	0,1956
90	0,2455	0,9933	0,2471
85	0,3427	0,9933	0,3450
80	0,4853	0,9933	0,4886

Як видно з таблиць 3.1 и 3.2, з пониженням частоти обертання вентилятора, зони утворення вихрового захарашчення зменшуються, що зумовлено зниженням турбулентного вихроутворення на лопатках робочого колеса вентилятора [12].

На рис. 3.5. зображено залежність коефіцієнту шумоутворення від рівня акустичного тиску при максимальному (3344 об/хв) та номінальному (2202 об/хв) режимі роботи.

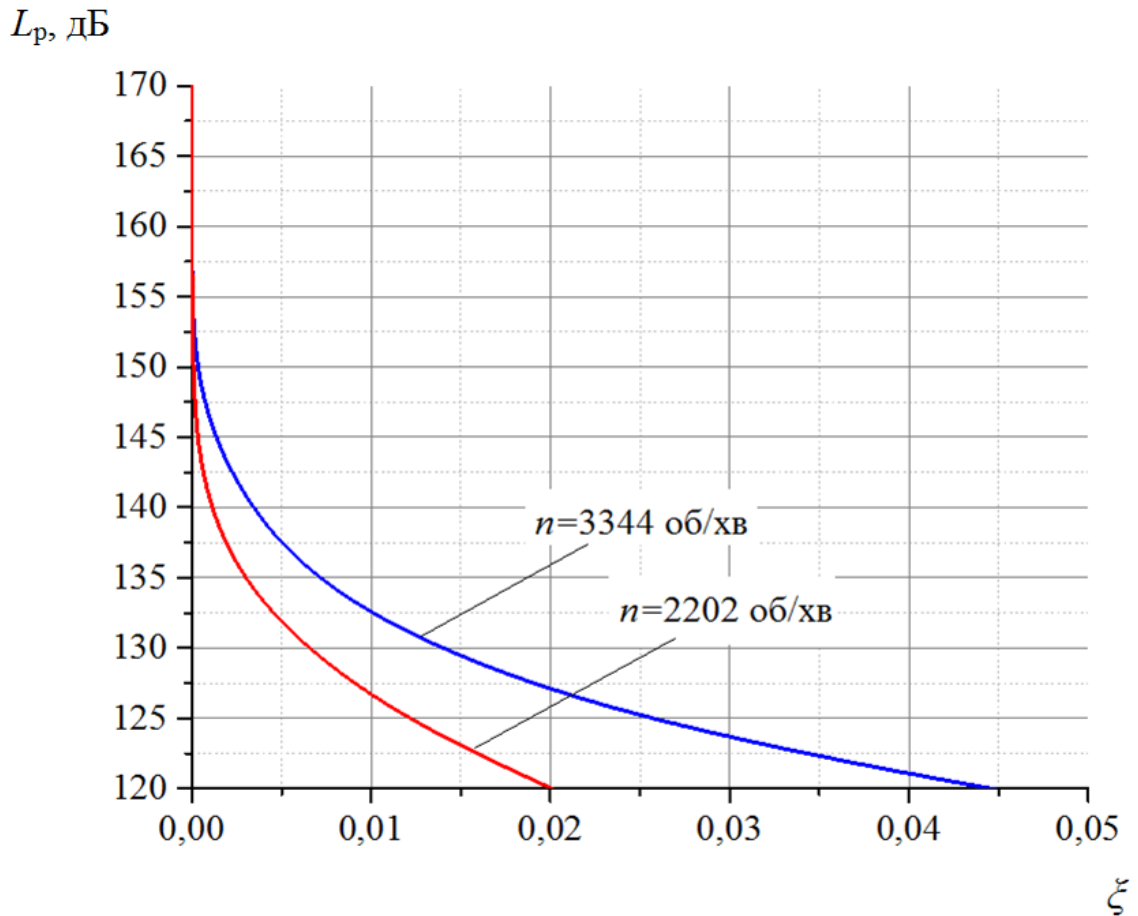


Рис. 3.5. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення при максимальному та номінальному режимі роботи

Аналіз залежності (рис. 3.5.) показує, що коефіцієнт шумоутворення змінюється при зміні частоти обертання ротора, що зумовлено зміною інтенсивності турбулентного відривного обтікання.

3.2. Методика модифікування лопатки вентилятора

Вихідними даними для модифікування лопатки є швидкість на вході в ротор за висотою лопатки при визначеній частоті обертання. Характер впливу нахилу лопатки на акустичні характеристики визначається за допомогою аналізу течії на вході до вентилятора відносно висоти лопатки. Такий аналіз виконується за допомогою програмного комплексу ANSYS (рис. 3.6.).

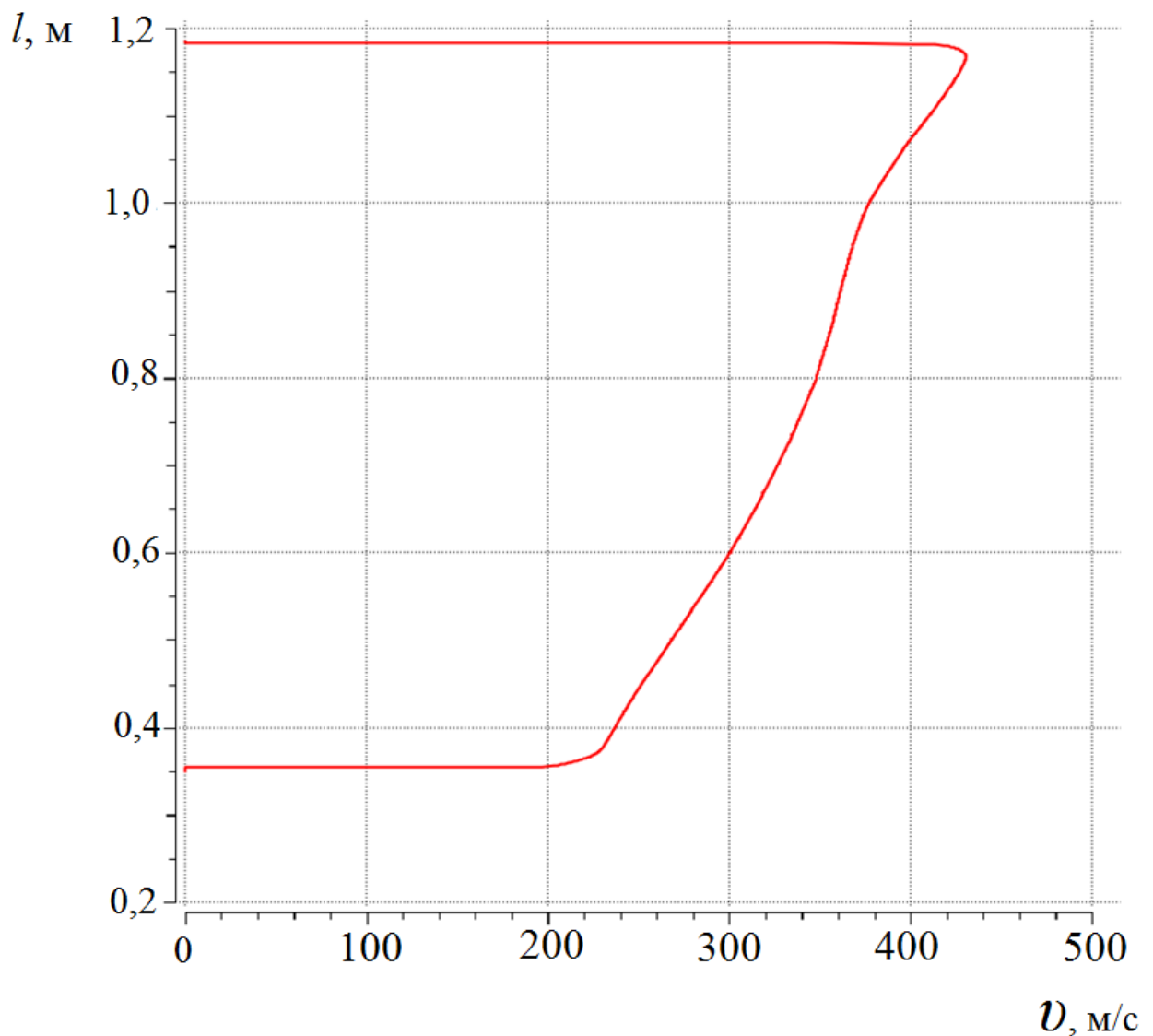


Рис. 3.6. Розподіл швидкості на вході в ротор за висотою лопатки

З використанням залежності зміни швидкості натікання потоку на лопатку за її висотою здійснюється нахил лопатки в бік вхідного каналу.

Найбільша швидкість в каналі на периферійному радіусі, тому переріз зміщується і деформується перо лопатки.

Модифікування лопатки виконується в програмному середовищі Solid Works.

Модифікування пера виконується в залежності від швидкості на вході до лопатки і вигинається на 10, 5 та 2.5 градуси відносно центральної осі (рис. 3.7.).

Вигин лінії апроксимується квадратичною функцією за трьома точками.

Перша точка визначається за лінією перетину крайнього перерізу лопатки з лінією, що відхилена від головної осі на кут α .

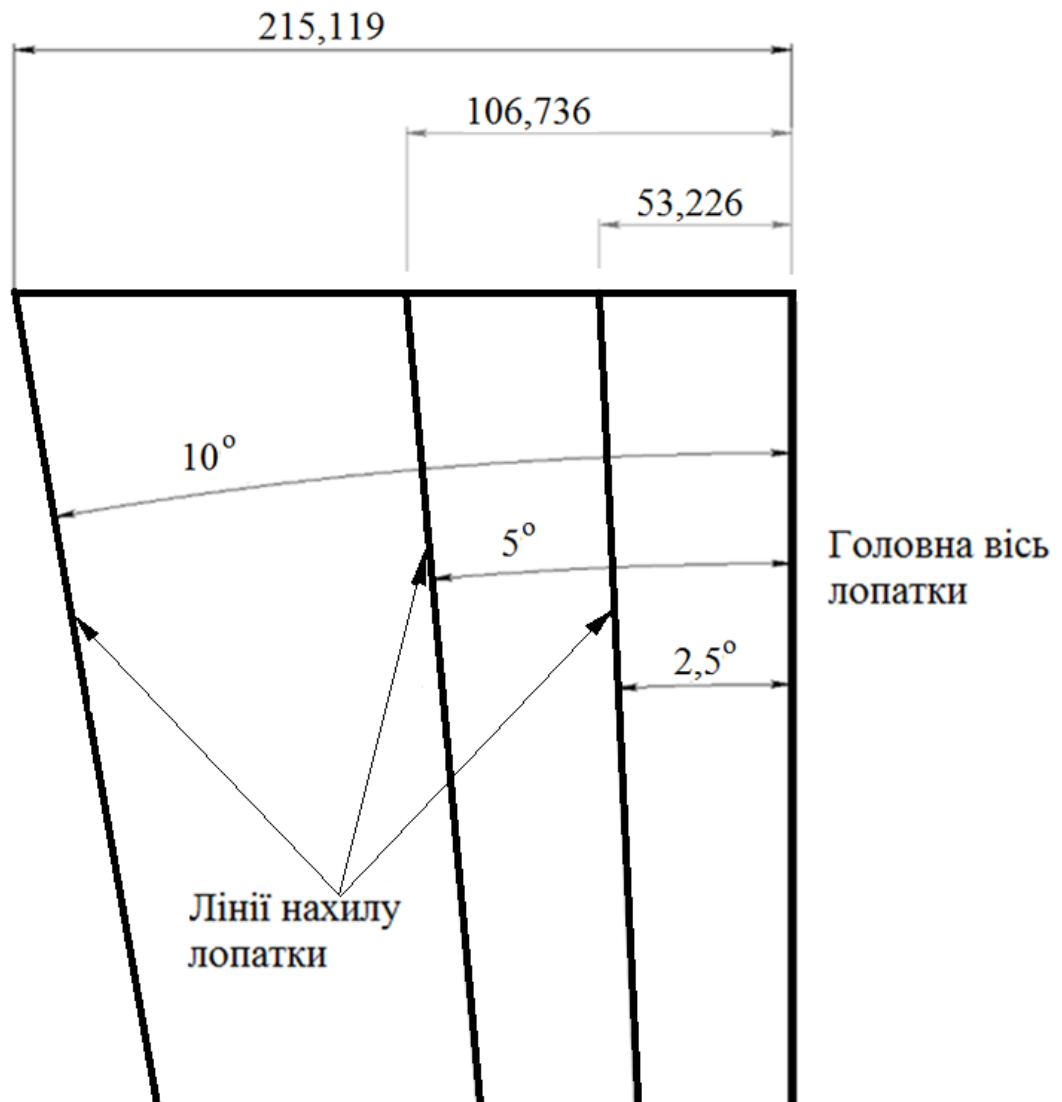


Рис. 3.7. Визначення координат периферійного перерізу

Друга точка знаходиться на $2/3$ висоти лопатки і розташовується таким чином, щоб головна частина лопатки залишалася незмінною, в той час як периферійний переріз налаштовується на зменшення збурення потоку шляхом його нахилу рис. 3.8.

Розрахунок залежності зміни вигину пера лопатки за її висотою виконується за допомогою визначення коефіцієнтів апроксимації квадратичною функцією, що описує проміжок нахилу пера лопатки.

Визначення коефіцієнтів (A_1 , A_2 , A_3) апроксимації функції виконується за допомогою рішення системи рівнянь з трьома невідомими з використанням координат трьох точок на лінії, що апроксимується:

$$\begin{cases} Y_1 = A_1 + A_2 X_1 + A_3 X_1^2; \\ Y_2 = A_1 + A_2 X_2 + A_3 X_2^2; \\ Y_3 = A_1 + A_2 X_3 + A_3 X_3^2. \end{cases} \quad (3.2)$$

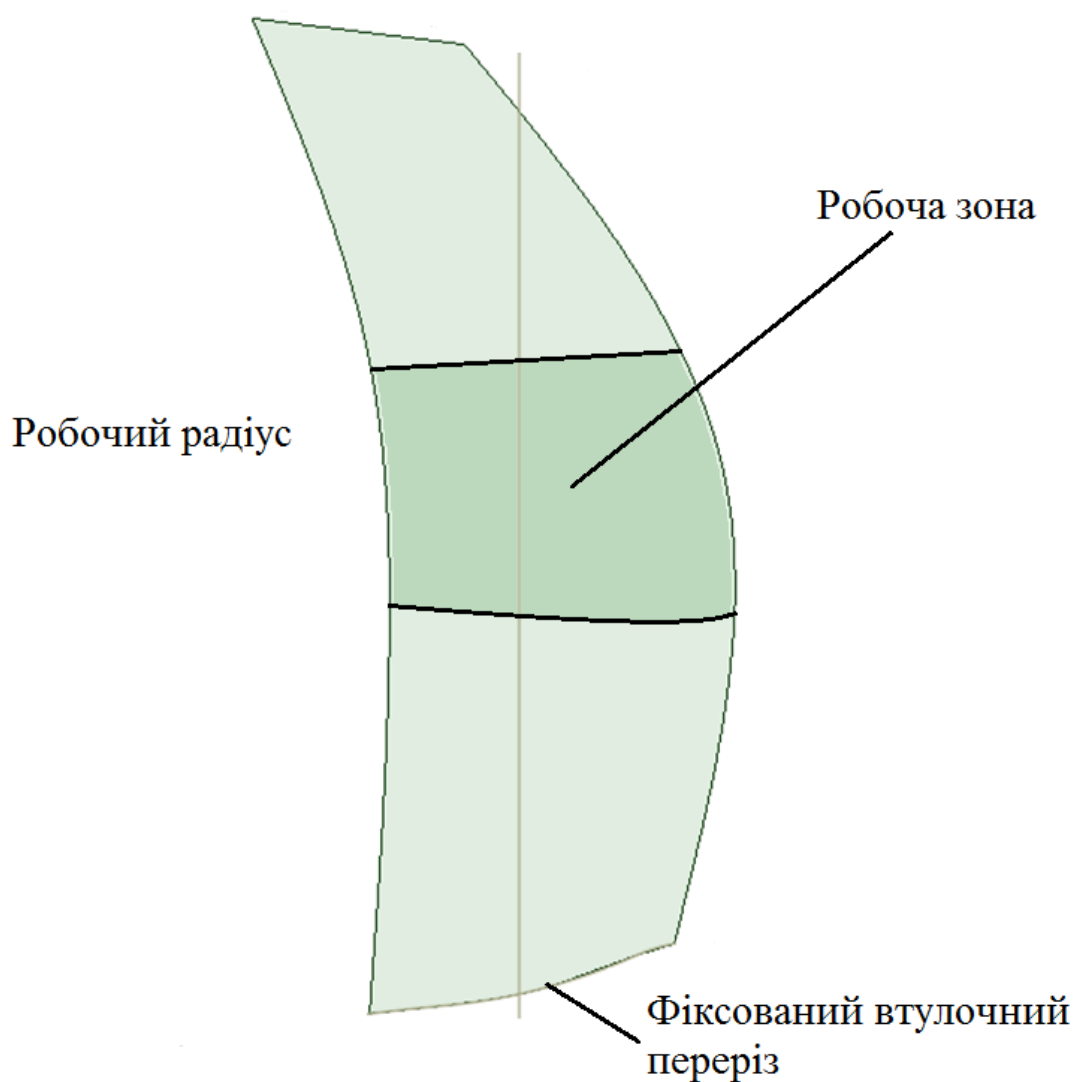


Рис. 3.8. Схема модифікації лопатки

Залежність зміни координат осі лопатки за висотою при різних кутах нахилу має вигляд:

$$y_{10^\circ} = -0,0076x^2 + 3,9758x + 720;$$

$$y_{7,5^\circ} = -0,0235x^2 + 6,8816x + 720;$$

$$y_{5^\circ} = -0,0424x^2 + 9,2115x + 720;$$

$$y_{2,5^\circ} = -0,2324x^2 + 22,0436x + 720.$$

В результаті отримано лопаткові вінці, що зображені на рис. 3.9.

