

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
АЕРОКОСМІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра авіаційних двигунів

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри д-р технічних
наук, проф..

_____ М.С.Кулик
“ ____ ” _____ 2020 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

ВИПУСКНИКА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА
ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ
“ ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ ”

Тема: Характеристики біротативного осьового компресора

Виконав: _____ **Бердніков Е.О.**

Керівник: докт.техн.наук, доц. _____ **Дорошенко К.В.**

Консультанти з окремих розділів пояснювальної записки:

Охорона праці: _____ **Казанець В.І.**

Охорона навколишнього середовища:

_____ **Дмитруха Т.І.**

Нормоконтролер : _____ / _____ /

КИЇВ 2020

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аерокосмічний факультет

Кафедра авіаційних двигунів

Освітній ступінь «Магістр»

Спеціальність 142 “Енергетичне машинобудування”

ОНП “Газотурбінні установки і компресорні станції”

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідуючий кафедри

докт. техн. наук., проф.

_____ Кулик М.С.

« _____ » _____ 20__ г.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи магістра

БЄРДНІКОВА ЕДГАРА ОЛЕКСІЙОВИЧА

1. Тема роботи: «Характеристики біротативного осьового компресора» затверджено наказом ректора від «25» вересня 2019 р. № 2187/ст.
2. Строк виконання роботи: з «1» жовтня 2019 р. по «24» січня 2020р.
3. Вихідні дані до роботи: ГТУ Потужністю 10 МВт, САУ.
4. Зміст пояснювальної записки: аналіз досліджень біротативних компресорних решіток осьових компресорів та подвійних тандемних лопаточних рядів . Вибір і обґрунтування основних технічних рішень (розділ 1). Попередній термогазодинамічний розрахунок циклу двигуна та параметрів вузла компресора (розділ 2). Розрахунок та створення геометрії моделі біротативного ступеня компресора, аналіз результатів моделювання (розділ 3), вплив фактору підвищеного рівня шуму компресора на екологію (розділ 4), охорона праці (розділ 5).
5. Перелік обов’язкового графічного матеріалу: плакат з основними результатами _____ магістерської _____ роботи

Графічний матеріал виконано в програмному середовищі Ansys CFD POST.6. Календарний план-графік

Завдання	Строк виконання	Відмітка про виконання
Вибір матеріалів для дипломної роботи	01.10.2019- 10.10.2019	
Вивчення літератури за темою дипломної роботи	11.10.2019- 23.10.2019	
Вибір і обробка статистичних даних	24.10.2019- 5.11.2019	
Попередній аналіз проблеми (розділ 1)	6.11.2019- 13.11.2019	
Термогазодинамічний розрахунок. Розрахунок основних систем і елементів двигуна (розділ 2)	14.11.2019- 22.11.2019	
Розрахунок та створення геометрії моделі біротативного ступеня компресора (розділ 3)	23.11.2019- 24.12.2019	
Екологія (розділ 4)	6.01.2020- 15.01.2020	
Охорона праці (розділ 5)	7.01.2020- 15.01.2020	
Оформлення пояснювальної записки	15.01.2020- 24.01.2020	

7. Дата видачі завдання «02» вересня_ 2019г.

Керівник дипломної роботи

(підпис)

Дорошенко К.В.

(П.І.Б.)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Бердніков Е.О.

(П.І.Б.)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи «**Характеристики біротативного осьового компресора**»:

131 с., 35 рис., 9 табл., 11 джерел.

Об'єкт дослідження – Біротативний компресор.

Предмет дослідження – характеристика біротативного компресора з дворядними робочими колесами.

Мета дипломної роботи – підвищення аеродинамічного навантаження компресора шляхом застосування біротативного компресора з дворядними робочими колесами.

Метод дослідження – метод аналізу і синтезу, аналітичний розрахунок, математичне моделювання течії в біротативному компресорі. В процесі виконання дипломної роботи широко використовувались системи автоматичного проектування (САПР), для математичних розрахунків – Mathematica, для виконання графічної частини та моделювання – ICEM, Ansys WorkBench: модулі Geometry, Turbogrid, CFX.

СИЛОВА УСТАНОВКА, БІРОТАТИВНИЙ КОМПРЕСОР, КОАКСІАЛЬНИЙ КОМПРЕСОР, ДВОРЯДНІ ЛОПАТКОВІ ВІНЦІ, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ, АЕРОДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ.

Зміст

Вступ	7
РОЗДІЛ 1 Попередній аналіз проблеми	8
1.1. Принцип роботи біротативних компресорів	8
1.2. Аналіз наявних досліджень властивостей біротативних решіток осьових компресорів	10
1.3. Європейські дослідження	16
1.4. Американські дослідження	20
1.5. Подвійні лопаточні решітки	22
Висновки за першим розділом	27
РОЗДІЛ 2 Попередній термогазодинамічний розрахунок	28
2.1. Термодинамічний розрахунок ГТУ	28
2.2 Профілювання компресору.	32
Висновки за другим розділом	35
РОЗДІЛ 3 Розрахунок та створення геометрії моделі біротативного ступеня компресора	37
3.1. Розподілення роботи компресорних решіток	37
3.2. Розрахунок геометричних та термогазодинамічних показників першого ступеня компресора	39
3.3 Розрахунок і побудова трикутників швидкостей першого РК компресора	40
3.4. Проектування лопаточного вінця для другого РК	44
3.5 Розрахунок геометричних та термогазодинамічних показників 2 ступеня компресора	47
3.6. Подвійна лопатковий вінець	48
3.7. Побудова геометрії моделі для імпорту в розрахунковий модуль CFX	50
3.8. Постановка та вирішення задачі в розрахунковому модулі CFX	54
3.9. Аналіз результатів моделювання	54

Висновки за третім розділом	58
РОЗДІЛ 4 Вплив шумового забруднення на навколишнє середовище	59
4.1.Фактор шуму, що виникає при роботі компресора в складі ГТУ	59
4.2. Захист від шуму	63
4.3. Показники вібрації	69
4.4 Вплив вібрації на людину	72
РОЗДІЛ 5 Охорона праці	76
5.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що виникають при експлуатації та ремонті проектованої ГТУ. ГОСТ 12 0.003-74.ДСТУ 2293-99	76
5.2. Організаційні, конструктивно-технологічні заходи по зменшенню рівня дії небезпечних та шкідливих виробничих факторів	81
5.3. Розробка заходів щодо зменшення дії небезпечних факторів на об'єкти компресорного цеху	82
5.4. Розрахунок рівня шуму компресора ГТУ	83
5.5. Забезпечення пожежної та вибухової безпеки при технічному обслуговуванні ГТУ. ГОСТ 12.1.004-91ССБТ, ГОСТ 12.1.010-86ССБТ	84
5.6. Основні вимоги до додержання правил з охорони праці при експлуатації проектованого двигуна. ДНАОП 0.00 - 4.15 - 98	87
Загальні висновки	94
Список літератури	95

ВСТУП

Одним із основних напрямів двигунобудування є покращення і удосконалення параметрів та характеристик осьових компресорів. Загалом можна виділити три напрями удосконалення осьових компресорів:

- підвищення аеродинамічного навантаження (підвищення ступеня тиску);
- удосконалення аеродинаміки компресора – підвищення ККД;
- акустичне удосконалення – зменшення шуму компресорів;
- зменшення ваги та діаметральних розмірів.

Дослідження, проведені іншими авторами показали, що застосування біротативного компресора дає можливість зменшити вагу конструкції, зменшити діаметральні та осьові розміри при незмінному аеродинамічному навантаженні, також підвищити коефіцієнт запасу міцності.

Застосування дворядних лопаткових вінців у робочому колесі дозволяє підвищити аеродинамічне навантаження на 10..15% при незмінних діаметральних та осьових розмірах робочого колеса.

Таким чином, комбінація біротативного компресора і дворядних лопаткових вінців дозволить збільшити аеродинамічне навантаження компресора.

Мета дипломної роботи – підвищення аеродинамічного навантаження компресора шляхом застосування біротативного компресора з дворядними робочими колесами.

РОЗДІЛ 1 ПОПЕРЕДНІЙ АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ

1.1. Принцип роботи біротативних компресорів

Відомо що в двухкаскадних компресорах ротори низького та високого тиску можна розташовувати послідовно (рис. 1.1), та концентрично (рис.1.2), коли ротори обертаються в протилежні сторони та лопатки внутрішнього ротора виступають в ролі направляючих апаратів для лопаток зовнішнього ротора [1]. Розробка та створення даної конструктивної схеми пов'язана з великими науковими та технологічними складнощами, насамперед врівноваження даної конструкції задля запобігання явища вібрації, вибір оптимальної геометрії компресорних решіток, осьових відстаней між лопаточними вінцями, керуванням режимів роботи компресора, врівноваження роботи роторів, швидкостями обертання роторів, питаннями виготовлення та центрування робочих решіток, побудова та спосіб кріплення підшипників на зовнішньому валі, конструкцією зовнішнього барабану тощо. Найбільшою проблемою конструкції стала складність виготовлення та кріплення лопаток зовнішнього барабану що суттєво сдорожчувало процес виробництва, експлуатації та ремонту схеми з зовнішнім барабаном.