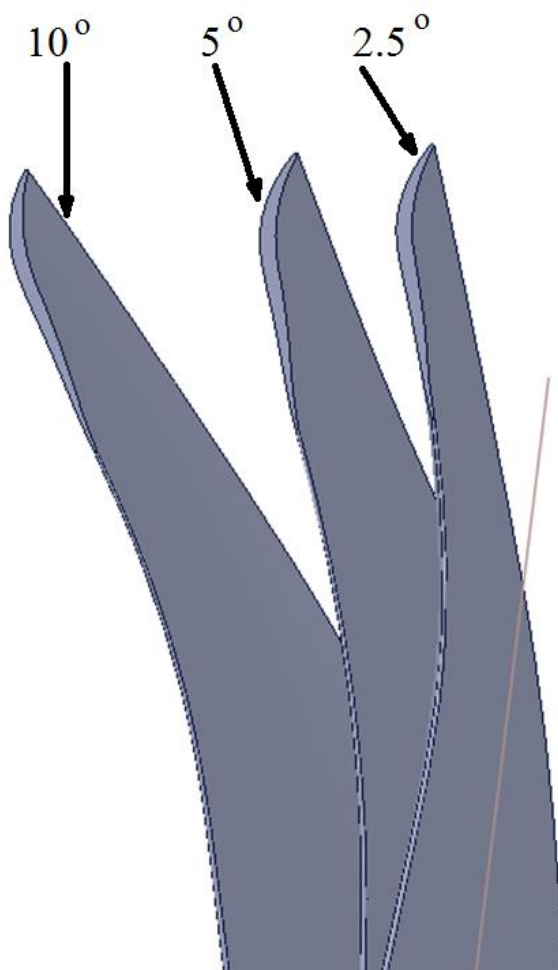


Рис. 3.9. Схема модифікації лопатки вентилятора

Визначення впливу зміщення профілю виконується в обидві сторони, тому необхідне додаткове модифікування з нахилом лопаткового вінця на -10, -5 та -2,5

градусів відповідно. Це необхідно для дослідження впливу напрямку вигину пера лопатки на утворення джерел акустичних випромінювань.

Наступним етапом модифікування лопаток є поворот проблемних перерізів. Як було визначено вище, проблемним перерізом є профіль лопатки біля периферійного зрізу (рис. 3.4.) тому профілювання виконується саме для нього. Головним фактором зміни профілю є його поворот відносно центральної осі лопатки. Він виконується в обидві сторони на 5 градусів, а для забезпечення вигину пера лопатки всі перерізи переносяться на передню кромку (рис. 3.10). Профіль лопатки не змінюється і лише повертається відносно центрального кута (рис. 3.11.).

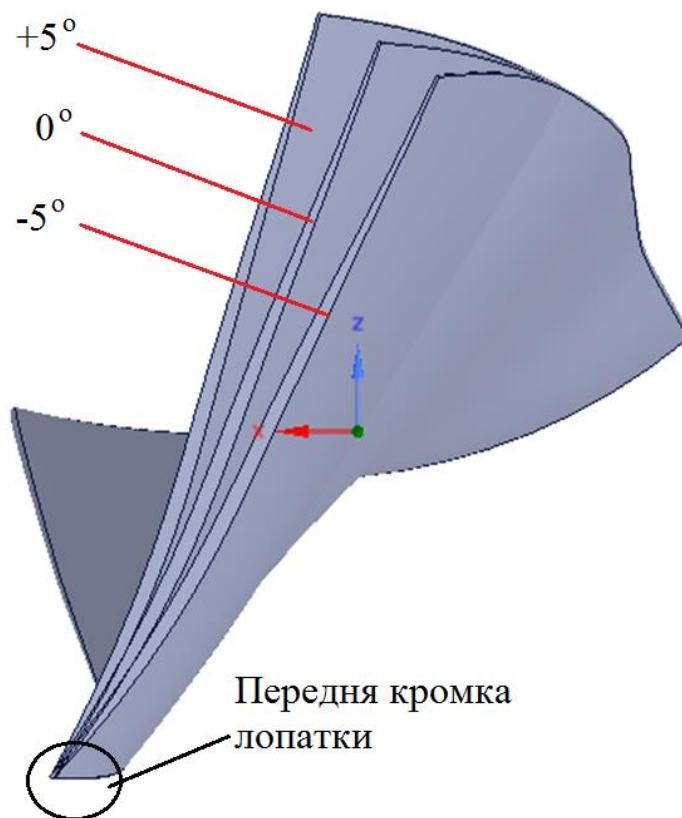


Рис. 3.10. Перо лопатки при різних кутах повороту периферійного перерізу

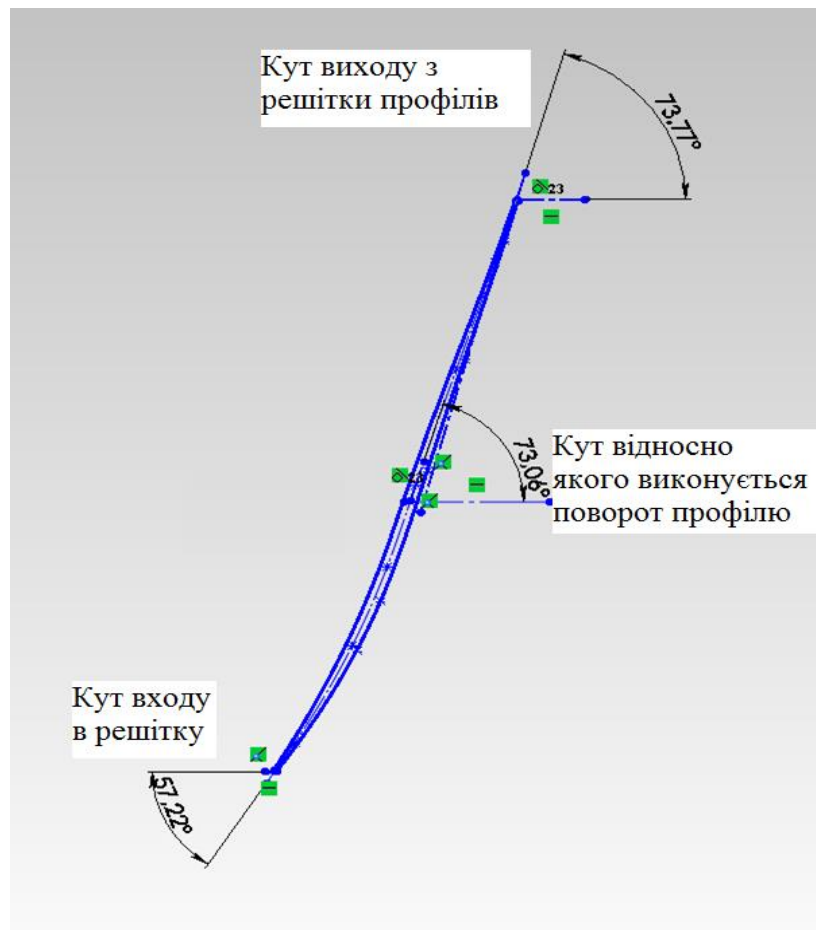


Рис. 3.11. Поворот профілю периферійного перерізу

3.3. Аналіз результатів

Дані, отримані з розрахунку для різних лопаток при номінальній та максимальній частоті обертання, виведено на рис. 3.12. – 3.19., де зображені лопатки вентилятора з нахилом 2,5; 5; –2,5.

При нахилу лопатки в бік вхідного перерізу, функція, що відповідає за коефіцієнт шумоутворення, набуває крутішого вигляду. Це викликано зменшенням об'єму максимальних акустичних збуджень, однак об'єм середніх значень тисків значно більший.

Поворот профілю в один або інший бік зменшує дане значення за рахунок усунення відривних обтікань статорних та роторних лопаток.

Модифіковані лопатки зменшують середні значення коефіцієнту шумоутворення, порівняно зі стандартною геометрією, однак при нахилі лопатки в бік до вхідного перерізу, сформовані з даних функції відрізняються від попередніх.

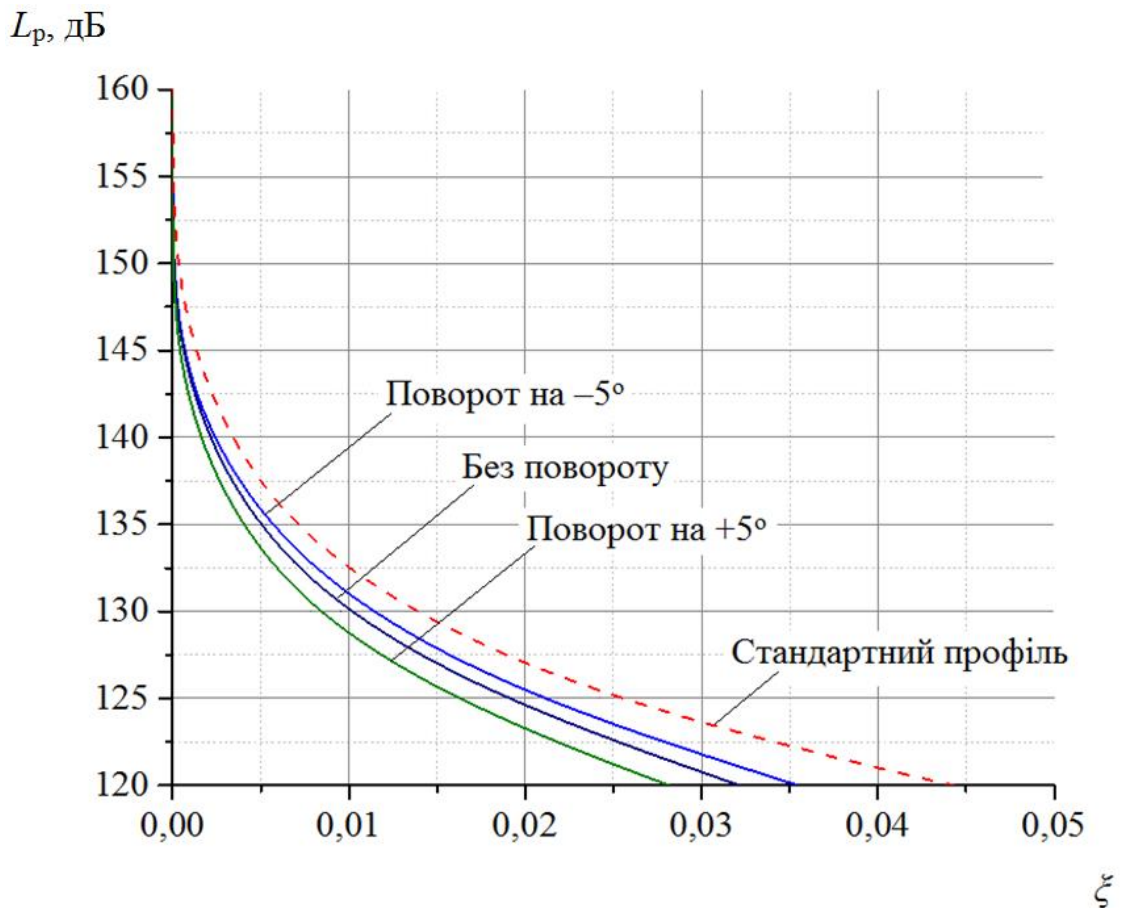


Рис. 3.12. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки нахиленої на -5° при частоті обертання 2202 об/хв

На рис. 3.12. помітно, що оптимальний показник коефіцієнту шумоутворення для лопатки, нахилена на 5 градусів в напрямку до вихідного перерізу з частотою обертання 2202 об/хв, має лопатка, в якій периферійний переріз повернуто на $+5$ градусів. Це пов'язано зі зменшенням відривного обтікання профілю периферійного перерізу, що підтверджується зменшенням кута повороту периферійного перерізу і як наслідок погіршення коефіцієнту шумоутворення.

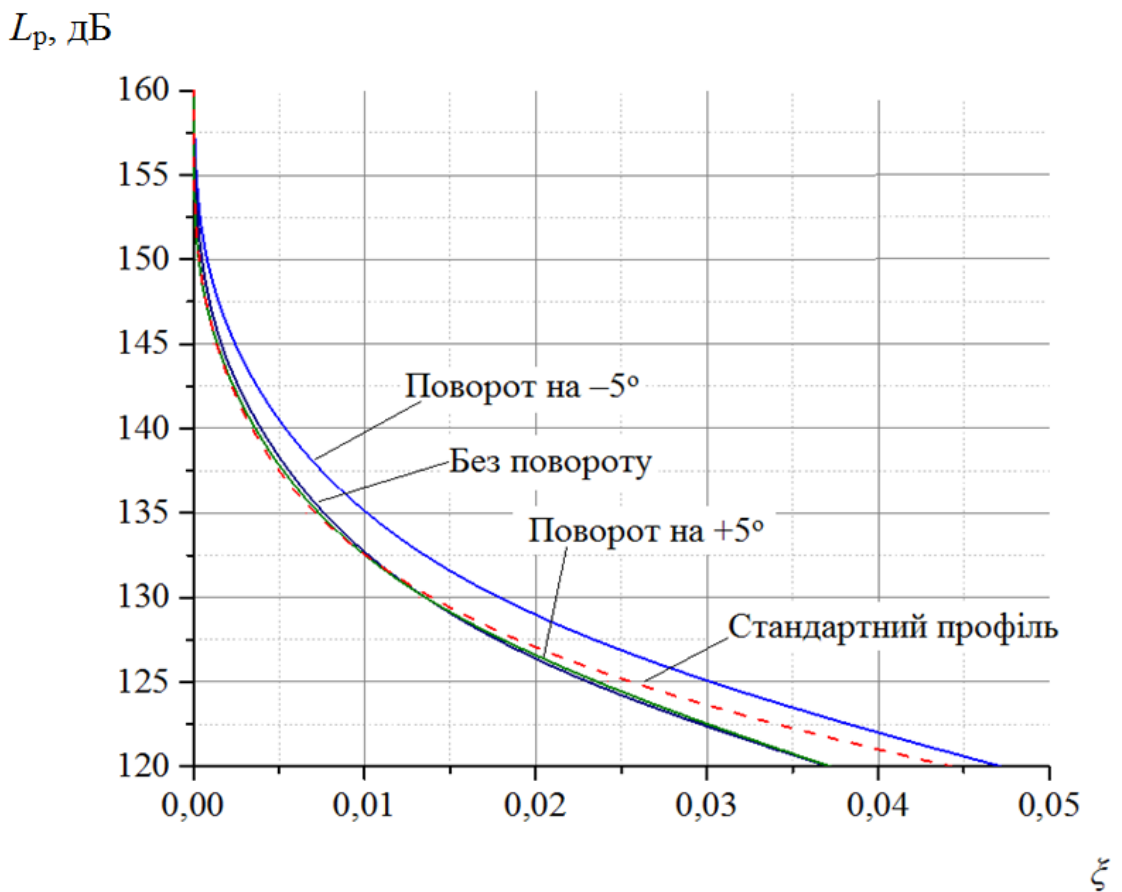


Рис. 3.13. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки, нахиленої на $-2,5^\circ$ при частоті обертання 2202 об/хв

На рис. 3.13. оптимальний показник коефіцієнту шумоутворення буде для лопаткового вінця, нахиленого на $2,5$ градусів в напрямку до вихідного перерізу та з поворотом периферійного перерізу на $+5$ градусів. Причиною є зменшення відривного обтікання профілю периферійного перерізу для даної модифікації лопатки, що підтверджується погіршенням коефіцієнту шумоутворення при зменшенні кута повороту профілю.

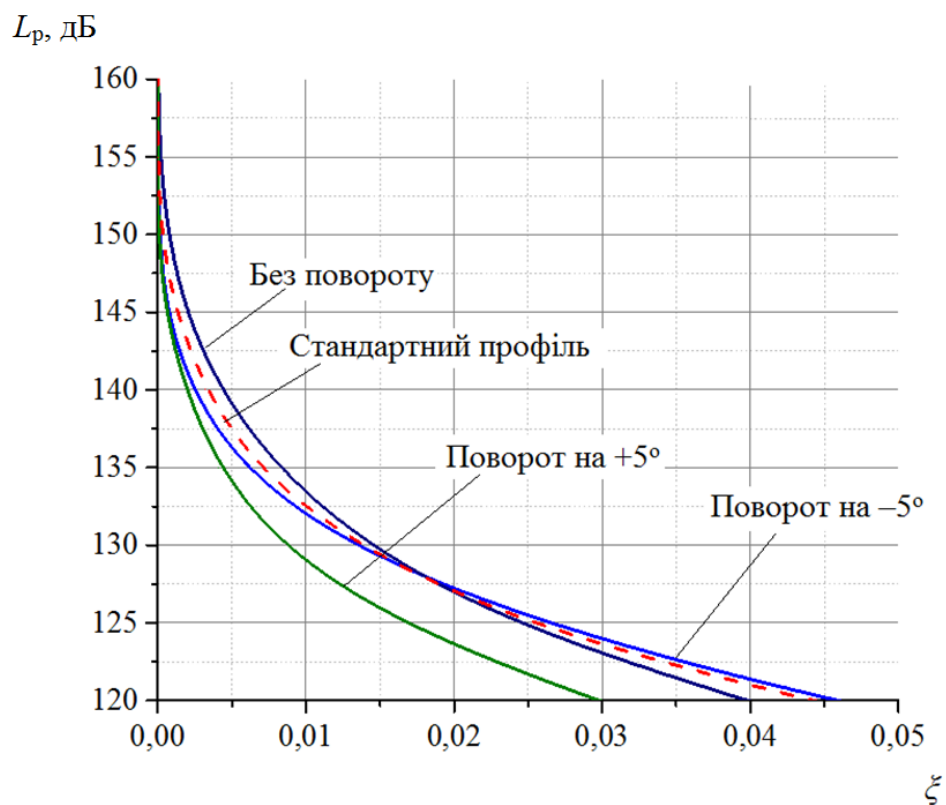


Рис. 3.14. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки, нахиленої на $2,5^\circ$ при частоті обертання 2202 об/хв

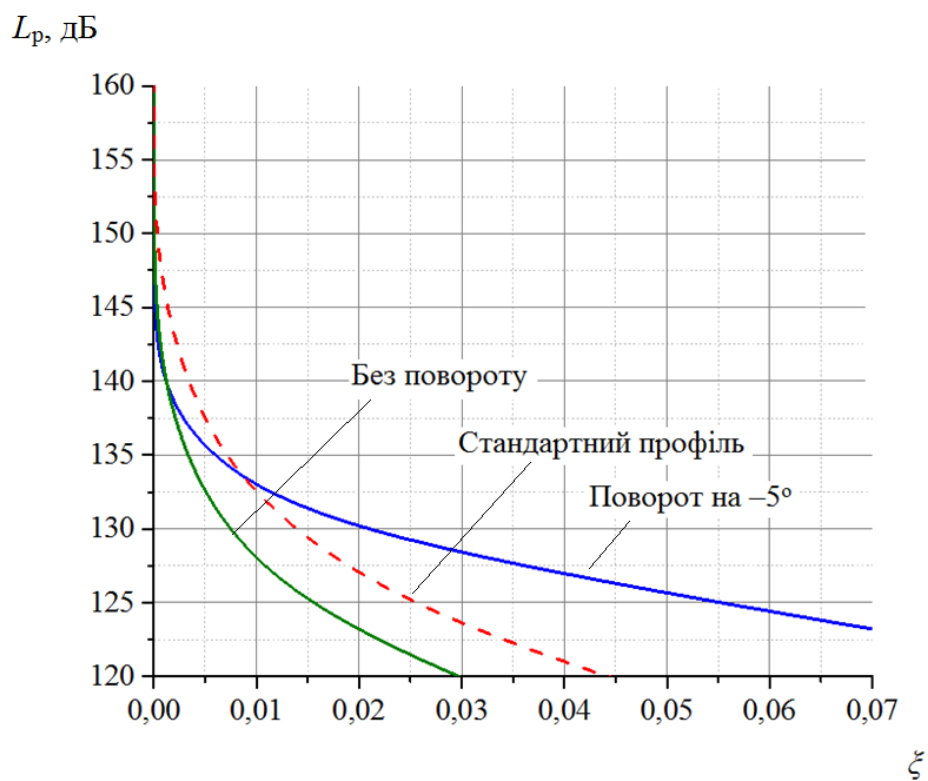


Рис. 3.15. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки, нахиленої на 5° при частоті обертання 2202 об/хв

При нахилі лопатки на 2,5 градуси (рис. 3.14.) в напрямку вхідного перерізу кращі показники коефіцієнту шумоутворення має модифікована лопатка, периферійний переріз якої повернуто на +5 градусів. Модифіковані лопатки без повороту та з поворотом на -5 градусів мають гірші показники даного коефіцієнту, навіть порівняно зі стандартним профілем.

Модифікована лопатка, повернута на 5 градусів (рис. 3.15.) в напрямку вхідного перерізу, має кращі показники з лопаткою без повороту периферійного перерізу. А при зміні кута на -5 градусів лопатка попадає в зрив і коефіцієнт шумоутворення значно погіршується.

Дослідження максимального режиму роботи вказує на значні вихрові зриви в каналі і, як наслідок, збільшується коефіцієнт шумоутворення.

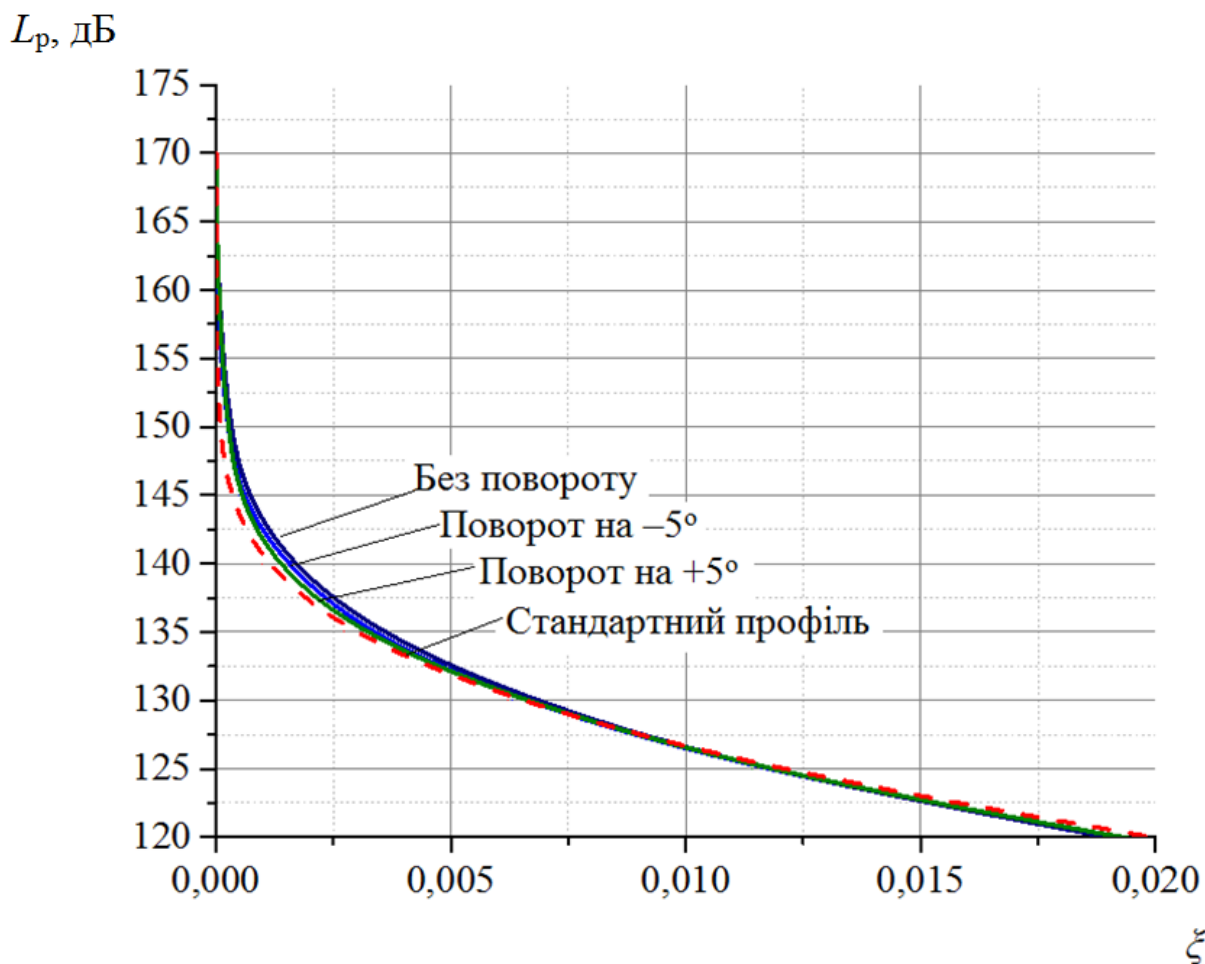


Рис. 3.16. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки, нахиленої на -5° при частоті обертання 3344 об/хв

На рис. 3.16. помітно, що оптимальний показник коефіцієнту шумоутворення для лопатки, нахиленої на 5 градусів в напрямку до вихідного перерізу з частотою обертання 3344 об/хв, має лопатка без повороту периферійного перерізу. Погіршення коефіцієнту шумоутворення при повороті периферійного перерізу пов'язане з зривом з кромки лопатки, викликаних збільшенням частоти обертання.

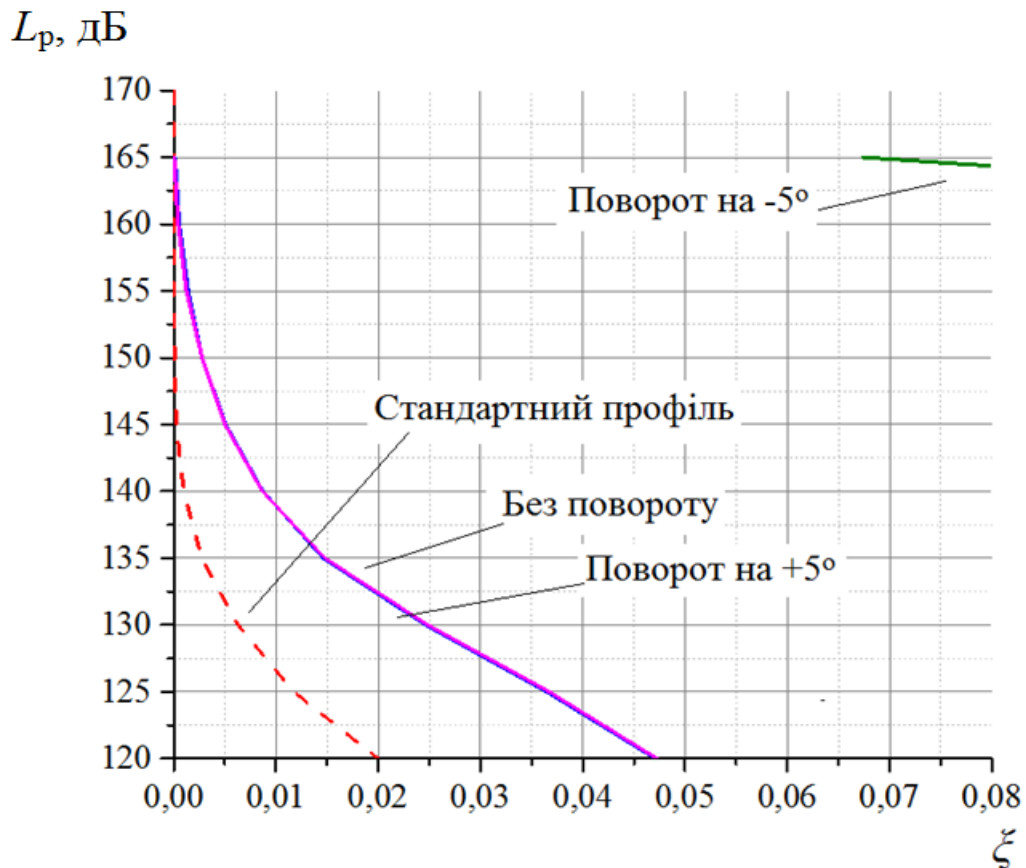


Рис. 3.17. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки нахиленої на $-2,5^\circ$ при частоті обертання 3344 об/хв

На рис. 3.17. помітно, що найкращий показник коефіцієнту шумоутворення буде для лопаткового вінця, що нахилений на 2,5 градусів в напрямку до вихідного перерізу та без повороту профілю периферійного перерізу. А при зміні кута на -5 градуси, лопатка попадає в зрив і коефіцієнт шумоутворення значно погіршується.

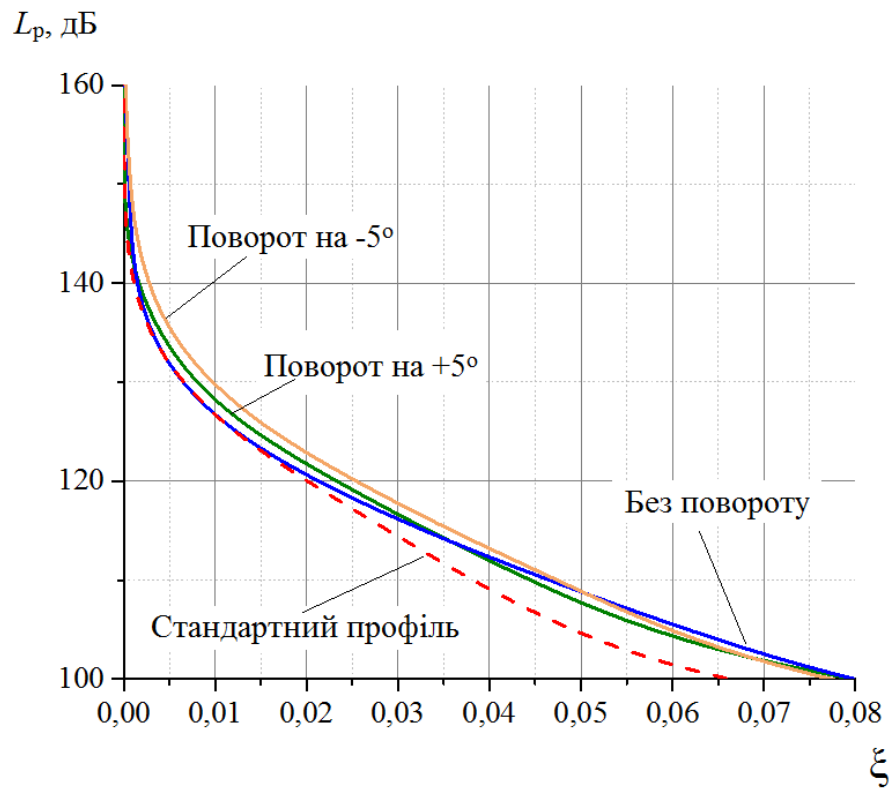


Рис. 3.18. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки нахиленої на $2,5^\circ$ при частоті обертання 3344 об/хв

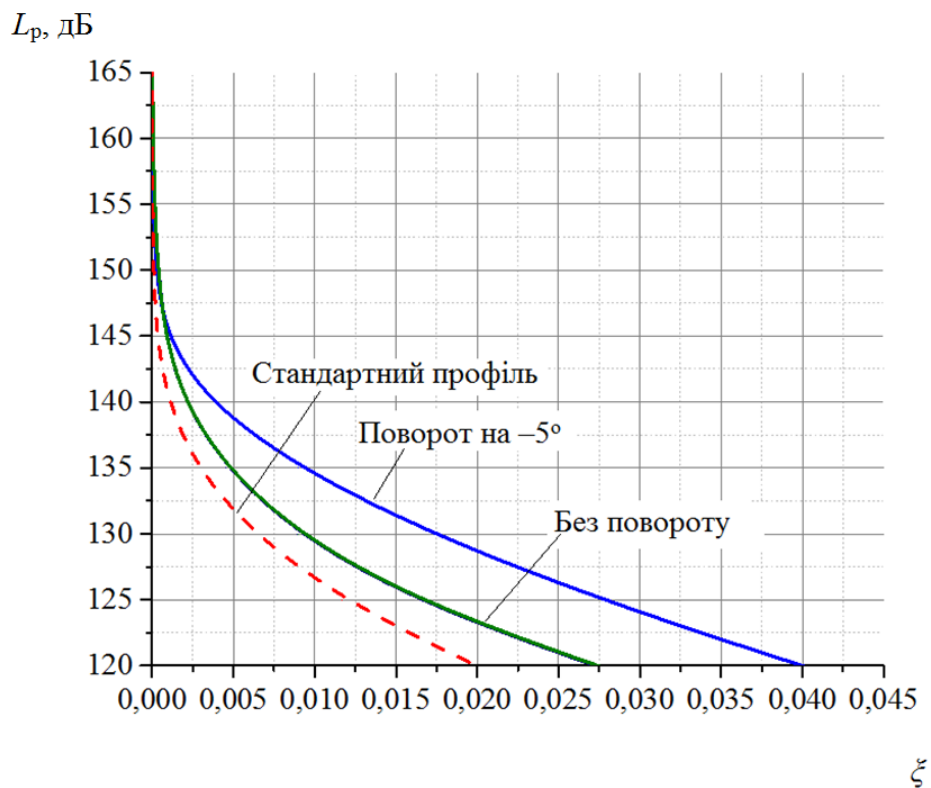


Рис. 3.19. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованої лопатки, нахиленої на 5° при частоті обертання 3344 об/хв

При нахилі лопатки на 2,5 градуси в напрямку вхідного перерізу (рис. 3.18.) кращі показники коефіцієнту шумоутворення має модифікована лопатка без повороту профілю периферійного перерізу. Модифіковані лопатки з поворотом мають гірші показники даного коефіцієнту, навіть порівняно зі стандартним профілем.

Модифікована лопатка, повернута на 5 градусів в напрямку вхідного перерізу (рис. 3.19.), має кращі показники з лопаткою без повороту периферійного перерізу. А при зміні кута на -5 градуси, лопатка попадає в зрив і коефіцієнт шумоутворення значно погіршується.

З аналізу отриманих графіків (рис. 3.12. – 3.19.) визначено, що коефіцієнт шумоутворення зменшується при профілюванні периферійного перерізу, але дане профілювання необхідно виконувати на розрахунковому режимі з врахуванням трикутників швидкостей модифікованої лопатки градуси дозволяють зменшити показання коефіцієнту шумоутворення, однак дослідження лише за акустичними характеристиками недоцільно, тому розраховуються параметри всієї ступені та робочого колеса.

Залежність рівня акустичної потужності від турбулентної кінетичної енергії для лопаток, що нахилені в напрямку до сопла при номінальній частоті обертання наведено на рис. 3.20. За номінальної частоти обертання (2202 об/хв) дані модифіковані лопатки мають менші показники турбулентної кінетичної енергії в порівнянні з стандартним лопатковим вінцем і майже не відрізняються між собою. При нахилі в напрямку вхідного перерізу, турбулентна кінетична енергія модифікованих вінців зменшується, тому найбільш раціональним є модифікований профіль, що нахилений на -7,5 градусів.