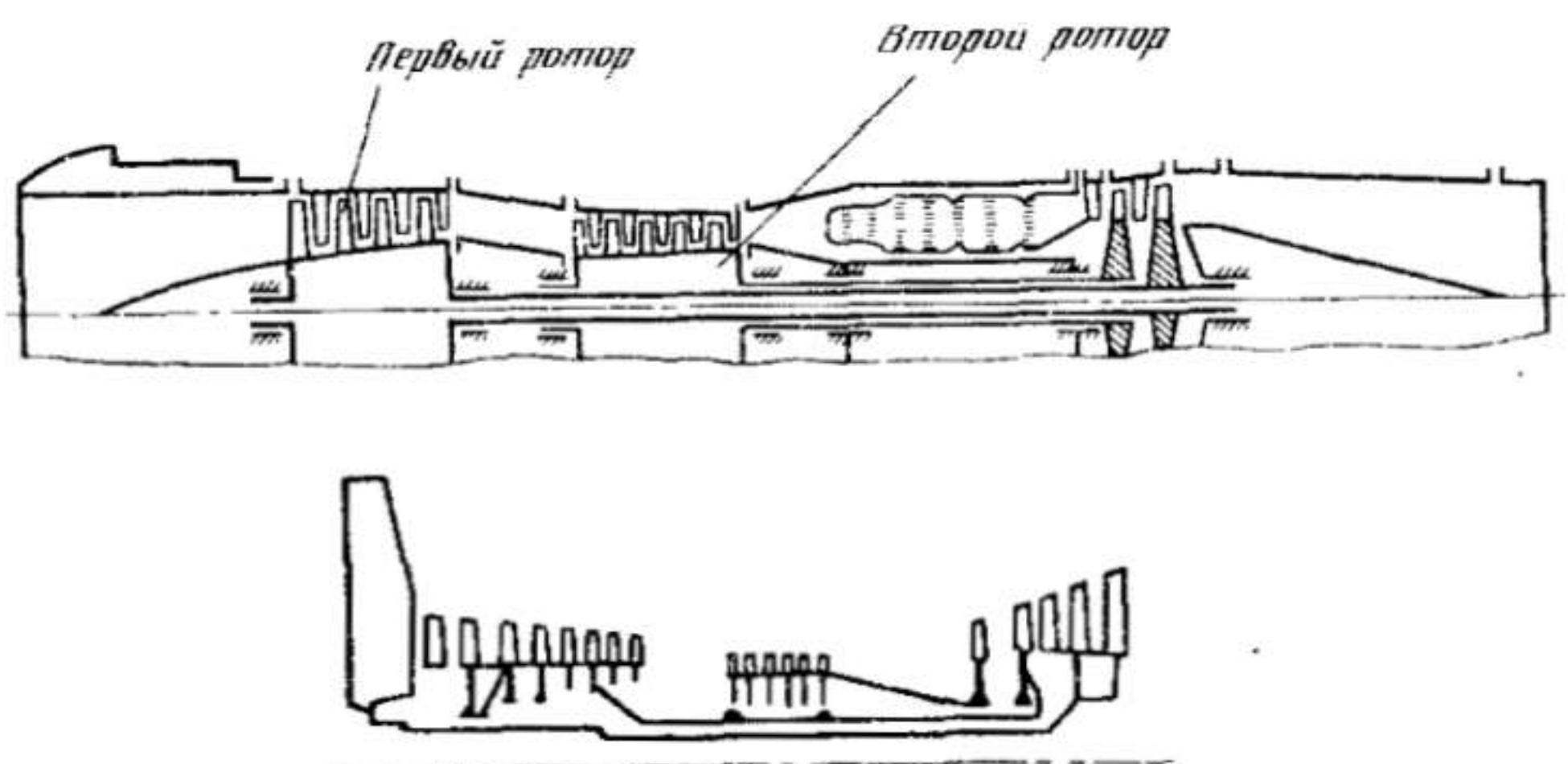


Рисунок 1.1. – Двухкаскадний компресор стандартної схеми

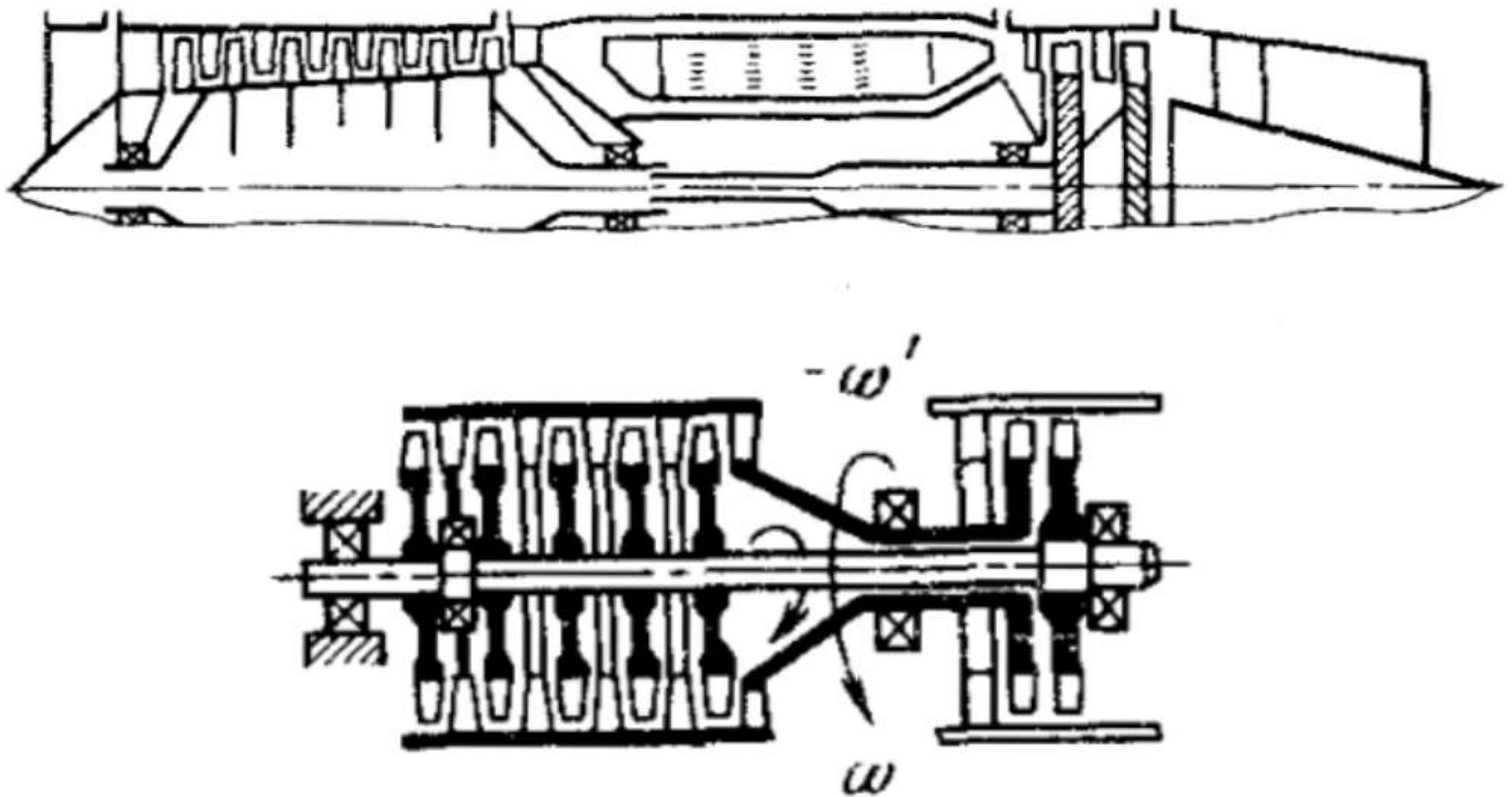


Рисунок 1.2. – Біротативний (коаксіальний) компресор з двома турбінами в якості приводу кожного ротору

Незважаючи на недоліки, схема має потенційні переваги, такі як компактність, потужність, більша безпечність конструкції у випадку відриву лопатки. Слідуючи даній ідеї в осени 1938 року Маух і Шельп, представники німецького технічного управління, звернулися до фірми Dimler-Benz з пропозицією почати власну розробку двухконтурного турбореактивного двигуна, але безуспішно. Через рік на роботу до фірми був прийнятий д.т.н. інженер Карл Лейст, за його ініціативою був розпочатий проект розробки двухконтурного двигуна DB 6001/109-007 ZTL (рис.1.3), який був заснований на конструктивних ідеях двигунів Брамо 109-002 і модифікаціях Юнкерс 109-004, разом з власними розробками Лейста в області охолодження турбіни [5]. Всі три двигуни мали одну спільну рису – використання компресора з протилежно направленими робочими лопатками, що кріпилися на внутрішній та зовнішній барабани, розробники яких стикалися з різними інженерними завданнями і проблемами. Через це лише один з них дійшов до стадії випробувань.

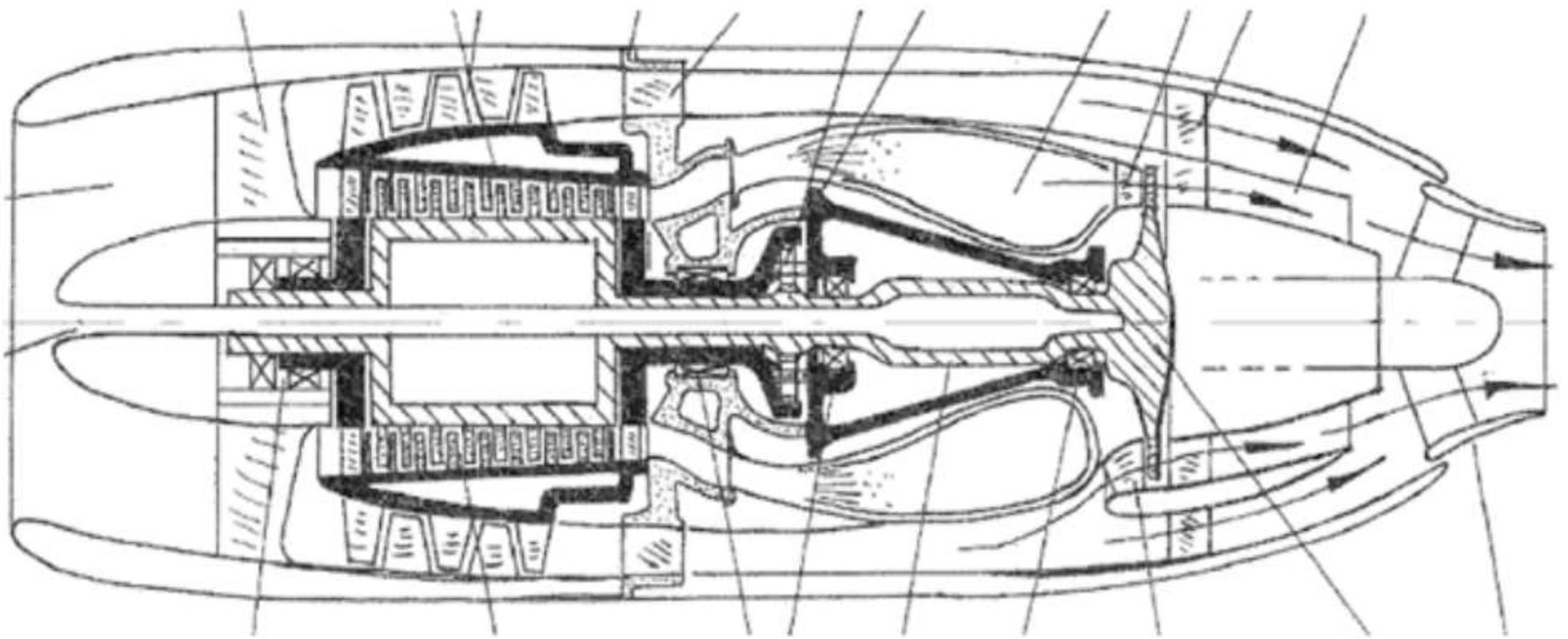


Рисунок 1.3 Принципова конструктивна схема двигуна DB 6001

Основною проблемою конструкції двигуна стали необхідність задовільнити вимоги міцності та масо-габаритних характеристик. Через технологічні складнощі виробництва елементів конструкції, відсутність достатньої кількості профільних спеціалістів, брак фінансування та наявності більш перспективних двигунів проект не вийшов за рамки стендових випробувань та був признаний безперспективним.