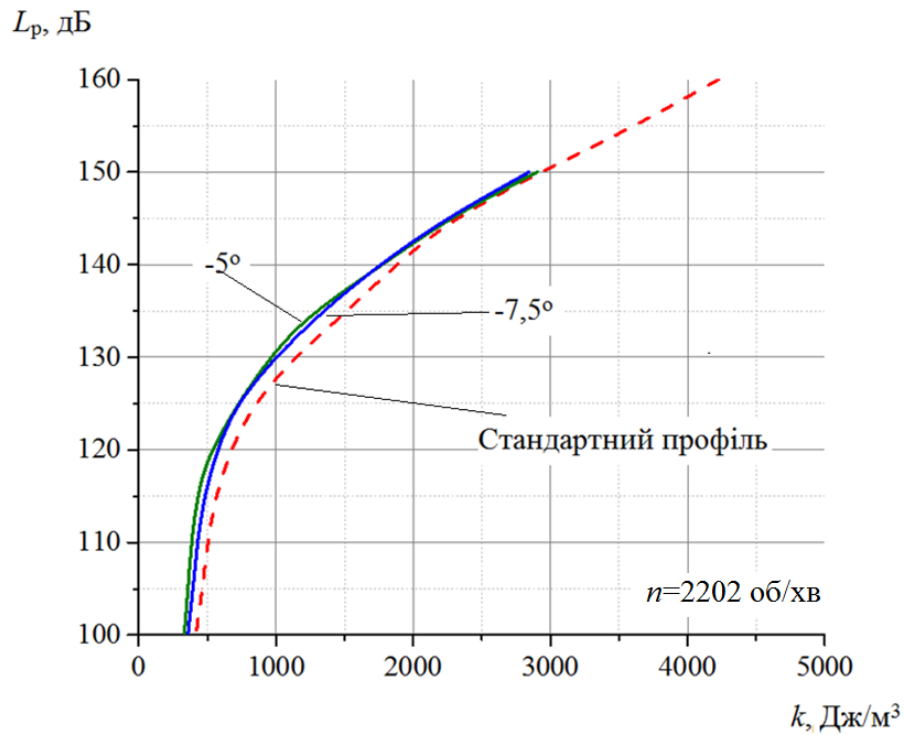


Рис. 3.20. Залежність рівня акустичної потужності від турбулентної кінетичної енергії для лопаток, що нахилені в напрямку до сопла при номінальній частоті обертання

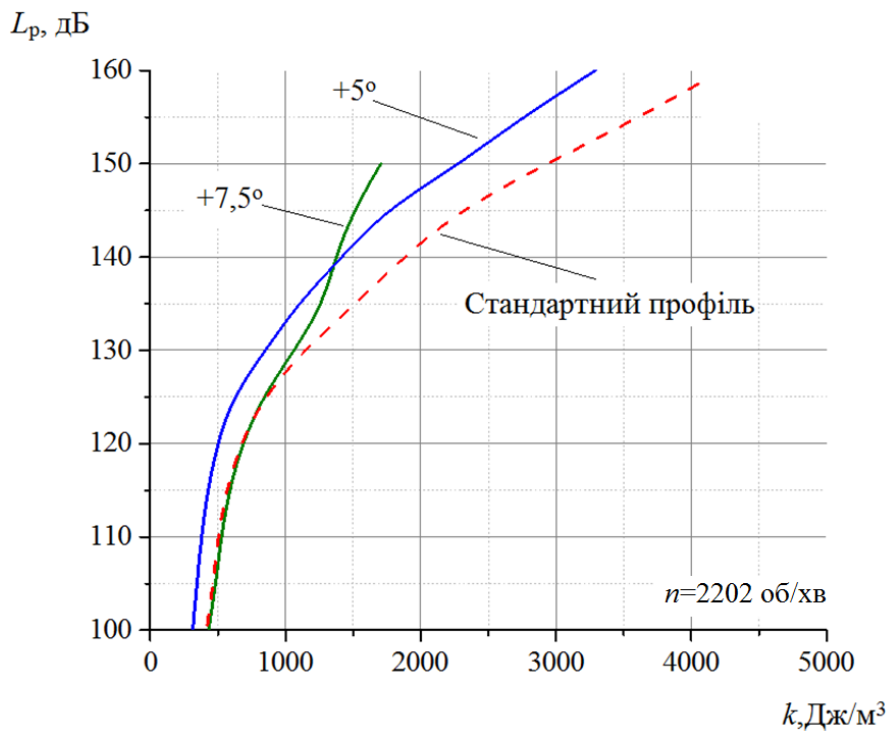


Рис. 3.21. Залежність акустичної потужності від турбулентної кінетичної енергії для лопаток нахилених в напрямку до вхідного перерізу при номінальній частоті обертання

Збільшення частоти обертання, призводить до зміни даних характеристик роблячи, так модифіковані лопатки нахилені в напрямку до вихідного перерізу, в порівнянні з стандартним лопатковим вінцем мають більші показники турбулентної кінетичної енергії, що говорить про інтенсивніше шумоутворення (рис. 3.22.–3.23.).

З результатів аналізу впливу акустичної потужності на зміну турбулентної кінетичної енергії для модифікованих лопаток, що нахилені в напрямку вихідного перерізу помітно збільшення турбулентної кінетичної енергії.

В випадку лопаток, що нахилені в напрямку до вхідного перерізу, енергія зростає, однак в модифікованому вінці, що нахилений на 7,5 градусів помітне зменшення турбулентної кінетичної енергії, що говорить, про зменшення шумоутворення.

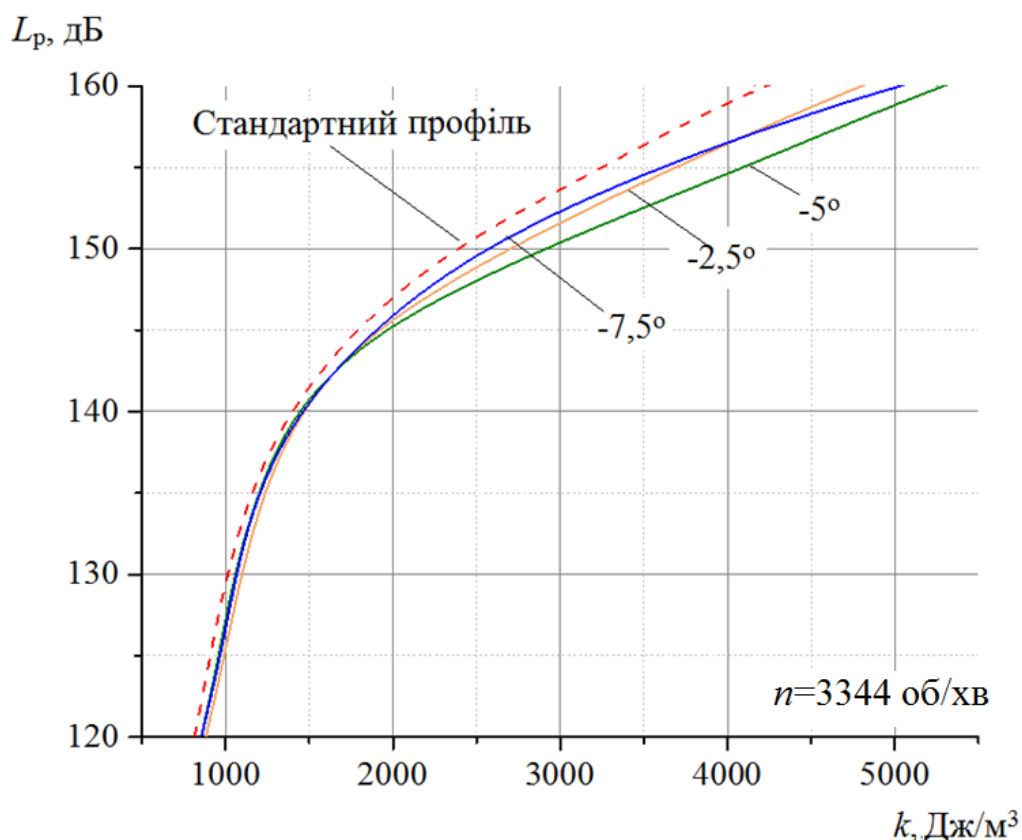


Рис. 3.22. Залежність рівня акустичної потужності від турбулентної кінетичної енергії для лопаток нахилених в напрямку до сопла при максимальній частоті обертання

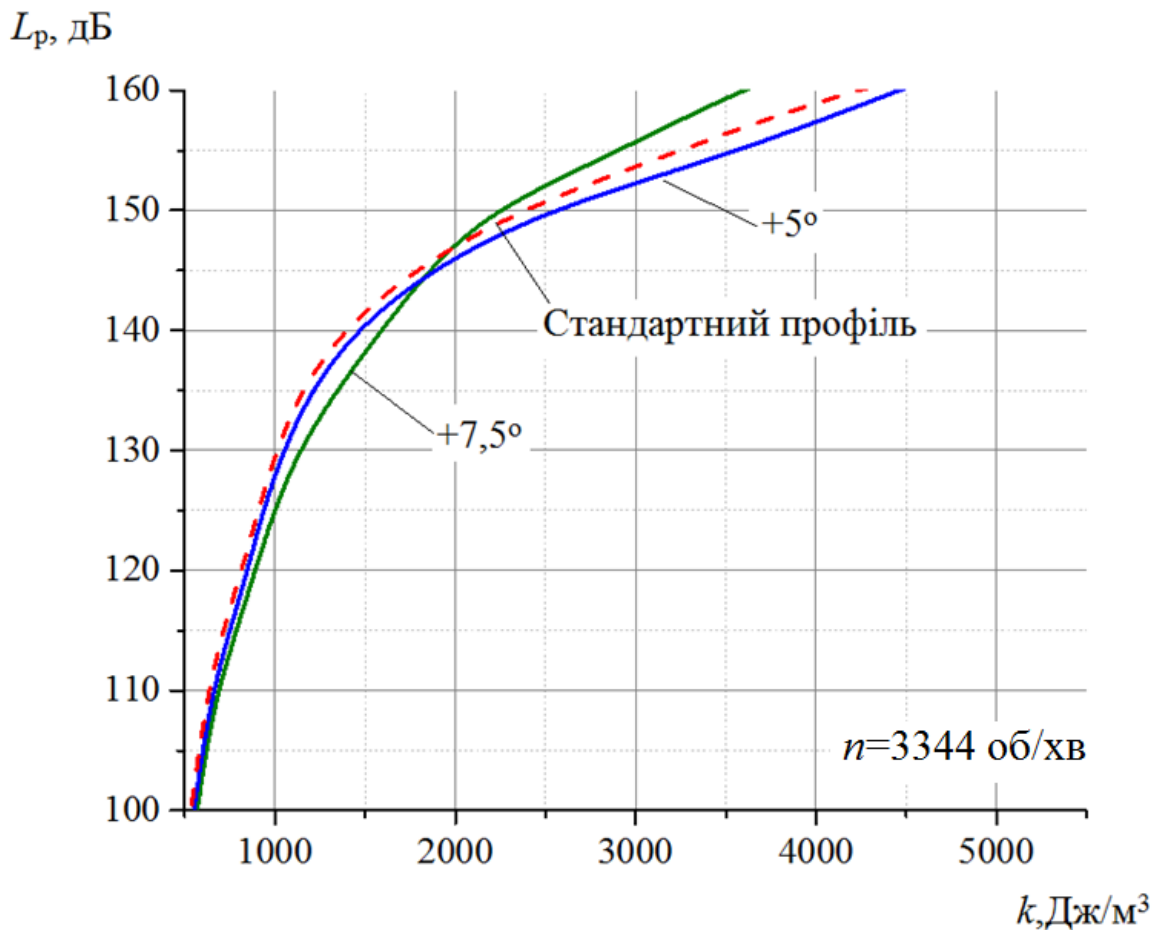


Рис. 3.23. Залежність акустичної потужності від турбулентної кінетичної енергії для лопаток нахилених в напрямку до вхідного перерізу при максимальній частоті обертання

Для визначення факторів, що впливають на рівень акустичної потужності використовуються монопольні, дипольні і квадрупольні джерела шуму.

Монопольне джерело шуму, що розповсюджується рівномірно в усіх напрямках і має чітко виражену частоту слідування лопаток, або власну частоту.

Дане джерело шуму генерується лопатковими вінцями.

Зменшення цього джерела можливо за допомогою використання акустичних резонаторів, що налаштовуються на певну частоту [47].

Монопольне джерело шуму в роботі не розглядається.

Дипольне джерело шуму утворюється двома простими сферичними джерелами і викликане силовою взаємодією лопаткового вінця і потоку.

Дипольне джерело шуму характерне для аеродинамічних джерел шуму, що викликані обтіканням потоком лопаткових вінців і інших елементів конструкції двигуна [45].

Квадрупольне джерело шуму виникає в наслідок турбулентного вихроутворення, що спричиняє збурення середовища [45].

Для оцінки енергетичної складової шуму, що утворюється дипольним джерелом використовуємо максимальний акустичний тиск цього джерела – P_{Dip} та середнього акустичного тиску квадрупольного джерела – P_{Qav} .

Оцінка впливу кута нахилу лопаткового вінця на максимальний акустичний тиск дипольного джерела наведено на рис. 3.24.

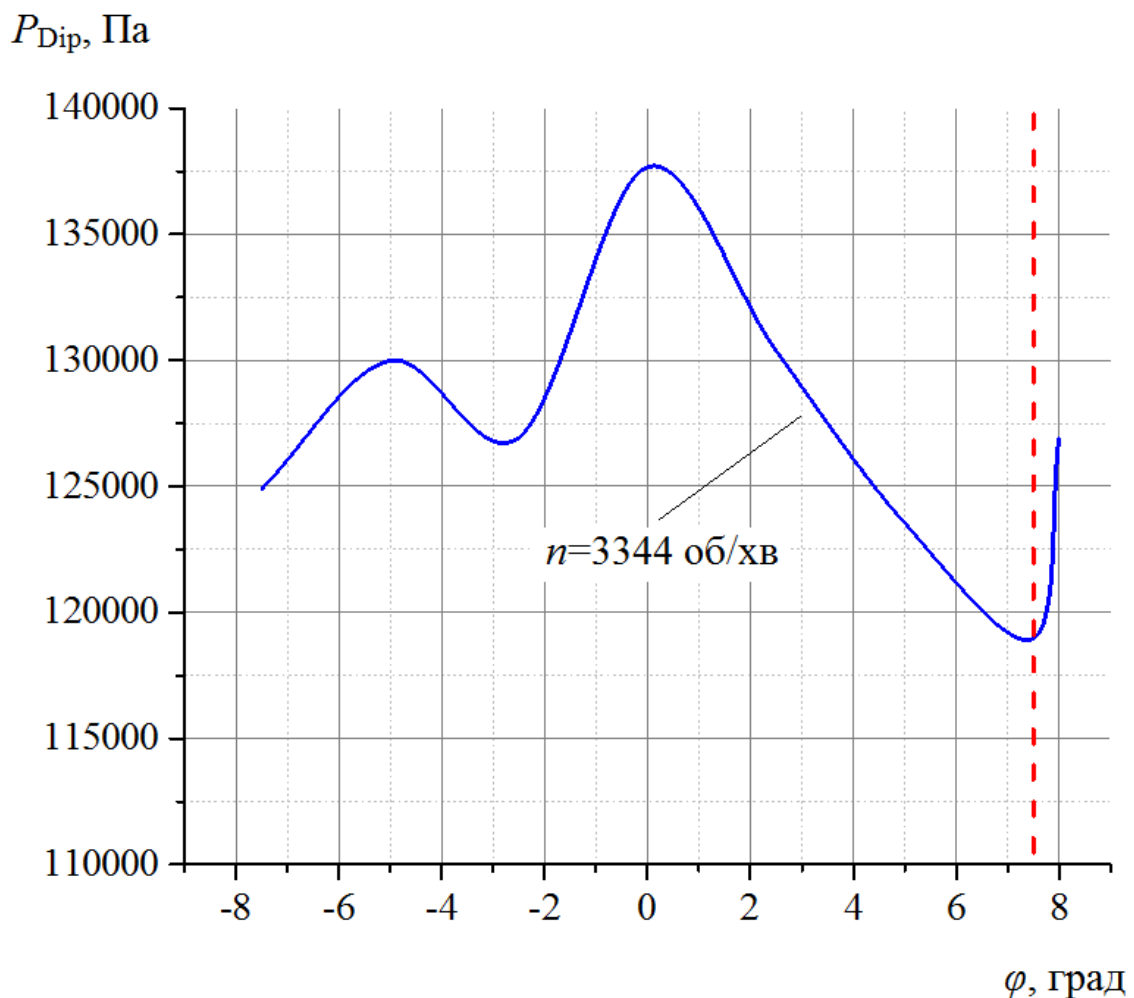


Рис. 3.24. Залежність максимального акустичного тиску дипольного джерела від кута нахилу профіля

Оцінка впливу кута нахилу лопаткового вінця на максимальний акустичний тиск дипольного джерела показує, що при нахилі лопатки на $7,5^\circ$ в напрямку вхідного перерізу збурення є мінімальними і тому максимальне значення тиску дипольного джерела є також мінімальним.

Оцінка впливу кута нахилу лопаткового вінця та частоти обертання на середній акустичний тиск квадрупольного джерела наведено на рис. 3.25.

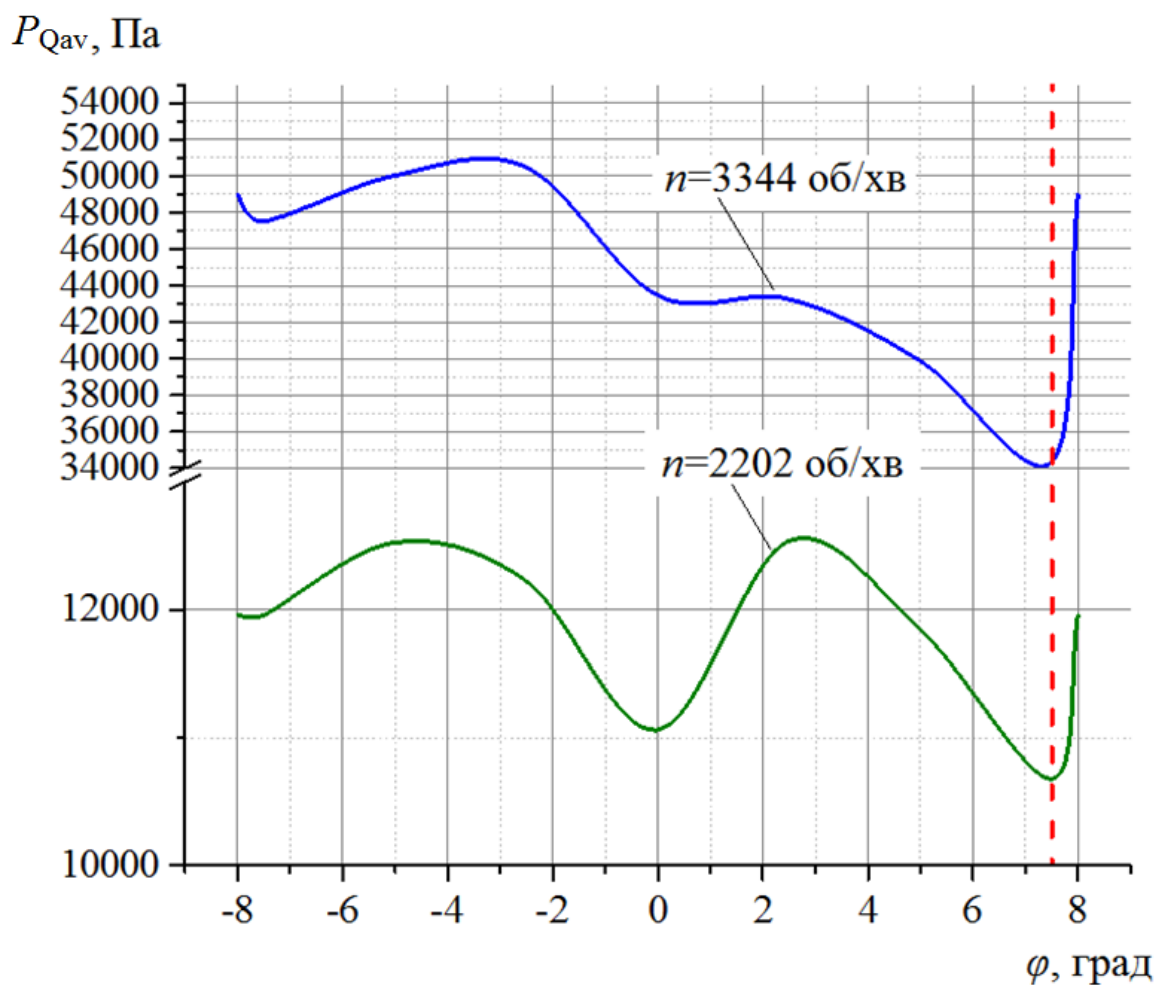


Рис. 3.25. Залежність тиску середнього значення квадрупольного джерела від кута нахилу профіля

За результатами аналізу впливу частоти обертання на середній акустичний тиск квадрупольного джерела шуму можливо зробити висновок, що при збільшенні частоти обертання підвищується середній акустичний тиск квадрупольного джерела, що обумовлено збільшенням інтенсивності вихроутворення.

Оцінка впливу кута нахилу лопаткового вінця на середній акустичний тиск квадрупольного джерела показує, що при нахилі лопатки на $7,5^\circ$ в напрямку

вхідного перерізу збурення є мінімальними і тому середнє значення тиску квадрупольного джерела є також мінімальним.

Висновки за розділом 3

Методика, що запропонована, дозволяє досліджувати якісну та кількісну оцінку впливу нахилу лопаткового вінця вентилятора ТРДД на акустичний тиск квадрупольного та дипольного джерела шуму.

Якісна оцінка впливу нахилу лопаткового вінця на рівень шуму здійснюється з використанням коефіцієнта шумоутворення.

Кількісна оцінка впливу нахилу лопаткового вінця на рівень шуму здійснюється з використанням рівня акустичної потужності.

Оцінка впливу дипольного і квадрупольного джерел шуму здійснюється з використанням максимального акустичного тиску дипольного джерела та середнього акустичного тиску квадрупольного джерела.

Оцінка впливу кута нахилу лопаткового вінця на максимальний акустичний тиск дипольного джерела та середній акустичний тиск квадрупольного джерела показує, що при нахилі лопатки на $7,5^\circ$ в напрямку вхідного перерізу значення цих параметрів є мінімальними.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ДЛЯ МОДИФІКУВАННЯ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

Модифікування лопатки вентилятора потребує детального підходу з точки зору його аеродинамічної і акустичної ефективності, адже втрата тиску на перших етапах термодинамічного циклу впливає на всю роботу двигуна. Тому модифікування лопаткового вінця необхідно проводити з урахуванням отримання найбільшого значення ступеня підвищення тиску і ККД при раціональному значенні рівня акустичної потужності. В роботі враховується вплив геометрії пера лопатки вентилятора на зміну характеристик потоку на вході до сопла зовнішнього контуру та на вході до компресора.

4.1. Вплив зміни геометрії лопаткового вінця на аероакустичні параметри

За результатами аналізу впливу кута нахилу на 2,5 градуси, 5 градусів, 7,5 та 8 градусів на акустичну потужність видно, що при нахилі лопатки на 7,5 градусів в напрямку до вхідного перерізу є мінімальним на максимальному і номінальному режимі роботи. Однак необхідно враховувати і інші параметри як всієї ступені, так і робочого колеса окремо. В кожній області проточної частини визначаються параметри тиску, температури та масової витрати, що використовуються для розрахунку ККД ступені вентилятора, ступені втрати тиску та ступені підвищення тиску лопаток [32].

ККД компресора розраховується за формулою:

$$\eta_{\kappa} = \frac{L_{sk}}{L_k} \quad (4.1)$$

де L_{sk} – ізоентропійна робота стискання:

$$L_{sk} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\left(\frac{P_2^*}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (4.2)$$

$k = 1,4$ – показник адіабати;

T_0^* – температура газу на вході в компресор, К;

P_0^* – повний тиск газу на вході в компресор, Па;

P_2^* – повний тиск на виході з компресора, Па;

$R = 287$ Дж/кг;

Величини тиску і температури відомі і були використані в якості граничних умов на вході.

Питома робота на валу компресора дорівнює:

$$L_k = \frac{N}{G} \quad (4.3)$$

потужність на валу компресора визначається за формулою:

$$N = M_{kp} \frac{\pi n}{30}, \quad (4.4)$$

де n – частота обертання ротора компресора, об/хв (вона є однією з граничних умов).

Отримані результати розрахунку наведено в таблиці 4.1.

Для порівняння характеристик лопаток побудовано залежності ККД і ступеня втрати тиску в статорах внутрішнього і зовнішнього контурів від кута нахилу лопатки (рис. 4.1. – 4.5.).

Оцінка впливу кута нахилу лопаткового вінця на середній акустичний тиск квадрупольного джерела шуму, ККД ступені вентилятора та ККД ротора наведено на рис. 4.3.

Таблиця 4.1.

Порівняльні характеристики лопаткових вінців

Кут нахилу	-7,5	-5	-2,5	0	2,5	5	7,5	8
N	6856200	6948755	7257895	7266103	7521161	7764575	7495685	7986938
L_k	14877,6	15074,9	15718,0	15639,9	16164,6	16606,8	16039,7	16999,1
π ротора	1,1467	1,1493	1,1645	1,1707	1,1762	1,1950	1,1700	1,2043

L_{sk} ротора	11589,4	11784,6	12918,7	13370,3	13778,6	15153,2	13313,9	15821,4
η ротора	0,7790	0,7817	0,8219	0,8549	0,8524	0,9125	0,8301	0,9307
π ступені	1,1069	1,1087	1,1166	1,1139	1,1192	1,1225	1,1083	1,1309
L_{sk} ступені	8550,1	8694,7	9298,6	9084,1	9495,1	9738,8	8650,5	10373,8
η ступені	0,5747	0,5768	0,5916	0,5808	0,5878	0,5864	0,5393	0,6103

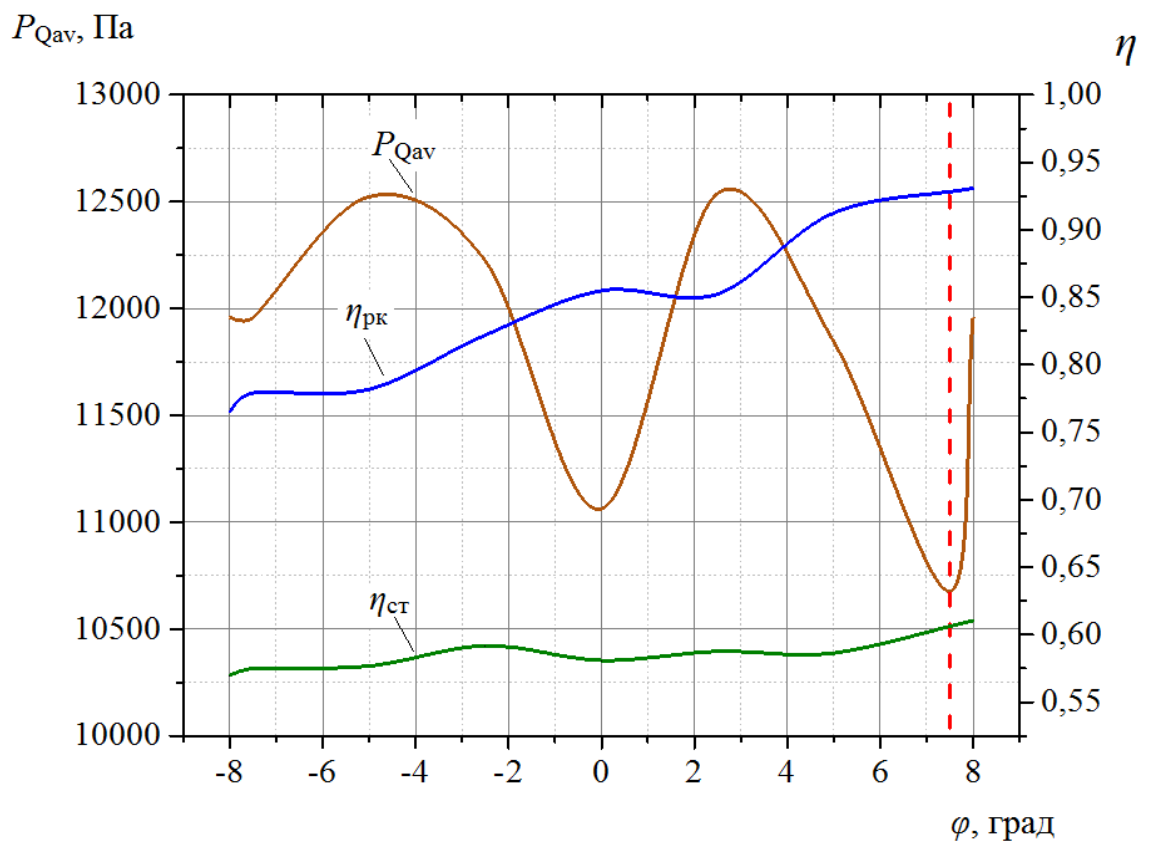


Рис. 4.1. Залежності середнього акустичного тиску квадрупольного джерела шуму, ККД ступені вентилятора та ККД ротора від кута нахилу

Залежність ККД ступені вентилятора та ККД ротора від кута нахилу показує, що при куті нахилу 7,5 градусів в напрямку до вхідного перерізу є найменшим значення середнього акустичного тиску квадрупольного джерела шуму, а ККД стає найоптимальнішим.

Ступінь підвищення тиску в робочому колесі і ступені вентилятора є відношенням повного тиску за робочим колесом або ступеню вентилятора до повного тиску перед робочим колесом або ступеню вентилятора:

$$\pi_{\text{рк}} = \frac{P_{\text{вих.рк}}}{P_{\text{вх}}} \quad (4.6)$$

$$\pi_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{вих.ст}}}{P_{\text{вх}}} \quad (4.7)$$

де $P_{\text{вих.рк}}$ – повний тиск на виході з робочого колеса вентилятора ТРДД;

$P_{\text{вих.ст}}$ – повний тиск на виході з ступені вентилятора ТРДД;

$P_{\text{вх}}$ – повний тиск на вході в вентилятор ТРДД.

Розрахунок даних значень необхідний для визначення впливу форми лопатки на зміну тиску після робочого колеса.

На рис. 4.2. зображено зміну ступеня підвищення тиску в робочому колесі і в ступені вентилятора від кута нахилу лопатки.

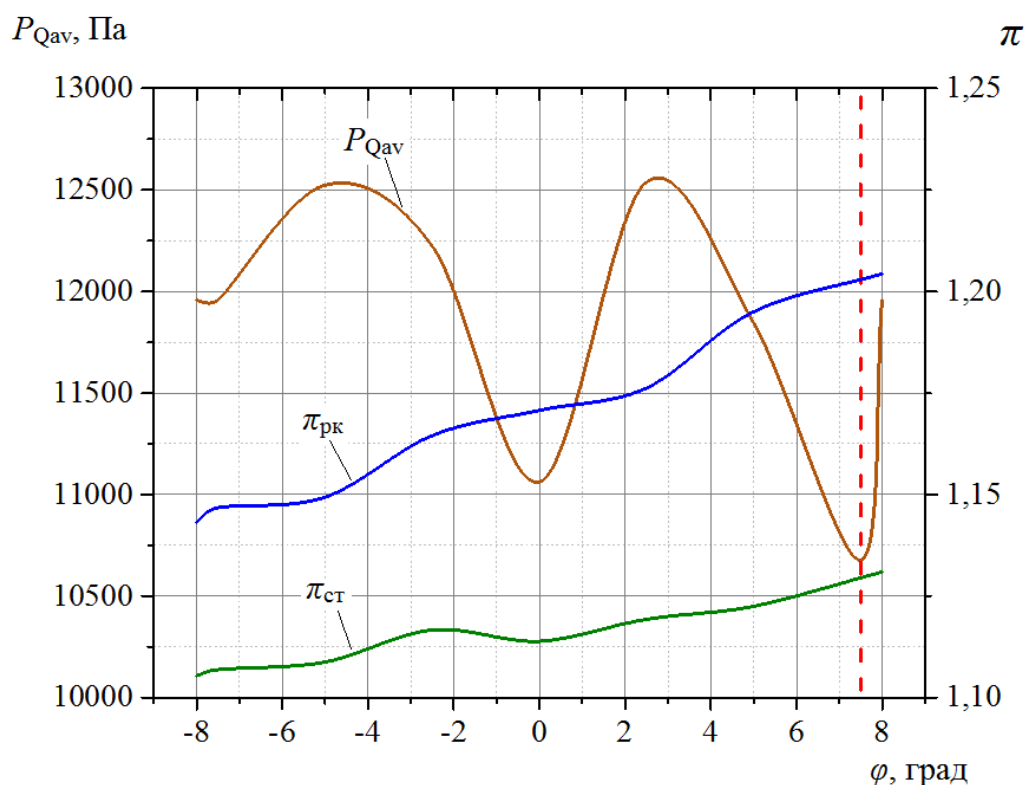


Рис. 4.2. Залежність середнього акустичного тиску квадрупольного джерела шуму, ступені підвищення тиску робочого колеса та ступені вентилятора від кута нахилу лопатки

Аналіз номінального режиму не дає повної картини поведінки модифікованої лопатки, тому проведено розрахунок на максимальній частоті обертання (рис. 4.3.– 4.4.).

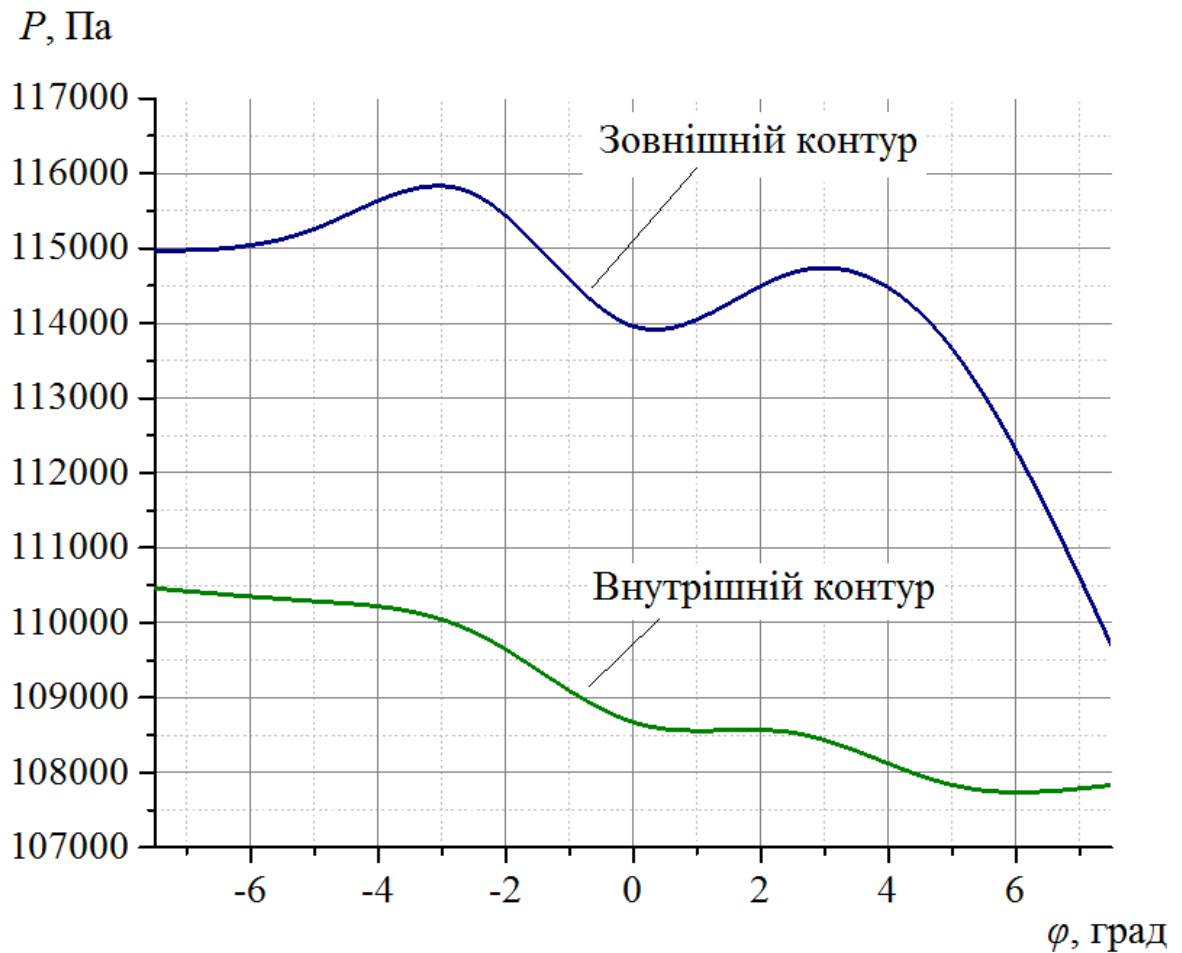


Рис. 4.3. Залежність вихідного тиску від кута нахилу лопатки вентилятора

Оцінка впливу кута нахилу лопаткового вінця на середній акустичний тиск квадрупольного джерела шуму, ККД ступені вентилятора та ККД ротора для максимальної частоти обертання наведено на рис. 4.5.