1.2. Аналіз наявних досліджень властивостей біротативних решіток осьових компресорів

В 1992 році представники Департаменту Аерокосмічної Інженерії (м. Бомбей, Індія) публікують результати науково-дослідної роботи на тему дослідження аеродинамічних характеристик осьових біротативних лопаточних решіток [7]. У дослідженні приводяться результати випробувань ступеня компресора з діаметральними габаритами 400 мм при швидкостях обертання роторів 2000/2800; 2800/2000; 2400/2400; на спеціально побудованому для цих цілей дослідному стенді (рис. 1.4).

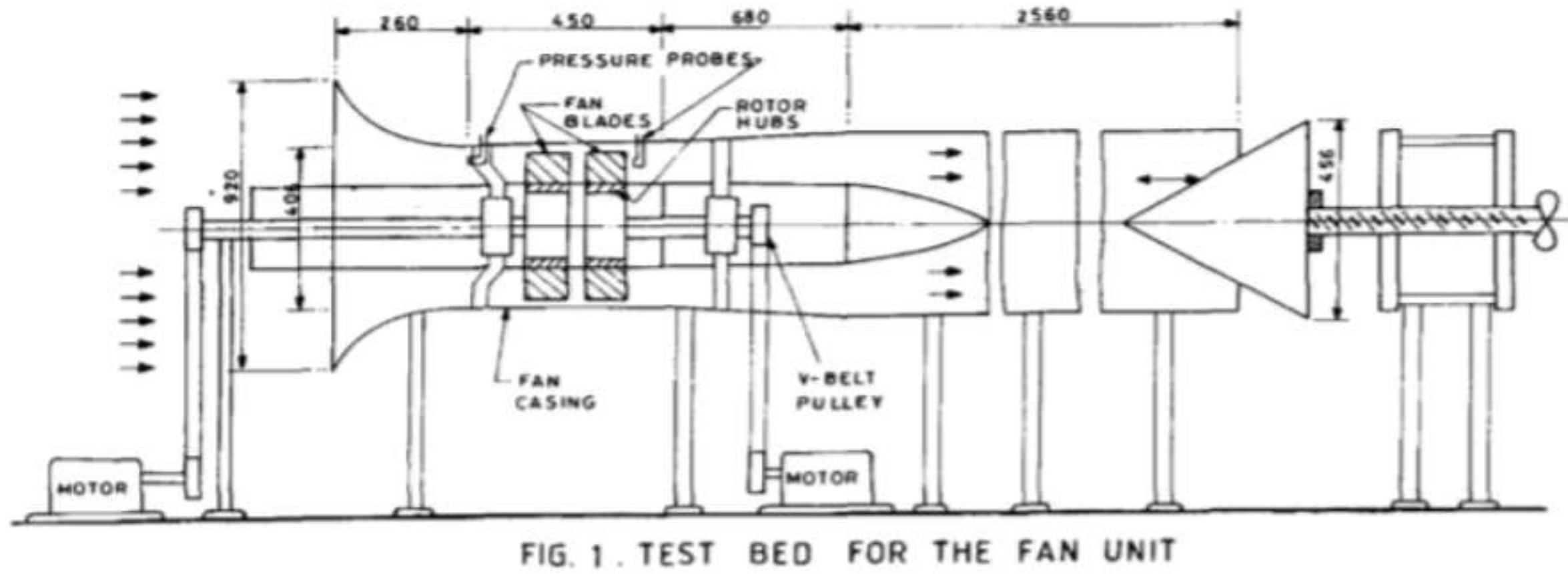


Рисунок 1.4 Принципова схема роботи експериментального стенду

Геометрія робочих лопаток була спроектована з використанням теорії лопаточних елементів (НАСА) та без зривному пограничних характеристиках обтікання на кожній частині лопатки(рис. 1.5).

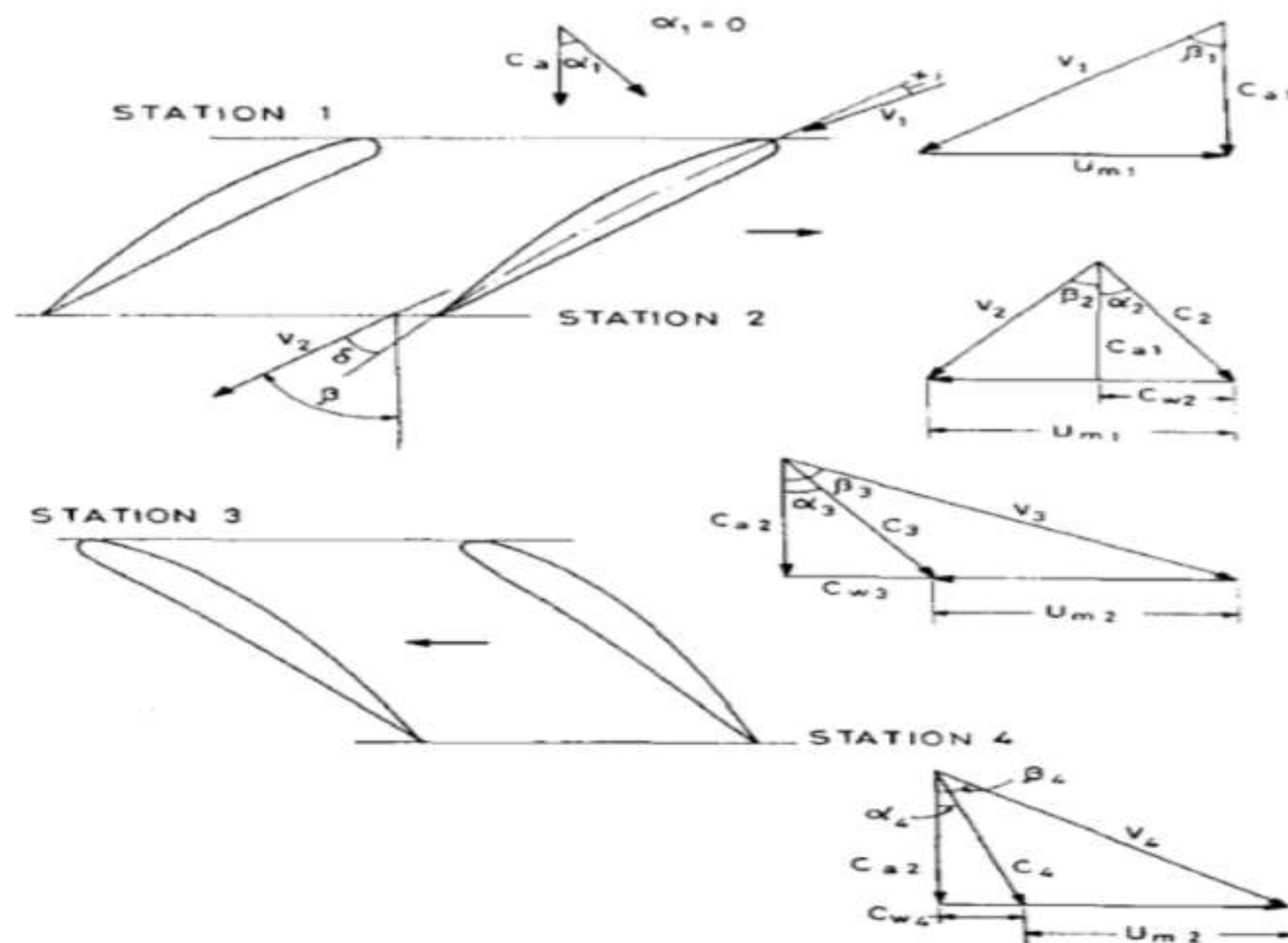


Рисунок 1.5 Трикутники швидкостей для середнього діаметру робочих лопаток

Обидві лопатки мали низьке відношення висоти до ширини, близьке до 1, та фіксовану проєкцію довжини на вісь компресора по висоті. Кут входу потоку на першу лопатку складав 33 градуси та 23 градусі на другу. Друга робоча решітка мала більший кут закрутки потоку по всій довжині лопаток починаючи зі втулки та закінчуючи на кромці. Остаточна геометрія елементів редагувалася

під час випробувань(рис.1.6). Перша робоча решітка отримала 10 лопатей, друга – 11, зі змінною товщиною профілю по довжині.