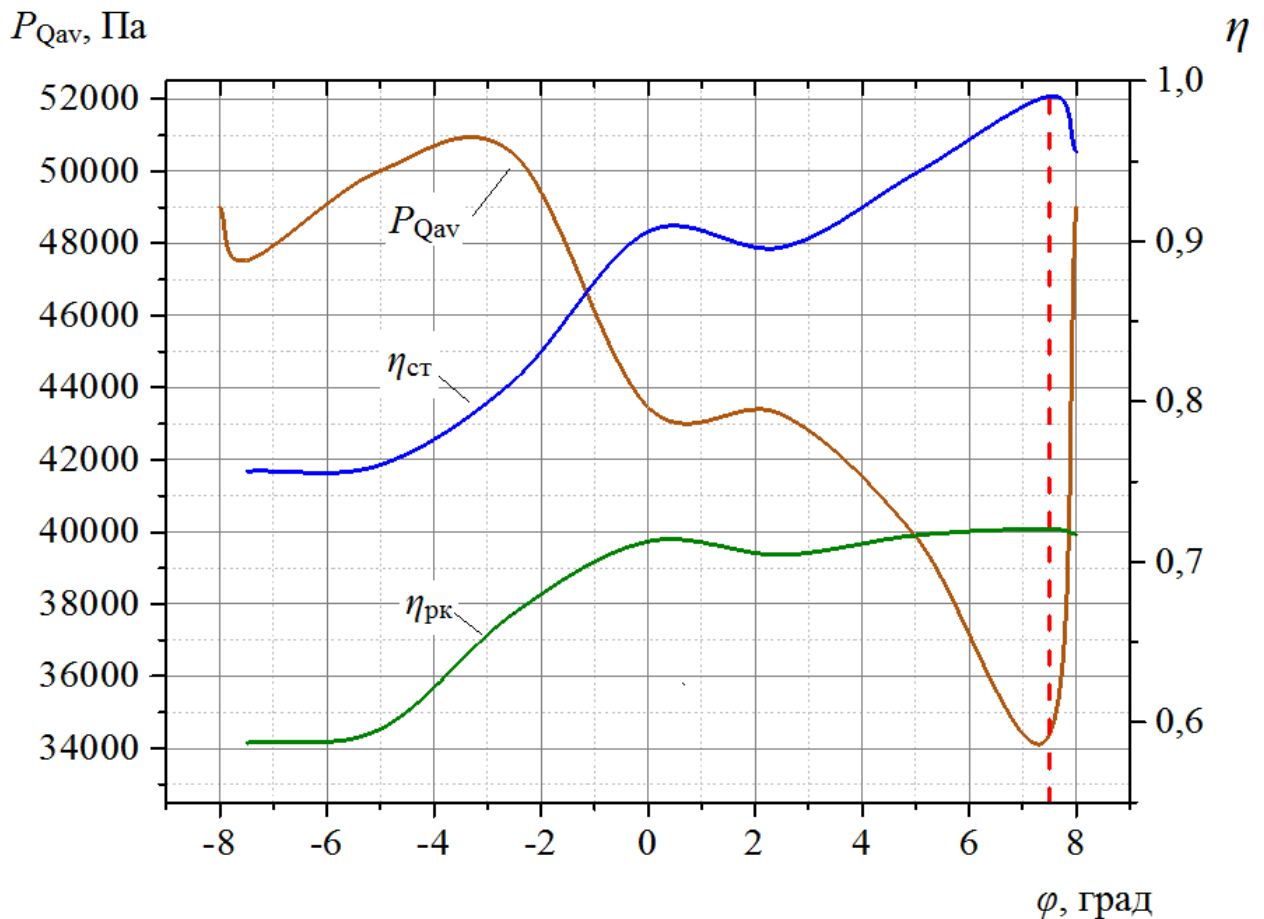
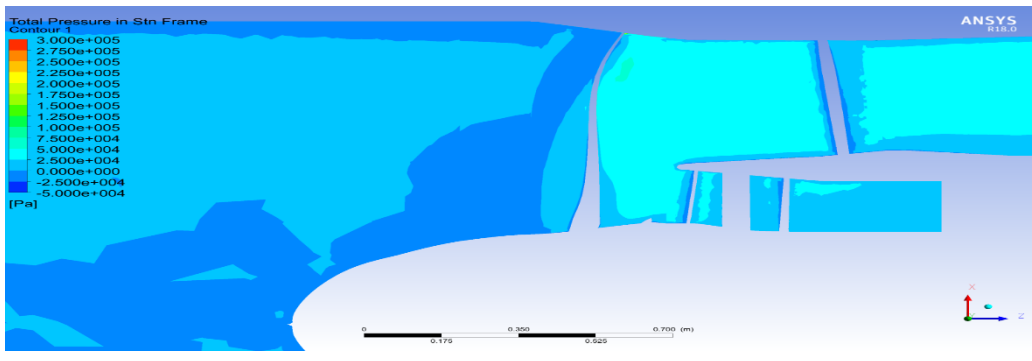


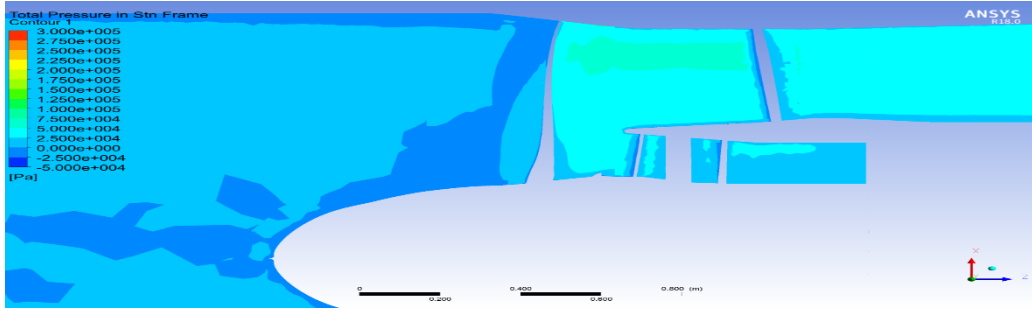
Рис. 4.4. Залежності середнього акустичного тиску квадрупольного джерела шуму, ККД ступені вентилятора, та ККД ротора окремо при максимальній частоті обертання

Залежність ККД ступені вентилятора та ККД ротора від кута нахилу при максимальній частоті обертання показує, що при куті нахилу 7,5 градусів в напрямку до вхідного перерізу є найменшим значення середнього акустичного тиску квадрупольного джерела шуму, а ККД стає найбільшим і подальший нахил призводить до зменшення ККД.

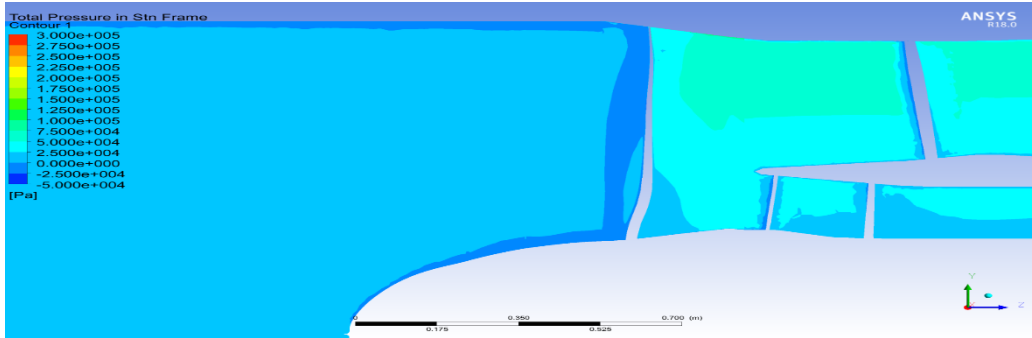
Для порівняння потоку при використанні різних модифікацій лопаток, виведено розподіл повного тиску в каналу (рис. 4.5.) розподіл швидкостей в каналі (рис. 4.6.) та лінії току (рис. 4.7.) з яких можна побачити як розподіляється потік вздовж каналу.



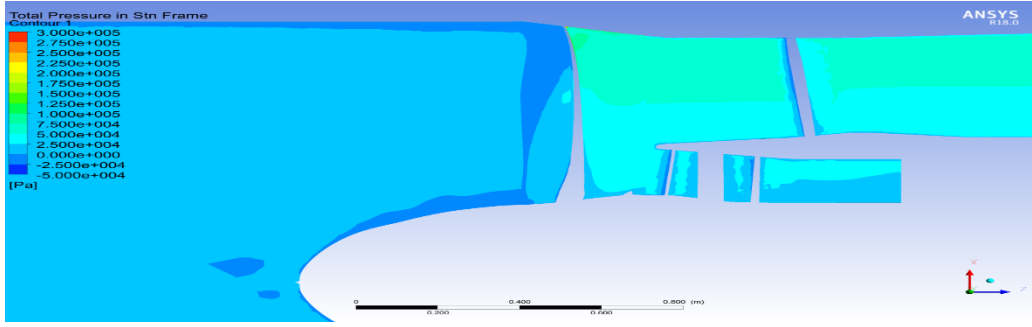
-5°



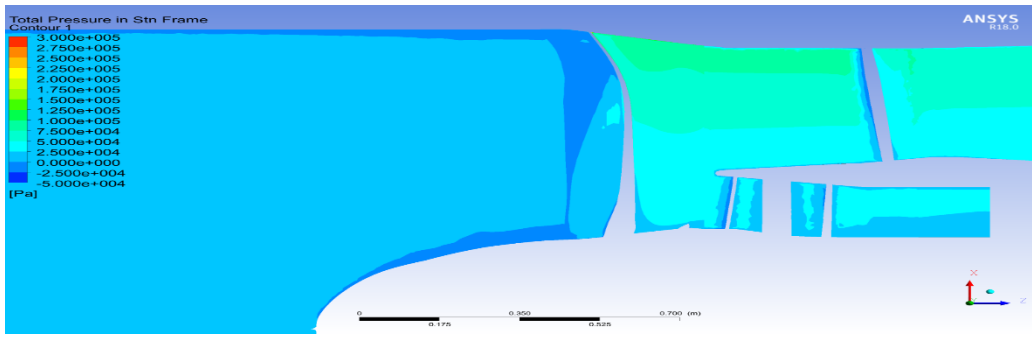
-2,5°



0°

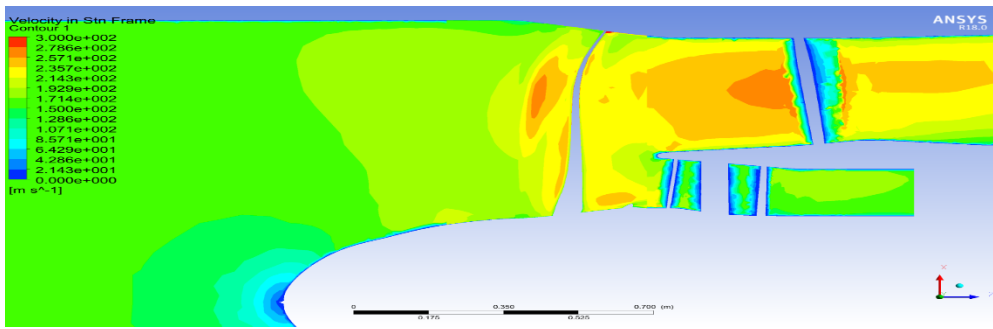


+2,5°

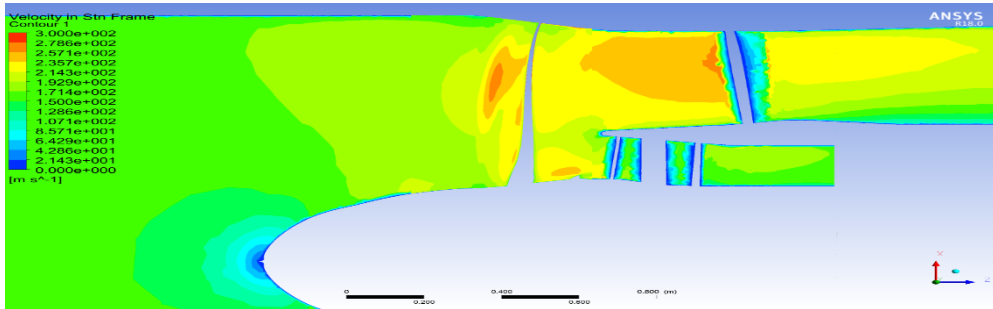


+5°

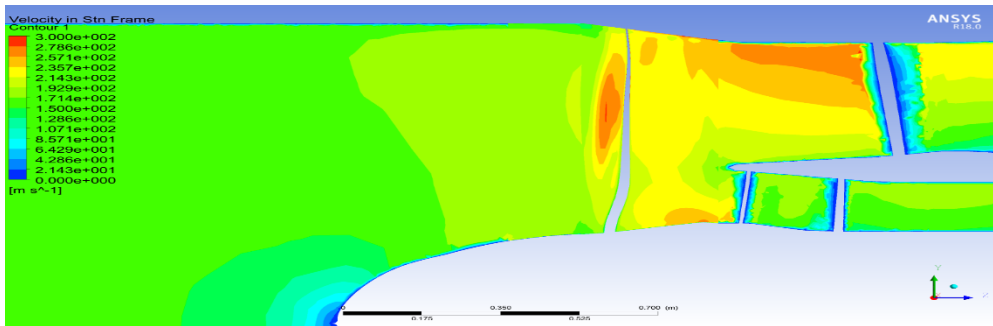
Рис. 4.5. Розподіл тиску в проточному каналі вентилятора



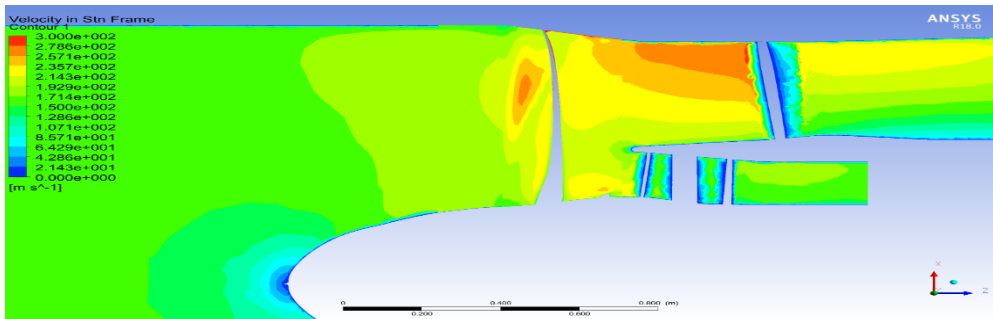
-5°



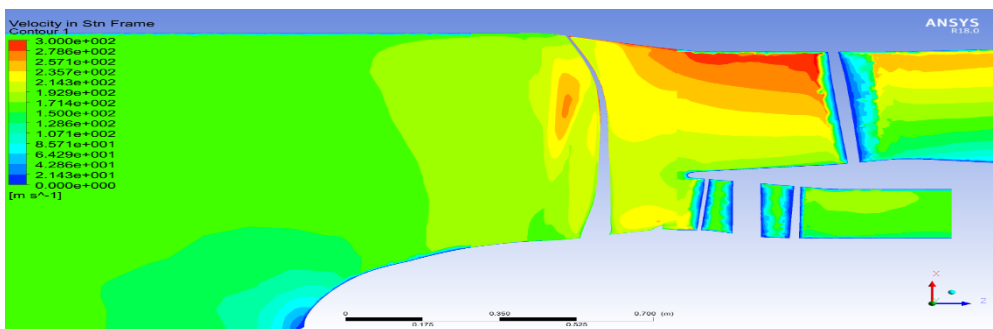
-2,5°



0°

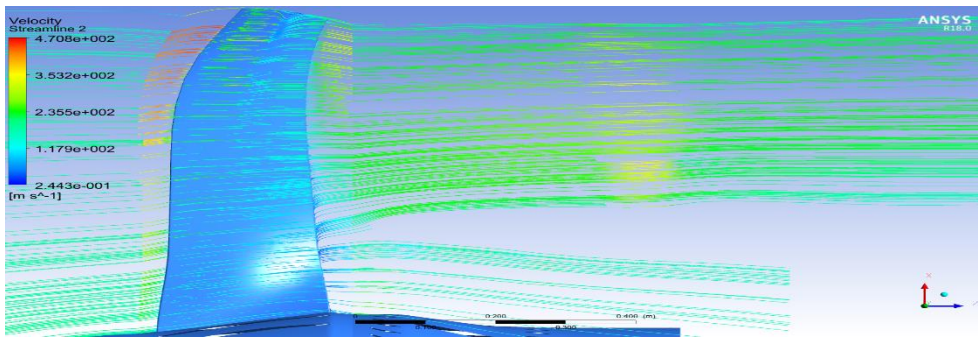


+2,5°

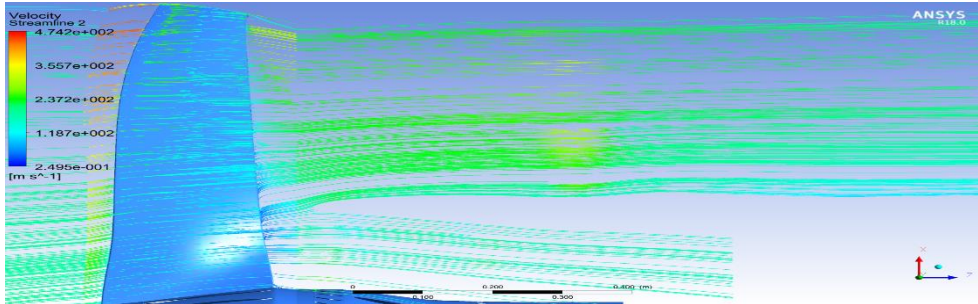


+5°

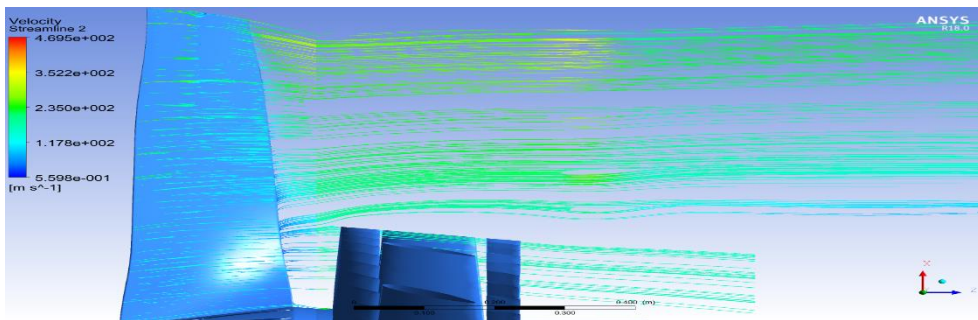
Рис. 4.6. Розподіл швидкості в проточному каналі вентилятора



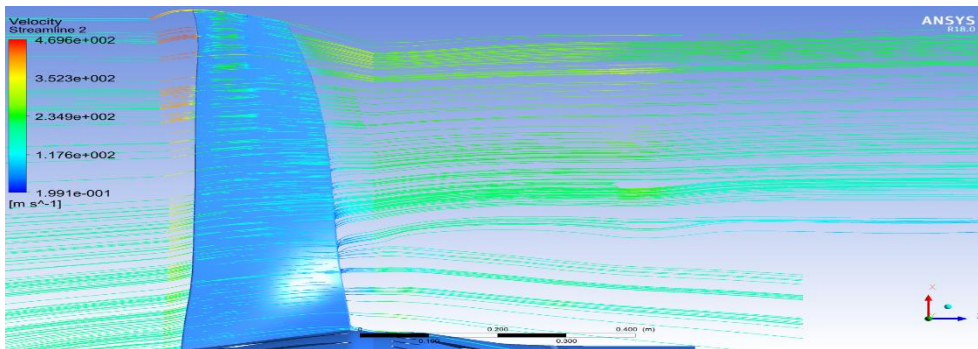
-5°



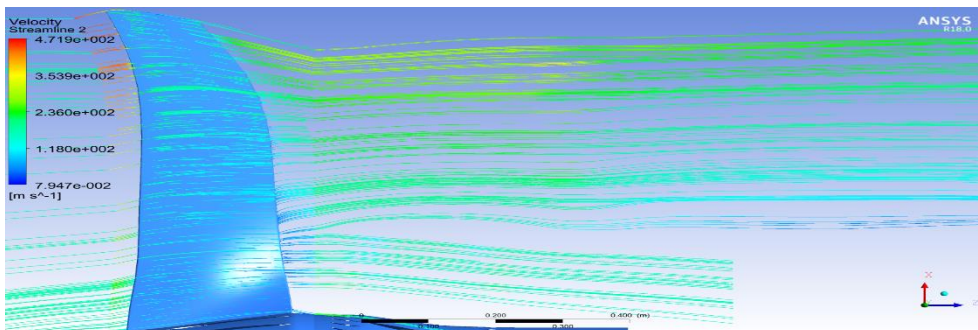
-2,5°



0°



+2,5°



+5°

Рис. 4.7. Лінії потоку в проточному каналі вентилятора

При нахилі в бік до вхідного перерізу (рис. 4.5) тиск перед лопаткою має стабільніший характер ніж при нахилі в бік до вихідного перерізу.

Це викликано зміщенням ударної зони ближче до входу, що попереджує її утворення безпосередньо перед тілом лопатки, що і вирівнює потік на вході.

На виході з робочого колеса тиск в периферійного перерізі значно зростає і течія перестає нести плавний характер і має перепади.

Це викликає утворення напружень в тілі лопатки, що при нахилі на +5 градусів зростають і застосування даної лопатки неможливе без попереднього розрахунку на міцність.

Підтвердити зміну стабільності потоку можна шляхом ілюстрації розподілення швидкості в каналі (рис. 4.6.), де чітко видно, що при нахилі на +7,5 градусів швидкість потоку в периферійному перерізі значно зростає в порівнянні з іншими модифікаціями лопатки.

Для визначення впливу форми лопатки на ефективність роботи двигуна виконано порівняння модифікованих лопаток на максимальному режимі роботи двигуна (рис. 4.8. – рис. 4.9.).

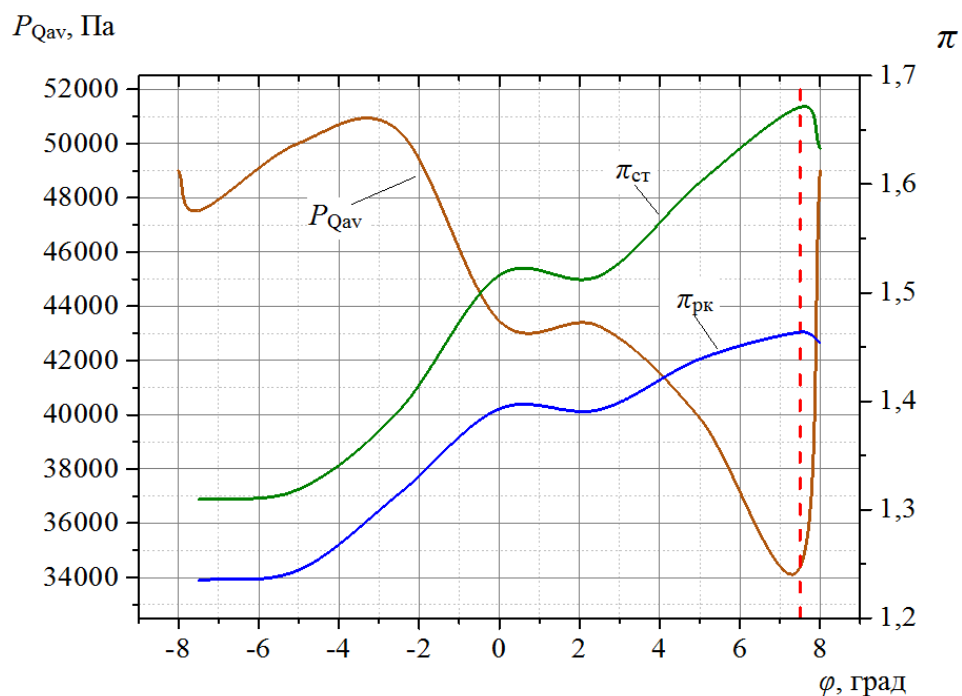


Рис. 4.8. Залежності середнього акустичного тиску квадрупольного джерела шуму, ступеня підвищення тиску в ступені вентилятора та робочому колесі при максимальній частоті обертання ротора

За результатами аналізу впливу кута нахилу лопаткового вінця на степінь стиснення при максимальній частоті обертання можливо зробити висновок, що при нахилі лопатки на $7,5^\circ$ в напрямку вхідного перерізу степінь стиснення буде максимальною і як наслідок буде максимальна ефективність.

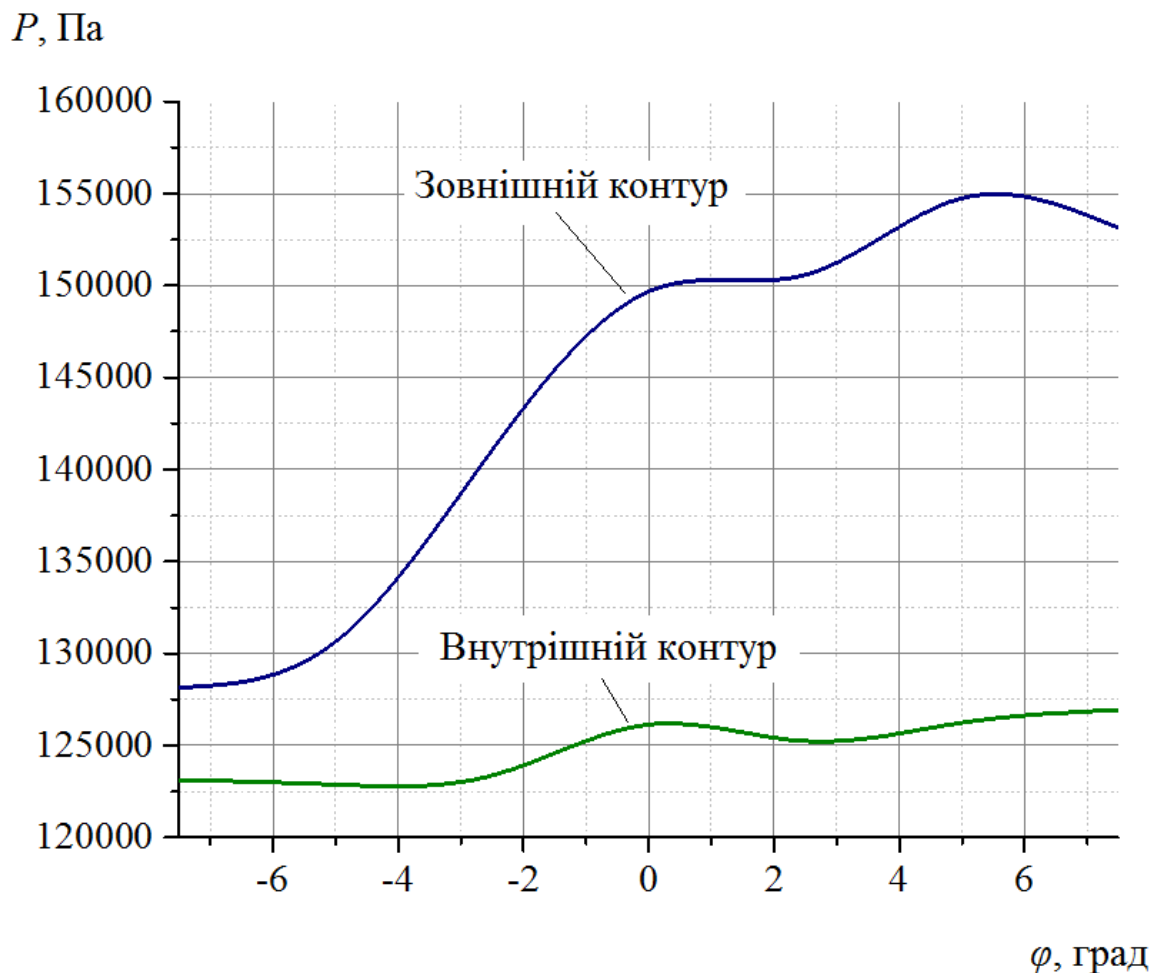


Рис. 4.9. Залежність вихідного тиску від кута нахилу лопатки вентилятора

За результатами аналізу впливу кута нахилу лопаткового вінця на зміну тиску в внутрішньому і зовнішньому контурі при максимальній частоті обертання можливо зробити висновок, що при нахилі лопатки на $7,5^\circ$ в напрямку вхідного перерізу тиск у зовнішньому контурі є максимальним, а в внутрішньому значно збільшуються, що говорить про збільшення тиску в контурах і про підвищення ефективності роботи двигуна.

4.2. Розробка рекомендацій щодо модифікування лопаток вентилятора

Результати розглядаються в сукупності всіх отриманих даних. Оскільки головною метою є зменшення шумової емісії вентилятора на режимі злету (в момент коли частота обертання вентилятора буде максимальною), головним чинником при виборі способу модифікації будуть результати отримані з моделей, розрахованих на максимальному режимі обертання вентилятора.

З аналізу графіків 3.10 – 3.17 можливо зробити висновок, що ефективно зменшення об'єму джерел шуму при номінальній частоті обертання мають лопатки з нахилом $7,5^\circ$ в бік вхідного перерізу, та -5° в бік сопла, що показано на рис. 4.10., а при максимальній частоті обертання лопатки з нахилом $7,5^\circ$ в бік вхідного перерізу, та -5° в бік сопла.

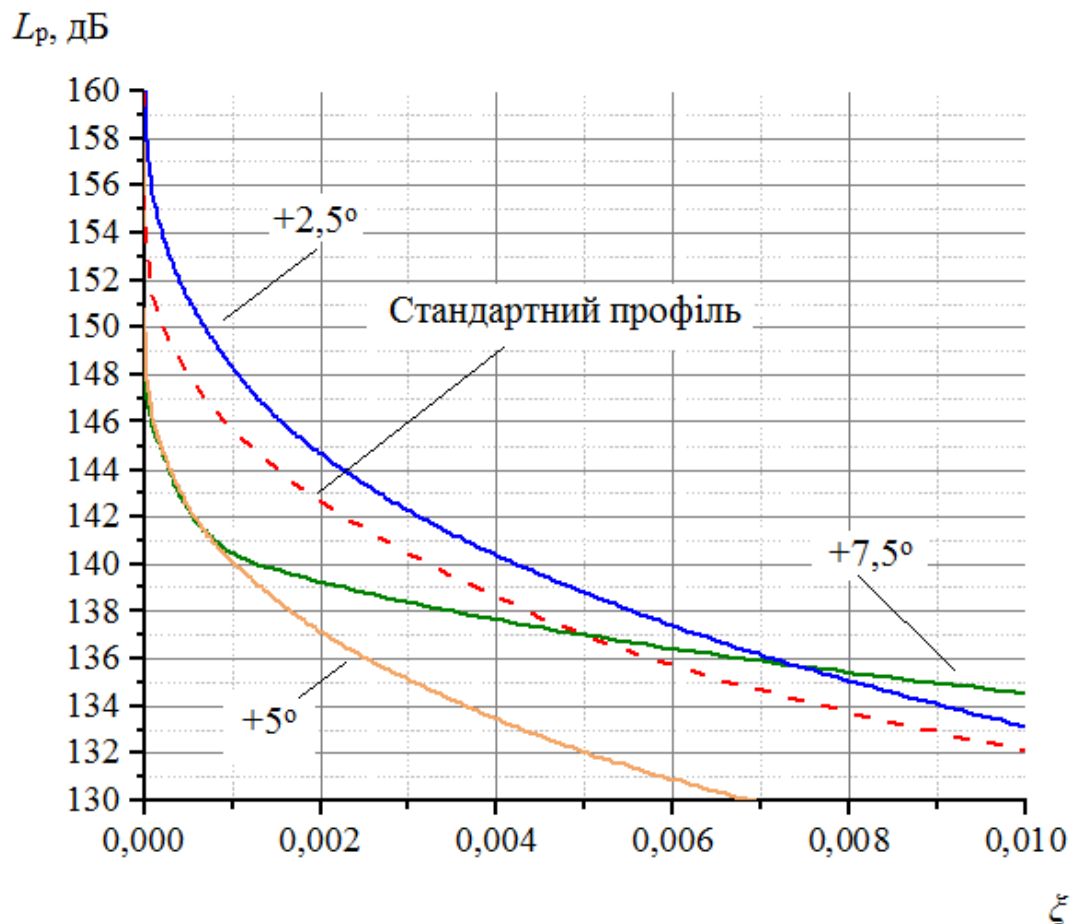


Рис. 4.10. Залежність рівня акустичної потужності від коефіцієнту шумоутворення для модифікованих лопаток при номінальній частоті обертання

Аналіз отриманих результатів дозволяє показує, що модифікування лопатка нахилена на 7,5 градусів в напрямку вхідного перерізу з точки зору аероакустичних характеристик має найкращі показники, оскільки дана лопатка дозволяє збільшити ККД на ступені на 1,13%, ККД ротора на 9,3%, а також має найменші показники середнього акустичного тиску квадрупольного джерела шумоутворення, та максимального акустичного тиску дипольного джерела шумоутворення.

Висновки за розділом 4

Запропонована методика дослідження дозволяє визначати зміну кількісних і якісних параметрів шуму, а також визначати аеродинамічні характеристики і виконувати їхнє порівняння.

Оцінка ефективності модифікованих лопаток вентилятора виконувалась за ступеню підвищення тиску та ККД.

Визначено, що нахил лопатки в напрямку вхідного перерізу на 7,5 градусів дає приріст ступені стиснення та ККД ступені вентилятора на 1,13%, та ККД ротора на 9,3%.