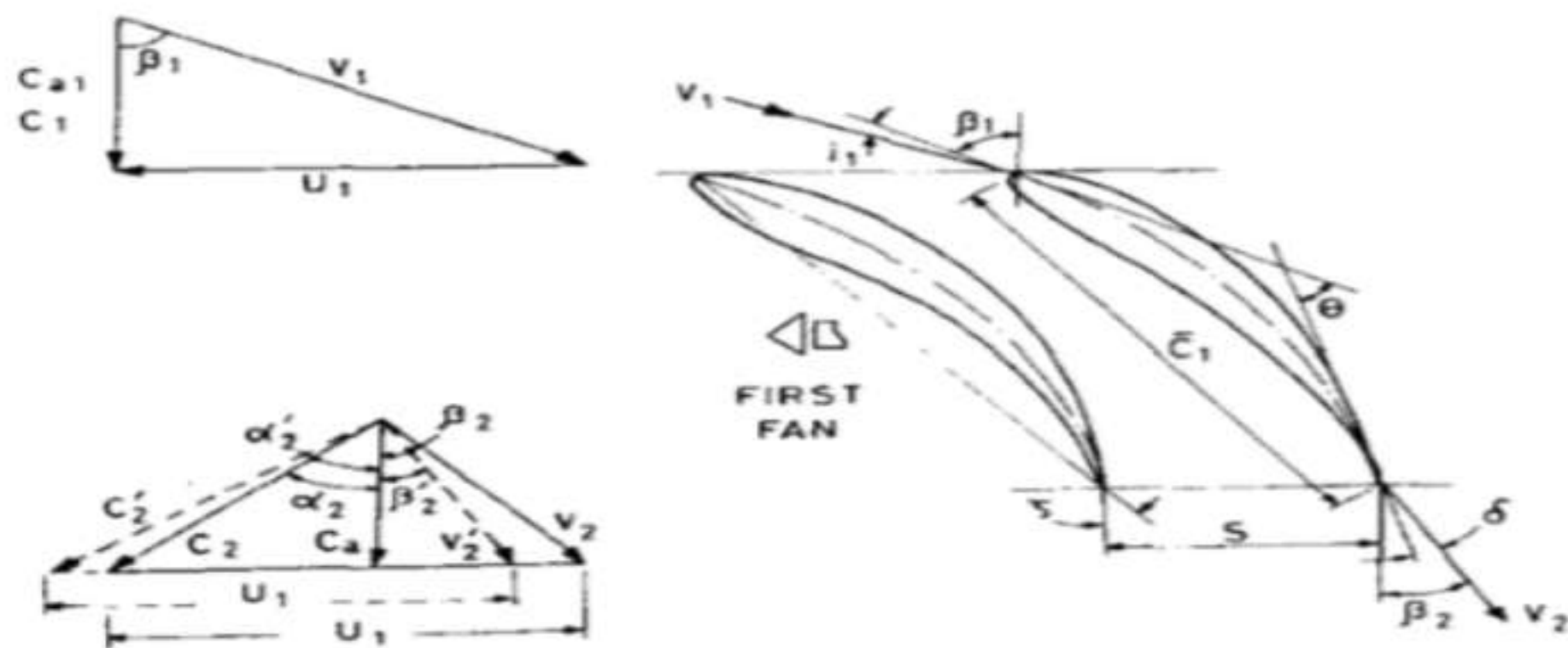


Рисунок1.6. Модифікована лопатка першого РК зі змінним вектором виходу потоку

Першими важливими спостереженням було вимірювання масових витрат через компресор під час роботи лише першої робочої решітки, без встановлення другого ряду лопаток, а потім лише другої решітки. Масова витрата повітря склала 3,65 – 3,85 кг/с відповідно. Подальші вимірювання проводилися з використанням обох робочих решіток, за різними комбінаціями швидкостей обертання (рис.1.7.). Масова витрата складала від 5,906 до 6,191 кг/с.

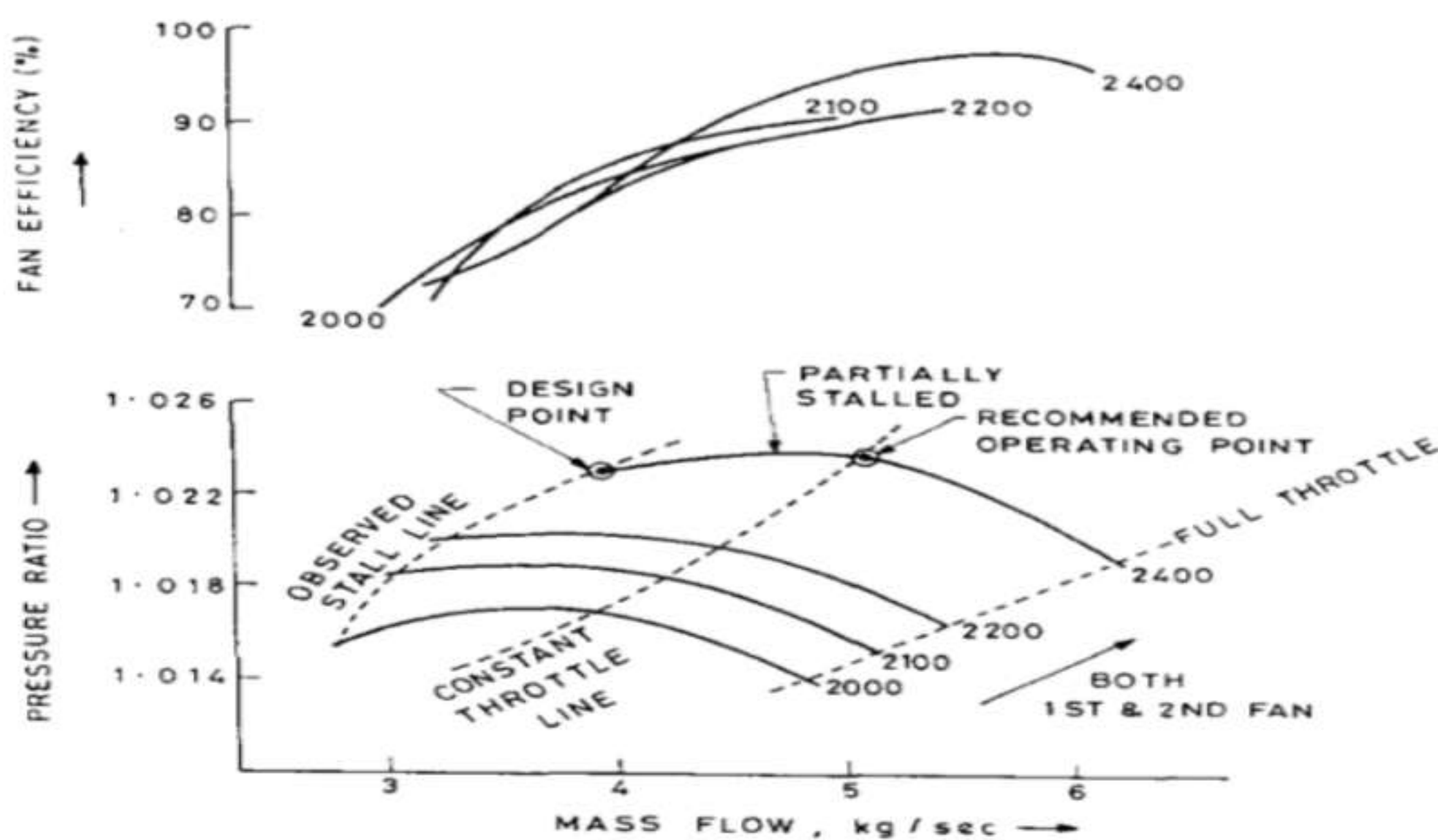


Рисунок 1.7. Графік результатів вимірювання масових витрат та рівня підвищення тиску на різних робочих обертах РК

Аналіз цих результатів показав що, по всій видимості, швидкість обертання першого РК має більший вплив на масову витрату повітря, а швидкість другого на підвищення тиску у компресорі. Біротативний ступінь продукував на 60% більшу масову витрату та на 10% більшу ступінь підвищення тиску ніж ту для якої він був спроектований. Розрахунок ККД заснований на витратах електродвигунів, з урахуванням втрат, показав ефективність ступеня у $90\pm 3\%$.

Були отримані дані про вплив відстані між сусідніми кромками робочих решіток на ефективність ступеня. Найбільші значення ефективності ступеня були отриманні при ширині зазору в 49-50% від хорди лопатки (рис. 1.8.).

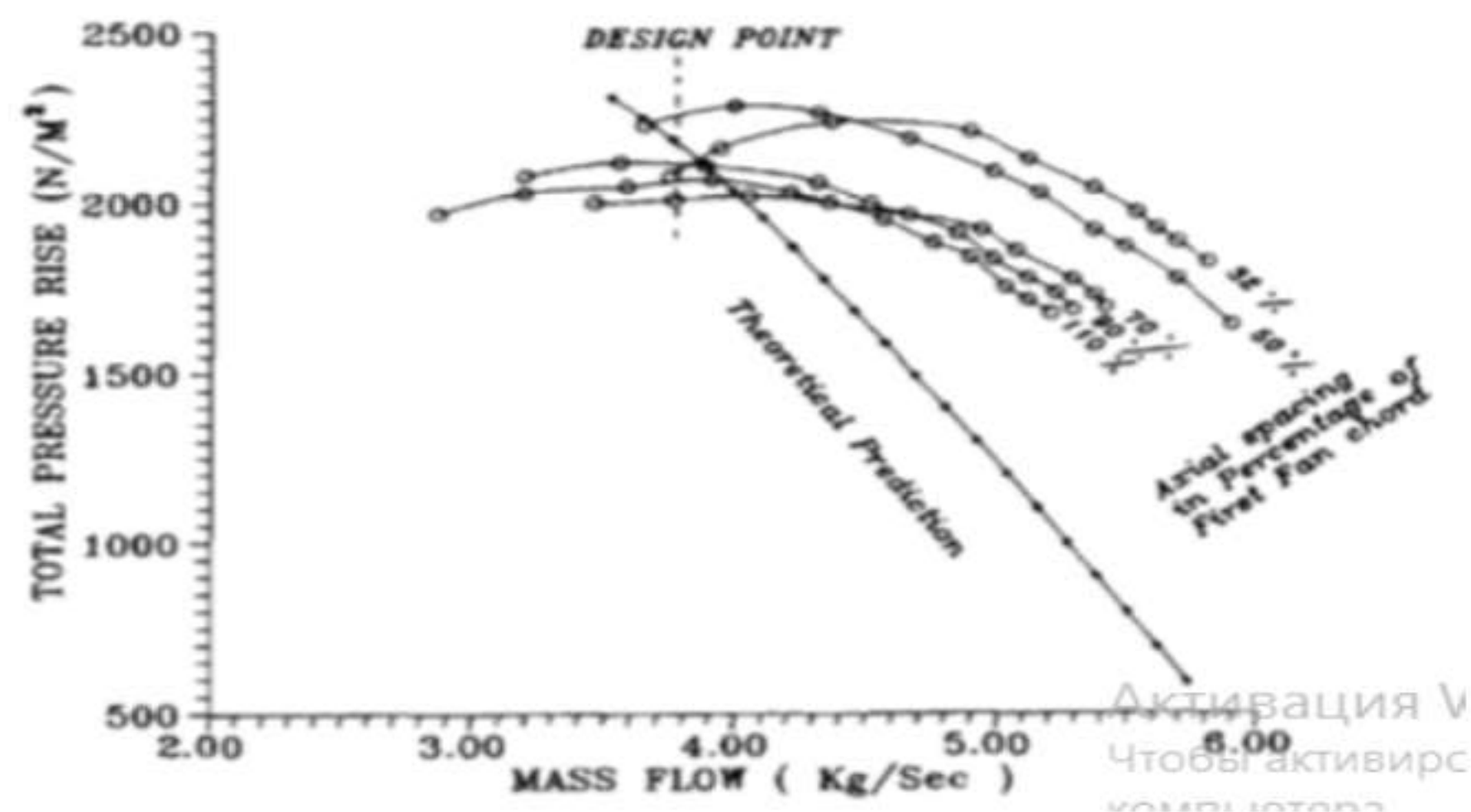


Рисунок 1.8. Порівняльний графік залежностей значення тиску від масової витрати для різної ширини осьового зазору між робочими решітками

Також експериментально був досліджений ефект впливу відношення швидкостей решіток на зрив потоку на робочих поверхнях лопаток (рис.1.9.), так у випадку відношення швидкостей обертання 1 решітки до другої менше одиниці при критичних параметрах зрив потоку відбувається на внутрішній робочій поверхні 2го ряду робочих лопаток, у випадку відношення більше одиниці – зрив відбувається на зовнішній поверхні.