Співставлення оцінки впливу якісних та кількісних параметрів шуму та аеродинамічних характеристик показало, що нахил лопатки на 7,5 градусів в напрямку вхідного перерізу має найменший показник середнього акустичного тиску квадрупольного джерела та найвищі показники ККД.

Тому дана модифікована лопатка рекомендується для використання з метою зменшення шумової емісії вентилятора ТРДД.

ВИСНОВКИ

За результатами досліджень, що виконані в роботі:

1. Проведено аналіз джерел шумоутворення та аналіз основних методів визначення емісії шуму основних елементів ТРДД. Визначено причини і місця вихроутворення на лопаткових вінцях ступені вентилятора.

2. Розроблено математичну модель вентилятора, що складається з робочого колеса вентилятора, статора внутрішнього та зовнішнього контуру. Модель відповідає прототипу ТРДД типу Д-18. Розрахункова сітка максимально відповідає можливостям ЕОМ і складається з двох складових елементів: сітки ротора та сітки статора. Граничні умови розрахункової моделі відповідають умовам експериментальних досліджень, проведених на ДП «Івченко Прогрес». Проведено порівняння моделей турбулентної в'язкості шляхом співставлення результатів розрахунку при використанні LES, $k-\epsilon$, $k-\omega$, SAS SST з результатами експерименту. Обрано для розрахунків модель турбулентності SAS SST, що є найбільш адекватною і прийнятною для дослідження лопаткових вінців і краще описує примежовий шар.

3. Проведено оцінку акустичних моделей та визначено межу їх застосування для визначення шуму ступені вентилятора. Для визначення джерел шумоутворення використовується BNS – модель, а для визначення частотних характеристик ступені вентилятора використовується FW-N – модель.

4. Розроблена методика визначення якісної та кількісної оцінки впливу нахилу лопаткового вінця вентилятора ТРДД на акустичний тиск квадрупольного та дипольного джерела шуму. Для якісної оцінки введено коефіцієнт шумоутворення, що характеризує відношення об'єму вихрової зони в лопатковому вінці до об'єму проточної частини. Кількісна оцінка виконується з використанням рівня акустичної потужності.

5. Розроблено методику аналізу впливу зміни форми лопаткового вінця на шумоутворення ступені шляхом дослідження впливу нахилу периферійного

перерізу лопаток вентилятора в напрямку вхідного та вихідного каналу і поворотом периферійного перерізу.

6. За результатами аналізу аероакустичних характеристик ступеня вентилятора виконано порівняння модифікованих лопаток зі стандартними та запропоновано рекомендації щодо модифікування лопаткових вінців вентилятора ТРДД. За оцінкою якісних та кількісних характеристик шумоутворення, а також з врахуванням аеродинамічних характеристик вентилятора визначено модифіковану лопатку, що нахилена на 7,5 градусів в напрямку вхідного перерізу, оскільки вона має найменший середній акустичний тиск квадрупольного джерела шуму на номінальному та максимальному режимі роботи, та збільшує ККД ступені вентилятора на 1,13%, та ККД робочого колеса вентилятора на 9,3 %.

Список використаних джерел

1. Приложение 16. Охрана окружающей среды. Том I. Авиационный шум. Издание седьмое [Текст]. – ИКАО, 2014. – 258 с.
2. Халецкий Ю. Д. ИКАО: новый стандарт на шум самолетов гражданской авиации [Текст] / Ю. Д. Халецкий // Двигатель. Научно-технический журнал. – 2014. – С. 8 – 11.
3. Мунин А. Г. Авиационная акустика: В 2-х ч. Ч. 1. Шум на местности дозвуковых пассажирских самолетов и вертолетов [Текст] / А. Г. Мунин, В. Ф. Самохин, Р. А. Шипов [та ін.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 248 с.
4. Мунин А. Г. Авиационная акустика [Текст] / А. Г. Мунин, В. Е. Квитка. – М. : Машиностроение, 1973. – 448 с.
5. Белоусов А. И. Конструктивные методы снижения шума авиационных двигателей [Текст] / А. И. Белоусов, И. С. Загузов. – Куйбышев : КуАИ, 1982.– 96 с.
6. Кузнецов Н. Д. Опыт разработки двигателей для пассажирских самолетов с учетом их акустических характеристик [Текст] / Н. Д. Кузнецов, И. С. Загузов. // Тр. ЦАГИ. – 1982. – С. 12 – 25.
7. Халецкий Ю. Д. Экологические проблемы авиации [Текст] / Ю. Д. Халецкий. – М. : ТОРУС ПРЕСС, 2010. – 504 с.
8. Кисляк М. И. Исследование влияния параметров сетки на результаты CFD — расчётов ступени вентилятора ТРДД [Текст] / М. И. Кисляк, М. М. Митрахович, В. В. Комаров. // Технологические системы. – 2016. – № 3 (76). – С. 60 – 68.
9. Кисляк М. І. Порівняння впливу змін середовища при дослідженні моделі вентилятора ТРДД з використанням алгоритмів, що ґрунтуються на рівняннях тиску та густини [Текст] / М. І. Кисляк. // Науково-технічний журнал «Проблеми тертя та зношування». К. : – 2017. – № 3 (76). – С. 100 – 106.
10. Кисляк М. І. Визначення раціональної моделі турбулентності для отримання характеристик ступені вентилятора осьового компресора газотурбінного двигуна з використанням програмного комплексу ANSYS [Текст] / М. І. Кисляк. // Технологические системы. – 2015. – № 3 (72). – С. 62 – 67.

11. Кисляк М. И. Исследование аэроакустической эффективности профиля лопатки вентилятора ТРДД с использованием комплекса ANSYS [Текст] / М. И. Кисляк, М. М. Митрахович // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – С. 54 – 58.
12. Кисляк М. И. Методика количественной оценки акустических характеристик ступени вентилятора [Текст] / М. И. Кисляк // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – 2017. – №32 (1254). – С. 133 – 138.
13. ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартів безпеки праці. Шум. Загальні вимоги безпеки. Зі зміною № 1 (СТ СЭВ 1930-79) / Міждержавний стандарт [Текст]. – Вид. офіц. – [Чинний від 1983-06-06].
14. Гутин Л. Я. Избранные труды [Текст] / Л. Я. Гутин. – Л. : Судостроение, 1977. – 600 с.
15. Юдин Е. Я. Борьба с шумом на производстве [Текст] / Е. Я. Юдин, Л. А. Борисов, И. В. Горенштейн [та ін.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 400 с.
16. Lighthill M. J. On Sound Generated Aerodynamically General Theory [Text] / M. J. Lighthill. // *Proc. R. Soc. Lond.* – 1952. – A 211. – P. 564 – 587.
17. Paramoschou D. The Compressible Turbulent Shear Layer: An Experimental Study [Text] / D. Paramoschou, A. Roshko // *J. FluidMech.* – 1988. – № 197. – P. 453–477.
18. Непомнящий Е. А. Результаты исследования шума пропеллера [Текст] / Е. А. Непомнящий // *Успехи физических наук*. – Т. XXVII. – 1945. - № 1 – С. 72 – 95.
19. Зинченко В. И. Шум судовых газотурбинных установок [Текст] / В. И. Зинченко, Ф. Е. Григорян. – Л. : Судостроение, 1969. – 343 с.
20. Tyler J. M. Axil flow compressor noise studies [Text] / J. M. Tyler, T. G. Sofrin // *SAE Transactions*. – 1962. – № 70. – P. 40 – 42.
21. Андреев Н. Н. Акустика движущейся среды [Текст] / Н. Н. Андреев, И. Г. Русаков. – М. : Проблемы новейшей физики, 1934. – 38 с.
22. Блохинцев Д. И. Акустика неоднородной движущейся среды [Текст] / Д. И. Блохинцев. – М. : ОГИЗ. Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1946. – 220 с.

23. Юдин В. А. Решетка профилей в неравномерном потоке [Текст] / В. А. Юдин // Теоретическая и прикладная гидродинамика. – Ч. 1. – К. : Киевский университет, 1988. – С. 21 – 28.
24. Коротыгин А. А. Разработка конструкции моноколеса вентилятора с полыми лопатками для ТРДД высокой степени двухконтурности [Электронный ресурс] / А. А. Коротыгин // Электронный журнал «Труды МАИ». – 2011. – № 45. – С. 20. – Режим доступа: <http://trudymai.ru/published.php?ID=25328>
25. Зенкевич О. С. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. С. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 541 с.
26. Большаков В. П. Основы 3D-моделирования. Изучаем работу в AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor [Текст] / В. П. Большаков. – СПб : Питер, 2013. – 304 с.
27. Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя [Текст] / К. А. Басов. – М : ДМК Пресс, 2014. – 640 с.
28. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский, М. : Наука, 1987. – 840 с.
29. Баженов Л. А. О локализации источников вихревого звука при обтекании цилиндрического профиля [Текст] / Л. А. Баженов, А. Г. Семенов // Акустика неоднородных сред. – Ежегодник РАО. – 2011. – № 12. – С. 13 – 35.
30. Юн А. А. Теория и практика моделирования турбулентных течений [Текст] / А. А. Юн. – М. : Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2009. – 272 с.
31. Documentation for ANSYSICEMCFD 14.0 [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа: http://www.academia.edu/3196227/ANSYS_ICEM_CFD_14_Tutorial_Manual
32. Horváth C. Broadband noise source model acoustical investigation on unskewed and skewed axial flow fan rotor cascades [Text] / C. Horváth, J. Vad // 14-th International Conference on Fluid Flow Technologies. – 2009. – P. 682 – 689.
33. Gennaro M. Ffowcs Williams-Hawkings acoustic analogy for simulation of NASA SR2 propeller noise in transonic cruise condit [Text] / M. Gennaro, D. Caridi, M.

Pourkashanian // V European Conference on Computational Fluid Dynamics. – 2010. – 16 p.

34. Гутин Л. Я. Избранные труды [Текст] / Л. Я. Гутин. – Л.: Судостроение, 1977.– 600 с.

35. Юдин Е. Я. Борьба с шумом на производстве [Текст] / Е. Я. Юдин, Л. А. Борисов, И. В. Горенштейн [та ин.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 400 с.

36. Андреев Н. Н. Акустика движущейся среды [Текст] / Н. Н. Андреев, И. Г. Русаков. – Л.; М. : Государственное технико-теоретическое издательство, 1934. – 41 с.

37. Блохинцев Д. И. Акустика неоднородной движущейся среды [Текст] / Д. И. Блохинцев. – М. : ОГИЗ. Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1946. – 220 с.

38. Curle N. The influence of solid boundaries on aerodynamic sound [Text] / N. Curle // Proc. Roy. Soc. – London. – 1955. – A 231. – P. 505 – 514.

39. Huang L. Acoustic Analysis of a Cooling Fan [Text] / L. Huang, J. Wang // Acoust. Soc. Am. – 2005. – Vol. 118. – P. 2190 – 2200.

40. Даулинг А. П. Использование акустической аналогии и метода моделирования крупных вихрей для диагностики шума турбулентных струй [Текст] / А. П. Даулинг, С. А. Карабасов, Т. П. Хайнс. // Ученые записки Центрального аэро-гидродинамического института им. проф. Н. Е. Жуковского (ЦАГИ). – 2010. – № 1 (41). – С. 59 – 69.

41. Horváth C. Broad band noise source model acoustical investigation on unskewed and skewed axial flow fan rotor cascades [Text] / C. Horváth, J. Vad, // 14-th International Conference on Fluid Flow Technologies. – 2009. – P. 682 – 689.

42. Gennaro M., Ffowcs Williams-Hawkings acoustic analogy for simulation of NASA SR2 propeller noise in transonic cruise condition [Text] / M. De Gennaro, D. Caridi, Prof. M. Pourkashanian // V European Conference on Computational Fluid Dynamics. Lisbon, Portugal, 14 – 17 June, 2010.

43. Proudman I. The Generation of Noise by Isotropic Turbulence [Text] / I. Proudman. // Proc. Roy. Soc. – 1952. – № A 214 – 119. – P. 119 – 125

44. Lilley G. M. The radiated noise from isotropic turbulence revisited [Text] / G. M. Lilley // NASA Contract Report. – Hampton : NASA Langley Research Center, 1993. – P. 57.
45. Самохин В. Ф. ШУМ ГТД (Введение в авиационную акустику) / В. Ф. Самохин. – М: ЦАГИ, 2007. – 152 с.
46. Результаты акустических измерений шума двигателя Д18Т25 с элементами шумоглушения и смещенными дисками турбины вентилятора на ОС-1 [Текст]: Техническая справка / ДП «Івченко Прогрес»; рук. Мартыненко Л. И.; исполн. Попуга А. И., Запорожье. – 2005. – 14 с. – Т/с № 243/2005-18Т.
47. Богданов М. Ю. Розробка методики розрахунку параметрів комплексного акустичного резонатору / М. Ю. Богданов, Ф. І. Кірчу // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2015. - № 4(9). - С. 15-21.

Додаток 1

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

1. Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Кисляк М. І. 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 // Технологические системы. – 2015. – №3 (72). – С. 62 – 67. – Библиогр. : с. 67. – ISSN 2074-0603.

2. Кисляк М. И. Исследование влияния параметров сетки на результаты CFD-расчётов ступени вентилятора ТРДД [Текст] / М. И. Кисляк, В. В. Комаров, М. М. Митрахович // Технологические системы. – 2016. – №3 (76). – С. 60 – 68. – Библиогр. : с. 68. – ISSN 2074-0603.

3. Кисляк М. И. Исследование аэроакустической эффективности профиля лопатки вентилятора ТРДД с использованием комплекса ANSYS [Текст] / М. И. Кисляк, М. М. Митрахович // Авиационно-космическая техника и технология. – 2017. – С. 54 – 58.

4. Кисляк М. И. Методика количественной оценки акустических характеристик ступени вентилятора [Текст] / М. И. Кисляк // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2017. – №32 (1254). – С. 133 – 138.

5. Кисляк М. І. Порівняння впливу змін середовища при дослідженні моделі вентилятора ТРДД з використанням алгоритмів, що ґрунтуються на рівняннях тиску та густини [Текст] / М. І. Кисляк // Проблеми тертя та зношування. – 2017. – №3 (76). – С. 100 – 106.

2. Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

1. Кисляк М. І. Дослідження впливу форми акустичного резонатора на ефективність зменшення звуку двигуна, в середовищі ANSYS [Текст] /

М. І. Кисляк, М. М. Мітрахович // XIV Міжнародна науково-практична конференція молодих учених і студентів «Політ. Сучасні проблеми науки». 2 – 3 квітня 2014 р.

2. Кисляк М. І. Визначення раціональної моделі турбулентності при розрахунках обтікання лопаткового вінця компресора ГТД [Текст] / М. І. Кисляк, М. М. Мітрахович // АВІА-2015: XII міжнародна науково-технічна конференція, 28 – 29 квітня 2015 р. – К. : НАУ, 2015. – Т. І. – С. 20.58. – 20.61.

3. Кисляк М. І. Дослідження впливу густоти розрахункової сітки на результати моделювання ступені вентилятора ТРДД [Текст] / М. І. Кисляк, М. М. Мітрахович // Міжнародна науково-практична конференція «Перспективи розвитку військової авіації. Кооперація підприємств авіаційної промисловості з іноземними компаніями – головний напрямок військово-технічного співробітництва та основа для створення нових зразків авіаційної техніки», 13 жовтня 2016 р. – К. : Міжнародний виставковий центр, 2016, С. 44 – 45.

4. Kysliak M. I. Study of the mesh parameters for results in CFD-calculation of fan stage turbofan [Text] / M. I. Kysliak // Safety in Aviation and Space Technologies: the seventh world congress «Aviation in the XXI-st century», 19 – 21 вересня 2016 р. [тези доп.] – К. : НАУ, 2016. – Т. 1. – С. 1.5.22. – 1.5.26.

5. . Кисляк М. І. Способи перевірки точності результатів при застосуванні акустичних моделей [Текст] / М.І. Кисляк // XVII Міжнародна науково-практична конференція молодих учених і студентів «Політ. Сучасні проблеми науки» 4 – 5 квітня 2017 р.

6. Кисляк М. І. Порівняння розрахункових алгоритмів, заснованих на рівняннях тиску та густини при дослідженні моделі вентилятора ТРДД [Текст] / М. І. Кисляк // АВІА-2017 : XIII міжнародна науково-технічна конференція, 19 – 21 квітня 2017р. – К. : НАУ, 2017. – Т. 1. – С. 20.26. – 20.30.

7. Кисляк М. И. Исследование аэроакустической эффективности профиля лопатки вентилятора ТРДД с использованием комплекса ANSYS [Текст] / М. І. Кисляк, М. М. Митрахович // XXII Международный конгресс двигателестроителей, 4 – 9 сентября 2017 г. – Харьков – Николаев – Коблево.

Додаток 2

ЗАТВЕРЖДУЮ

Перший заступник директора підприємства,
Головний конструктор

к.т.н.

В.М. Меркулов



30.11.17

АКТ

впровадження результатів кандидатської дисертації М.І. Кисляка
«Методика удосконалення акустичних характеристик вентилятора
турбореактивного двоконтурного двигуна»

Комісія у складі першого заступника директора підприємства, головного конструктора Меркулова В.М., головного конструктора Письменного В.І., заступника головного конструктора Хусточки О.М. склала акт про те, що на підприємстві ДП «Івченко-Прогрес» прийнята до використання та впровадження методика удосконалення акустичних характеристик вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна та рекомендації щодо удосконалення характеристик турбореактивного двоконтурного двигуна, шляхом модифікування та оптимізації геометричних параметрів лопаток вентилятора з застосуванням сучасних програмних засобів моделювання в програмній системі кінцево-елементного аналізу ANSYS.

Дані представлені у технічному звіті Т/з №345/2017-18 «Математичне моделювання акустичних характеристик вентилятора ТРДД типу Д-18».

Головний конструктор

В.І. Письменний

Заст. головного конструктора

О.М. Хусточка