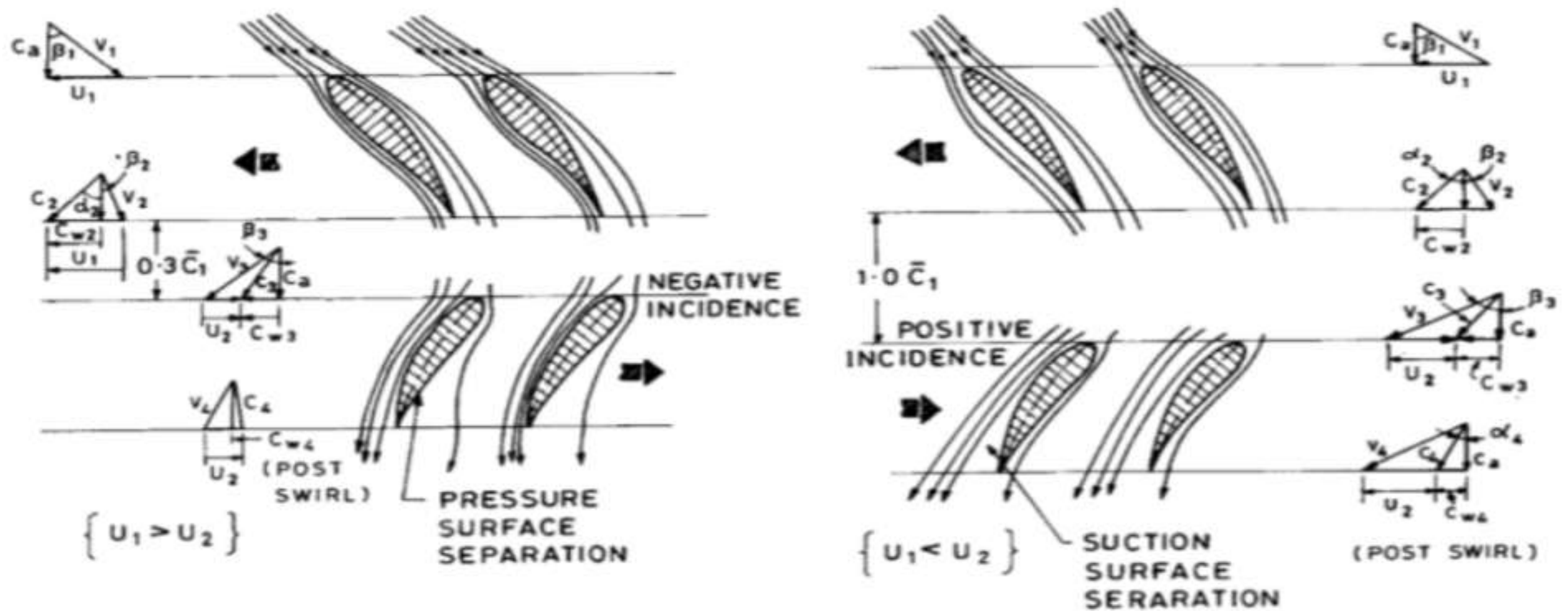


Рисунок 1.9. Відрив потоку газу від робочих поверхонь лопаток та їх трикутники швидкостей. Зліва відрив при відношенні швидкостей менше одиниці, з права – більше одиниці

Дослідники вбачали вирішення цієї проблеми за допомогою використання контролю пограничного слою методом відсмоктування частини повітря із зовнішньої кромки лопатки, рівень шуму компресора значно перевищує допустимі показники.

Через рік в Індії була опублікована ще одна робота що мала здебільшого ті самі висновки в області визначення впливу міжрядної відстані на ккд, проте результати більш прискіпливого вивчення впливу швидкостей обертання роторів та зазорів між зовнішніми стінками показали що їх вони мають вагомий вплив на формування течії в елементах біротативного ступеня [8]. При покращенні обробки поверхні лопаток та зменшенні зазору між зовнішніми стінками компресора та лопаточними вінцями вдалось суттєво збільшити ефективність ступеня (Рис.1.10.).

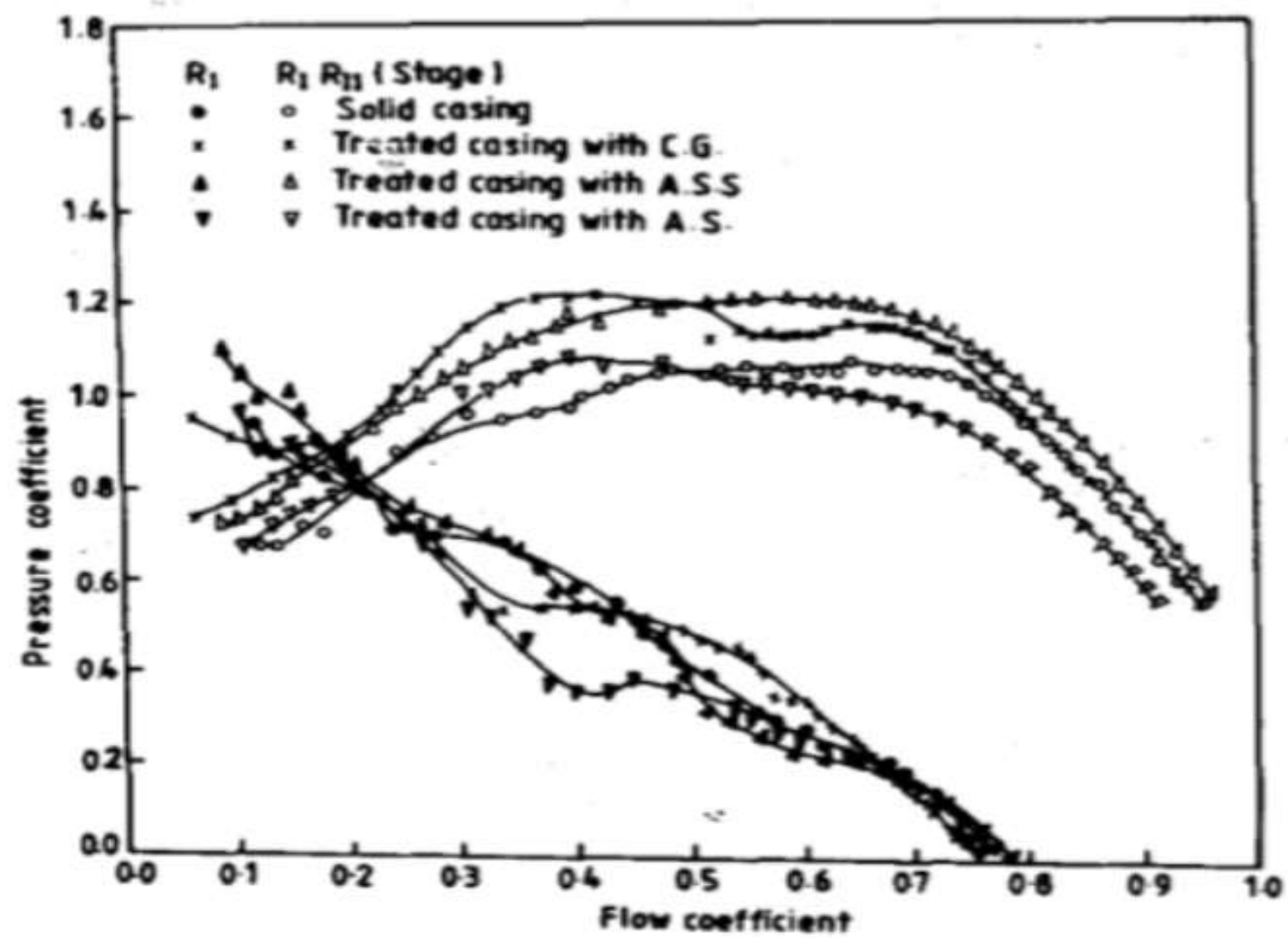


Рисунок 1.10. Залежність підвищення тиску від масової витрати робочого тіла на режимі з низькими та високими обертами для необроблених та оброблених робочих лопаток з нижчими робочими між стіночними зазорами

З цієї інформації можна зробити висновок, що використання за капотованих робочих решіток матиме вагомий вплив на ефективність таких компресорних решітках. Автори роботи роблять висновки що:

1) Збільшення точності виготовлення геометрії ступенів має дуже вагомий вплив на ефективність роботи та збільшення тиску .

2) Більш точна геометрія змінює ефективні показники робочого відношення швидкостей роторів та оптимальні показники для зазору між ступенями.

3) Було знайдено що принцип встановлення лопатей має такі самі негативні ефекти на ступінь підвищення тиску та ефективність як і в звичайних ступенях ротор-статор.

4) Осьовий зазор між кромками робочих проти спрямованих решіток має різний корисний ефект на різних швидкостях обертання, та має точку найбільшого ккд від 1/3 до 2 довжин хорди лопатей .

1.3. Європейські дослідження параметрів та характеристик біротативних компресорів

Нещодавні опубліковані дослідження, проведені в 2008 році представниками Northwestern Polytechnical University, вивчали взаємодію біротативних решіток зі спрямляючими апаратами на збільшених обертах та їх стабільність роботи. Було проведено серію випробувань на дослідному стенді, на основі отриманих даних була створена CFD модель та досліджені характеристики потоку. Діапазон отриманих розходжень результатів моделі від експерименту виявився досить вузьким.

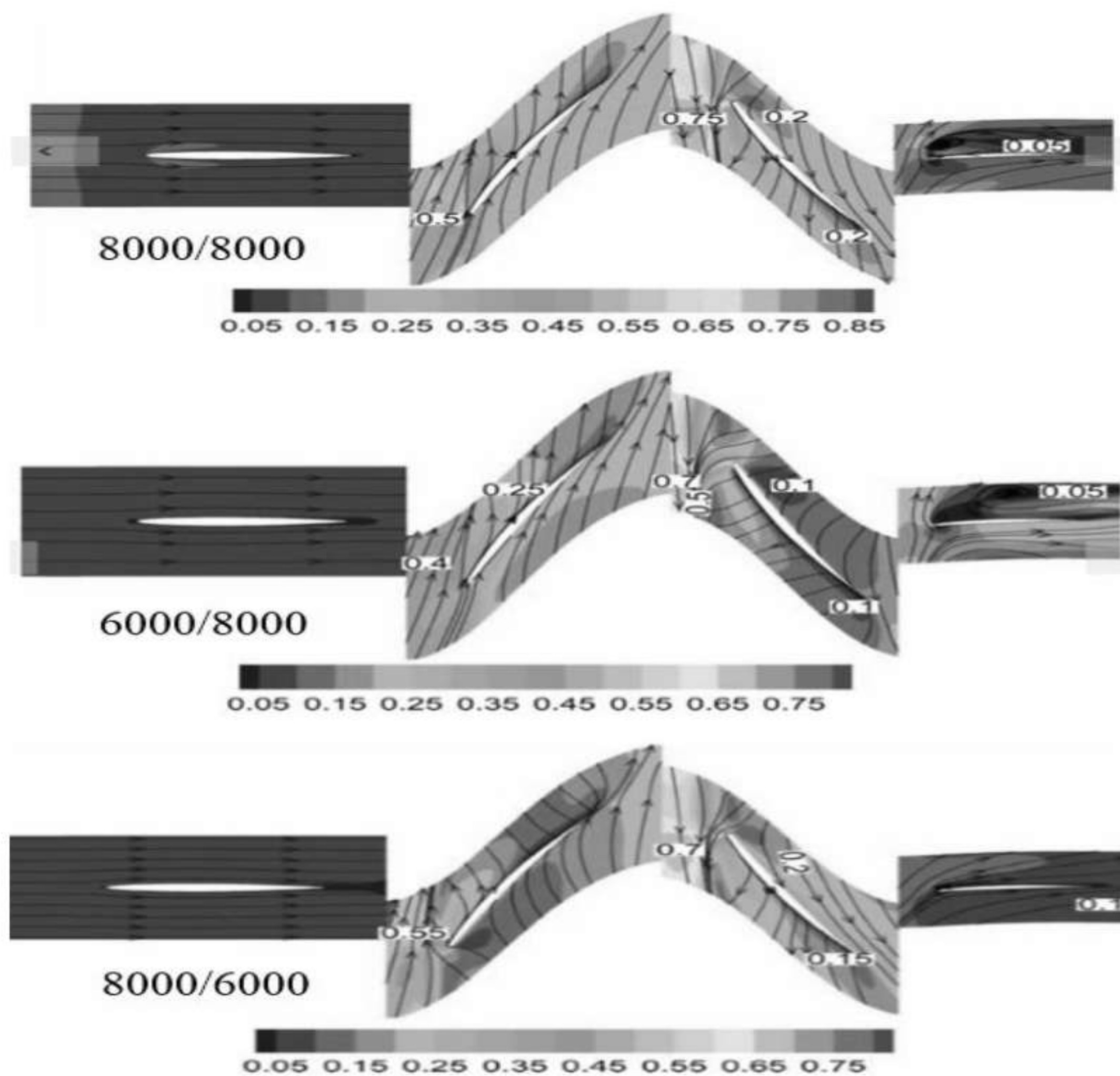


Рисунок 1.11. Напрямок руху відносної швидкості та швидкість потоку на середньому діаметрі CFD моделі при різних відношеннях швидкостей обертання

За результатами були отримані графіки залежності куту входу потоку на робочі колеса від швидкостей обертання.

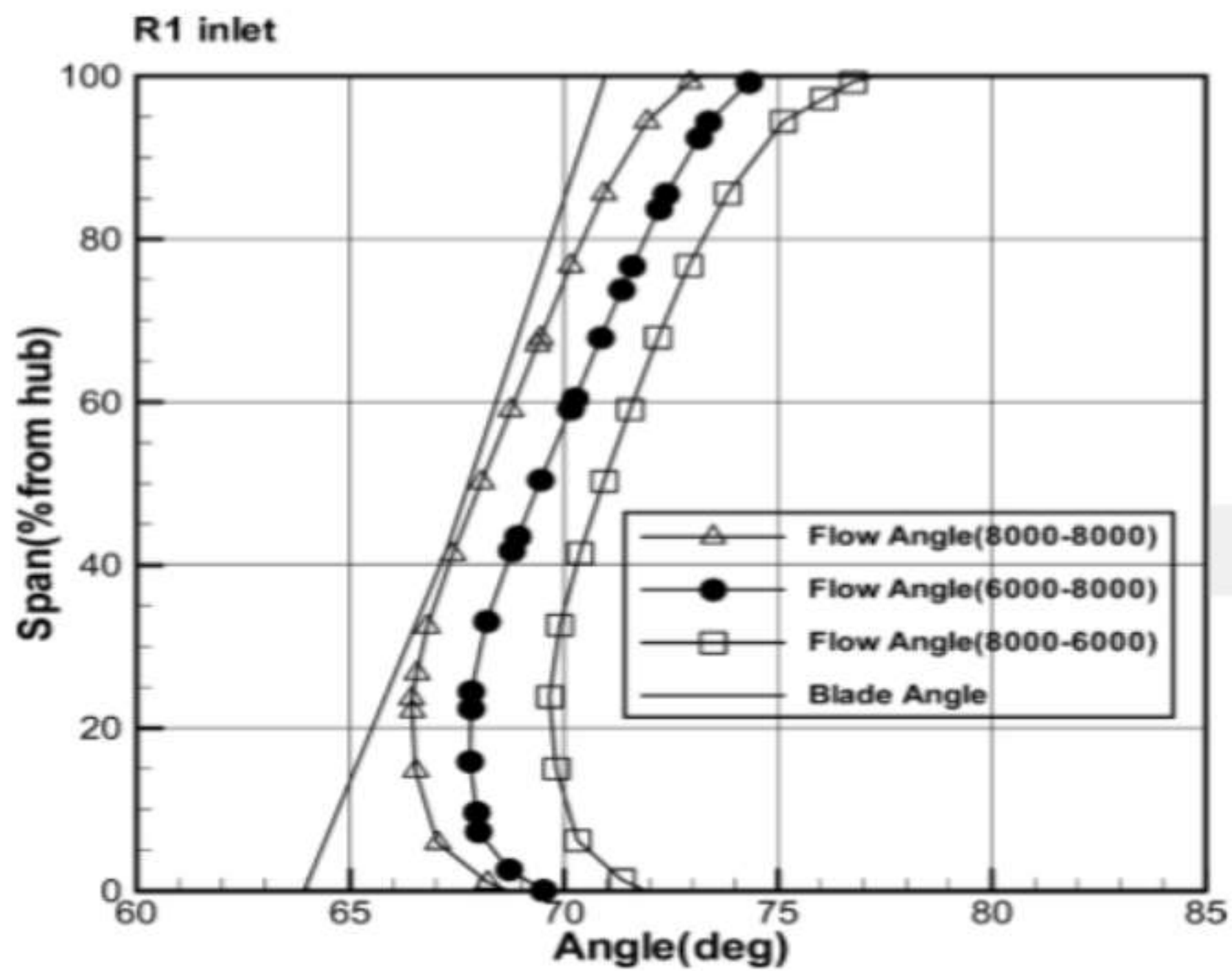


Рисунок 1.12 Залежність кута входу потоку на робоче колесо після першого РК від швидкостей обертання у порівнянні із розрахунковим кутом

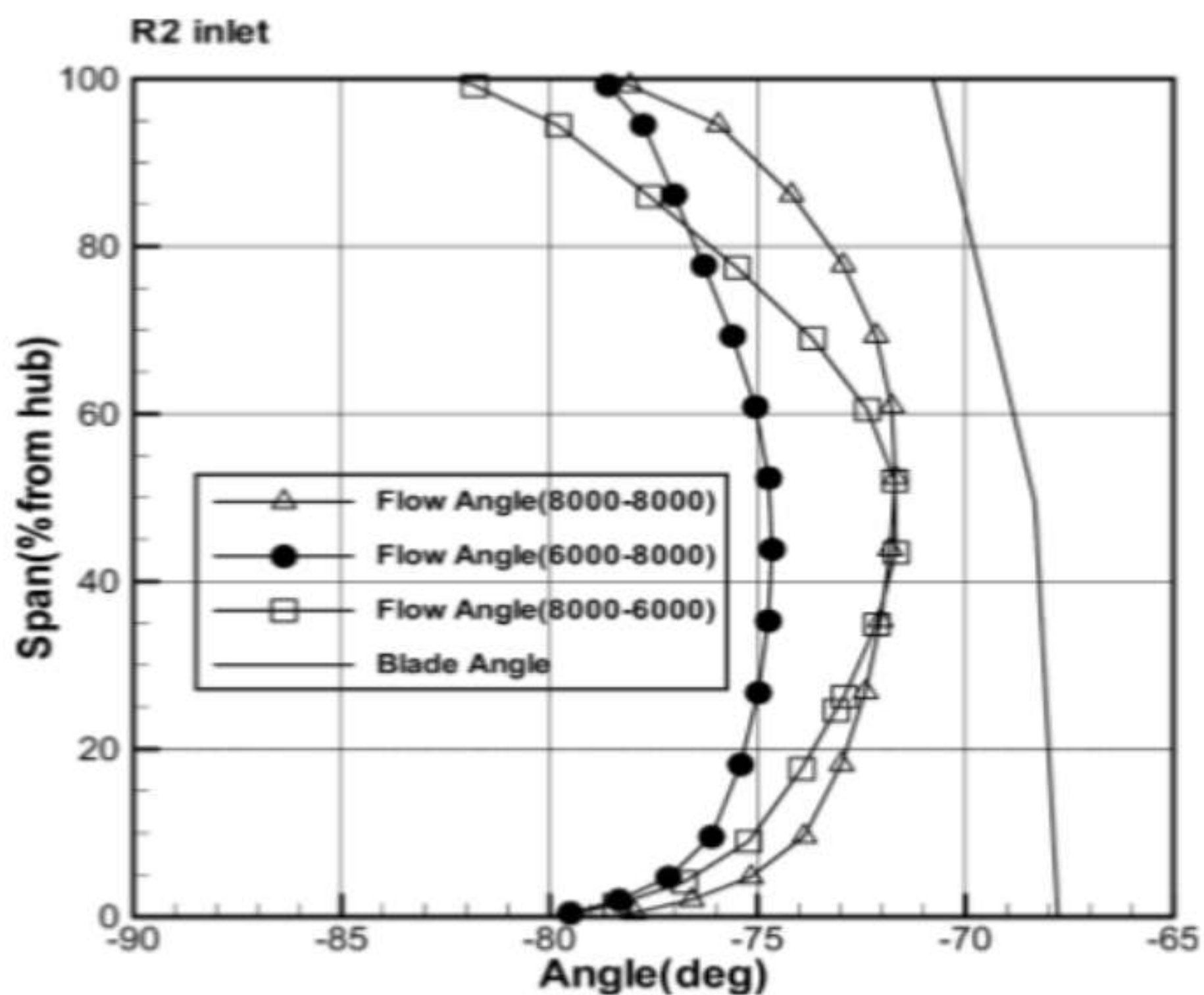


Рисунок 1.13 Залежність кута входу потоку на спрямляючий апарат після другого РК компресора від швидкостей обертання у порівнянні із розрахунковим кутом

Важливим результатом атом є інформація про те що фактичний кут виходу потоку із другого РК відрізняється від теоретично визначеного та прямо залежить від γ -відношення швидкостей обертання ступенів. Стабільна безвідривна течія досягається при відношенні швидкостей обертання $\gamma \ll 1$, максимальна ефективність досягається при відношенні $\gamma = 1.143$ для даної моделі. З огляду на попередні дослідження можна зробити висновок що існує пряма залежність між параметрами відношення швидкостей обертання та осьовим зазором між робочими лопатками до якісних показників даного ступеня.

Французькі дослідження проти-обертних осьових вентиляторів для охолодження електронних пристроїв представлені SANYO DENKI (виробник вентиляторів) для різних діаметрів. За словами дослідника Йошихіко (2003), ці вироби мають переваги такі як великий об'єм перекачуваного повітря, високий статичний тиск при зниженому рівні шуму та енергоспоживанні у порівнянні з двома звичайними послідовними вентиляторамі. Задля можливості швидкого створення однотипних виробів для застосування в промисловості представники Shigemitsu et al (2010) показали чисельні дослідження, характеристик осьових вентиляторів малого розміру з проти обертанням, за результатами яких останні показали що здатні забезпечити більш високий тиск та ефективність, ніж одно роторні варіанти. Однак все ще в необхідні детальні експерименти та аналіз, щоб виявити фізичні механізми, які здатні покращити їх ефективність порівняно зі звичайними конструкціями. Загальна ідея системи, що обертається проти обертання, полягає в тому, що два ротора (передній і задній) обертаються в протилежних напрямках. Енергія в дотичній тангенціальній швидкості потоку після першого ротора, як правило, витрачається на хвилі (Dron, 2008). На вході в робочу решітку другого вентилятора, ця тангенціальна швидкість сприяє підвищенню відносної швидкості, котра дифундує на робочій поверхні другого ротора перетворюється на статичне підвищення тиску. Порівняно зі звичайним ступенем ротора-статора, задній ротор не тільки відновлює статичний тиск, але

й постачає додаткову енергію рідині. З огляду на ці переваги система з проти обертаням привертає увагу великої кількості дослідників. Оригінальний метод проектування такої системи був розроблений в лабораторії DynFluid і був реалізований на першому прототипі: CRS (Nourietal., 2013). У цьому експерименті ротори працюють в каналі діаметром $D = 380$ мм, швидкості обертання двох роторів може змінюватися, осьове відстань між переднім ротором і другим ротором також регулюється в широкому діапазоні Основними результатами цього дослідження є:

- максимум пікової статичної ефективності CRS становить $67 \pm 1\%$ від початкової енергії, тоді як пікова статична ефективність лише переднього ротора становить $45 \pm 1\%$, що дозволяє отримувати високі показники ефективності.

- при проектному співвідношенні кутових швидкостей $\theta = 0,9$ на загальні показники має не значний вплив зміна осьової відстані в діапазоні $s = \in [10; 50]$ мм, де s - відстань між задньою кромкою переднього ротора і передньою кромкою заднього ротора;

- однак при $\theta > 0,9$ збільшення тиску знижується на 5%, а ефективність зменшується з $65 \pm 1\%$ до $63 \pm 1\%$ при збільшенні s від 10 до 180 мм;

- на невеликих осьових відстанях ($s < 50$ мм) проведено аналіз спектральної щільності потужності флуктуацій тиску на стіні радіальних профілях середньої швидкості, що підтверджує, що задній ротор має великий вплив на формування поля тиску в зоні взаємодії.

Основна мета цього дослідження полягала в тому, щоб експериментально деталізувати відмінності між CRS, звичайним ступенем одного ротора (R1) та звичайним ступенем ротора-статора (RSS). Для досягнення цієї мети проводяться перші серії експериментів на одному осьовому вентиляторі (R1). Тоді статор призначений для фіксації з цим ротором для формування RSS і остаточно, другий ротор, що обертається проти обертання, використовується для формування ступеня зустрічного обертання (CRS). Експериментальна установка вперше описана. Потім порівнюються загальні характеристики трьох

систем. Для порівняння рівнів і спектрів впливів тиску на стіні проводиться пошук умов експлуатації трьох систем, що призводять до однакової заданої вихідної аеродинамічної потужності. Нарешті, вивчається вплив осьової відстані s для RSS та CRS як на глобальні показники, так і на рівні та спектри флюктуацій тиску.

Проведено експериментальні дослідження відмінностей за показниками загальних характеристик та коливань тиску на стіні між одним ротором, звичайним ступенем ротора-статора та системою проти обертання. Результати можна підсумувати так:

1. Характерна крива системи, що обертається в протилежних напрямках значно крутіша, ніж у одиночного ротора та звичайного ступеня ротора-статора, і все ще є значно низькою при дуже низьких часткових швидкостях. Це покращує стабільність роботи порівняно зі звичайними конфігураціями проте не надає вирішальної переваги над класичною схемою.

2. За однакового енергоспоживання система, з коаксіальними решітками здатна видати значно більший підйомом тиску та ефективність, з меншою швидкістю обертання окремих валів. Приріст ефективності та швидкості обертання відносно стадії ротора-статора становить щонайменше порядку +10 відсоткових пунктів і -20% відповідно.

3. Вивчення коливань тиску на стіні для невеликого осьового відстані між двома роторами показує, що для однакової вихідної аеродинамічної потужності, хоча CRS обертається повільніше, вона все ще може бути набагато шумнішою, ніж R1 та RSS.

4. Невелике збільшення осьової відстані може бути дуже ефективним способом впоратися з цією проблемою, оскільки на загальні показники ефективності це майже не впливає, але при цьому середня потужність коливань тиску на стіні сильно знижується.

1.4. Американські дослідження

2014 року Мадуром Тіварі з Embry-Riddle Aeronautical University опубліковано роботу із розробки та аналізу протипо обертання в

компресорних решітках. В роботі дано опис та базовий алгоритм методу дослідження за допомогою CAD систем.

У тому ж році від Northwestern Polytechnical University опублікували ще одні важливі результати експериментів [10]. Було встановлено систему керування режимами обтікання за рахунок відсмоктування частини повітря зі стінок на зовнішньому діаметрі (рис.1.14). Розрахункова масова витрата компресора складала 6.4 кг/с з кпд 89% та ступені підвищення тиску 1,22. Ефективність методу проявляється лише на максимальному режимі роботи та збільшує початкову ступінь підвищення тиску ще на 10-20% з одночасним збільшенням масової витрати повітря. Як зазначають автори дослідження, з цього моменту ефективність даного ступіня перевищує будь який відомий класичний осьовий ступінь компресора за показниками підвищення тиску та масової витрати при інших рівних умовах.



Рисунок 1.14. Місце розташування відвідних каналів для повітря на зовнішній стінці

Останні дослідження опубліковані в 2019 році китайськими вченими також виявлено ефект зменшення загального рівня шуму компресора в залежності від відстані між робочими рядами лопаток, що потенційно дозволить зменшити рівень звукових коливань до прийнятних величин [9]. Проведені ними результати математичного моделювання та натурні випробування показали залежність шуму від швидкості обертання роторів, міжрядної дистанції та витрат робочого тіла.

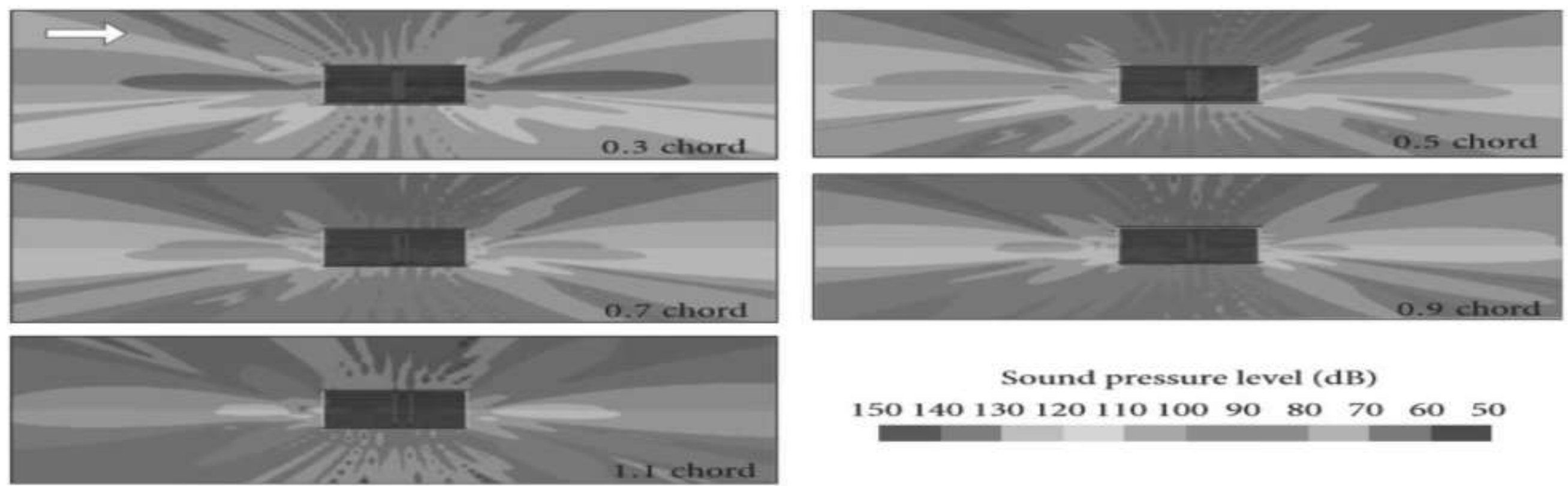


FIGURE 14: The acoustic field of contra-rotating fan under different axial spacing.

Рисунок 1.15. Моделі поля звукових коливань при різних дистанціях між робочими решітками

Моделювання також показало що поведінка при поверхневого шару повітря мало залежить від міжрядної дистанції (рис.1.16) , проблема контролю поверхневого шару потоку повітря та досягнення оптимальної без зривної течії все ще актуальна.

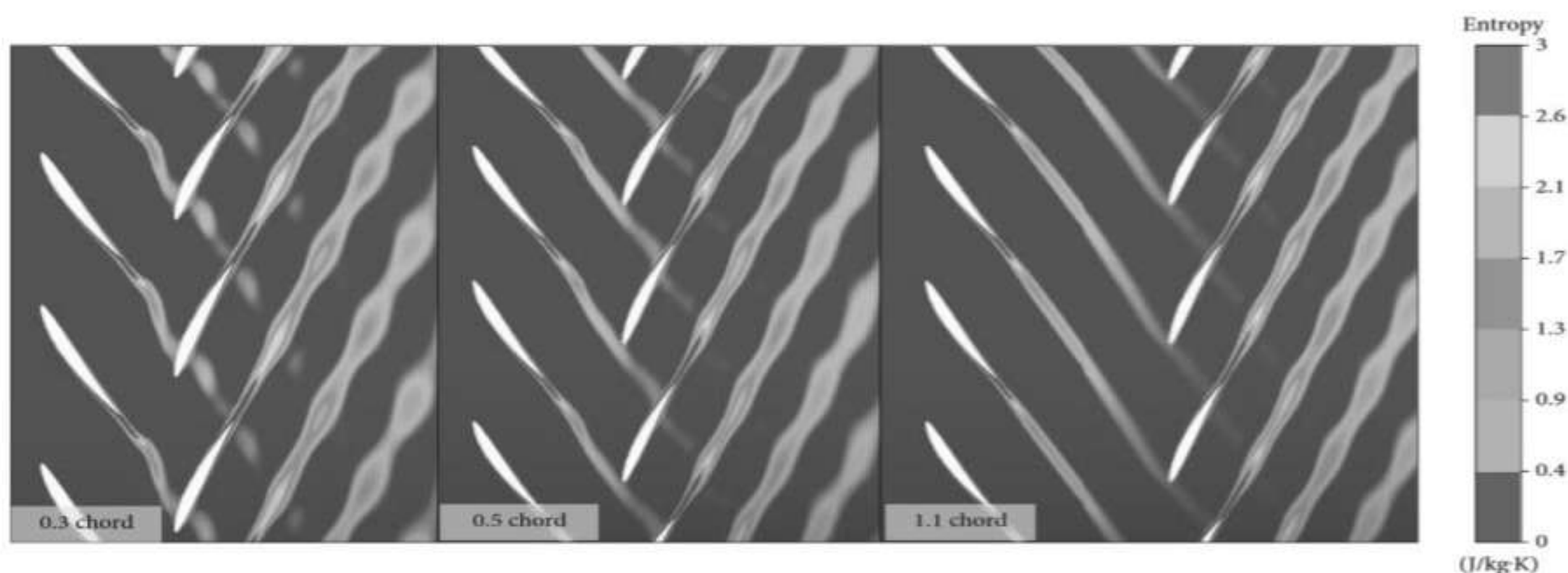


Рисунок 1.16. Модель демонструє значення ентропії потоку газу крізь бірототивний ступінь компресора

1.5. Подвійні лопаточні решітки

Результати порівняльної оцінки аероакустичних характеристик ступенів осьового компресора з одинарним і рівноцінним дворядним робочим колесом. Використання тандемного рядка замість еквівалента одного ряду в крильчатці ступеня осьового компресора дозволяє збільшити коефіцієнт тиску на 1–15%. В проектному режимі коефіцієнт тиску збільшується на 8,5%. Ступінь з

тандемним робочим колесом має більшу акустичну ефективність, ніж ступінь компресора з одним робочим колесом. Отримані результати свідчать про значне зниження рівня акустичного тиску дипольного джерела. У режимі проектування акустичний тиск дипольного джерела зменшується на 70%, акустичний тиск джерела квадруполя знижується більш ніж на 10%. Отримані рекомендації можуть бути використані під час проектування крильчатки з низьким рівнем акустичної емісії.

Параметри робочого процесу та рівня втрат у елементах двигуна визначають досконалість ГТД. Перш за все, підвищення ефективності палива та ефективності двигуна забезпечується підвищенням температури газу перед турбіною. Зростання температури газу перед турбіною вимагає одночасного збільшення співвідношення тиску компресора. Зростання коефіцієнта тиску забезпечується підвищенням швидкості обертання ротора, аеродинамічним навантаженням зростання стадій, а також за рахунок збільшення кількості етапів. Однак збільшується кількість етапи тягне за собою зростання загальних масових характеристик двигун. Перспективним способом збільшення аеродинамічного навантаження ступенів є використання тандемних лопаток. Окрім високої ефективності двигуна та економії палива, сучасний газотурбінний двигун повинен мати високий рівень акустичної досконалості. Одне з основних джерел шуму газотурбінних двигунів є компресор. Звукопоглинаючі матеріали широко застосовуються для зменшення шуму, проте зниження шуму, що досягається за допомогою такого методу недостатньо. Тому дослідницькі дослідження, спрямовані на поліпшення аеропорту намічні та акустичні характеристики ступенів осьового компресора в тандемі є актуальними.

Зокрема, в осьовому компресорі газ, що стискається, протікає паралельно осі через компресор. Через розширення поперечного перерізу в каналах лопаток і перенесення роботи тиск і температура збільшуються, при цьому швидкість падає. Кінетична енергія, необхідна для подальшого нарощування

тиску, знову подається в рідину в обертовій частині ступеня компресора (крильчатка, ротор).

Для підвищення ефективності компресорного ступеня, передні ступені сучасних компресорів, особливо в літальних двигунах і газових турбінах, зазвичай мають трансконічну конструкцію, оскільки температури тут все ще низькі, і більша кількість Маха може бути отримана з тими ж параметрами швидкості потоку. У випадку такого трансконічного осьового компресора швидкість потоку відповідно перевищує швидкість Звуку, принаймні локально, у відносній системі (щодо обертового лопаті).

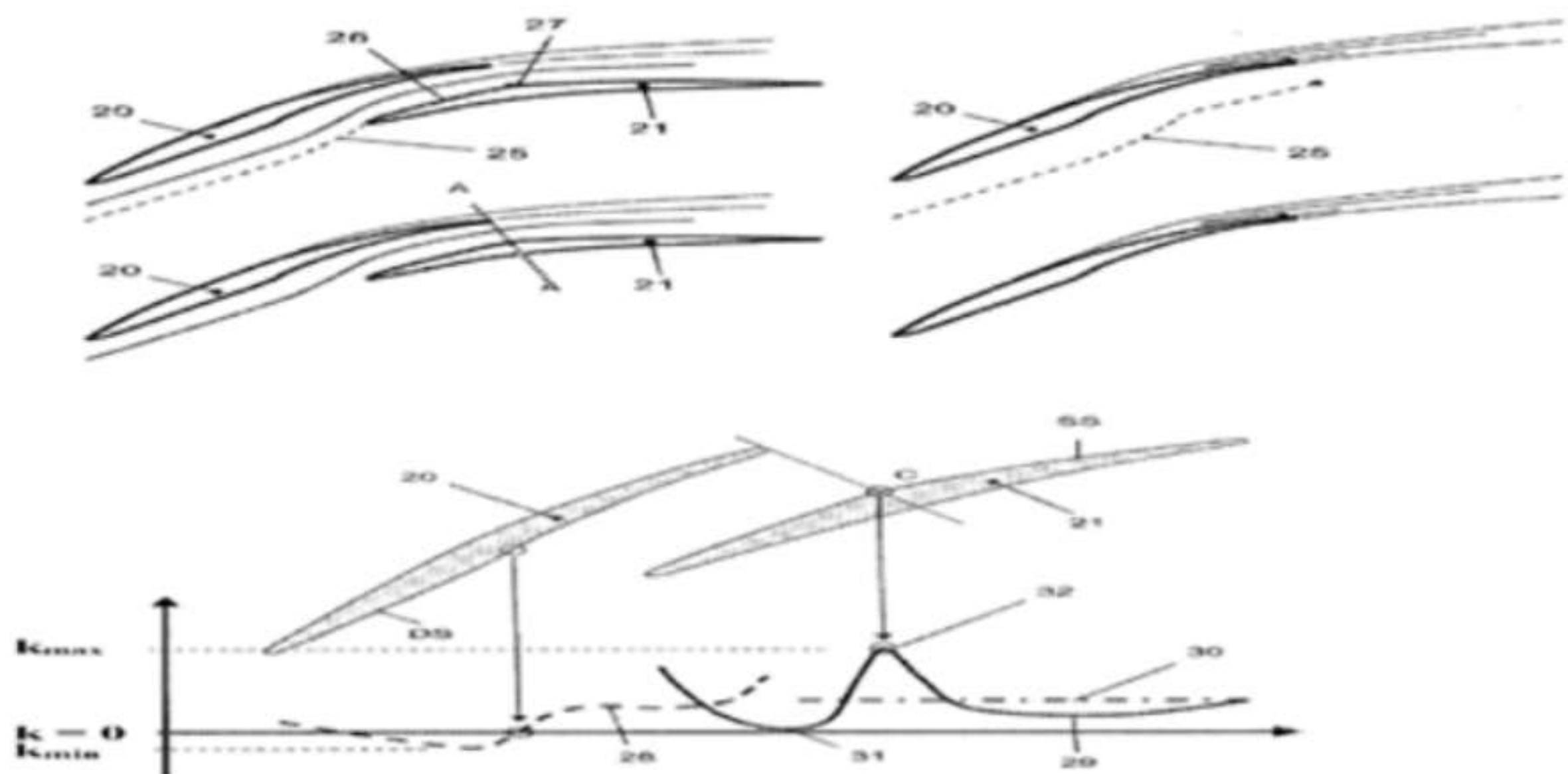


Рисунок 1.17. Геометрія флаттерних лопаток

Перевага трансонічного дизайну полягає у відносно високій щільності потужності, що особливо важливо для компресорів літальних двигунів, оскільки цілу систему можна зберегти більш компактною. Однак для цього вузла компресора характерні складні системи ударів компресора, які значно ускладнюють конструкцію та стабільну роботу компресора. Також недоліком є високі втрати, що супроводжують удари стиснення, і які можна подолати лише за допомогою складних тривимірних обробних і оброблюваних геометрій леза. Відомо, що коли коефіцієнт підвищення тиску на окремому ступені в осьовому компресорі перевищує значення приблизно 1,5, між сусідніми лопатями ротора

утворюється ударна хвиля, яка утворюється на передній кромці торцевої поверхні передньої лопаті ротора, що просувається вперед до проміжної ділянки поверхні всмоктування безпосередньо біля сусідньої лопаті ротора. Отже, потік повітря відводиться вниз від потоку ударної хвилі (рясний шар сушіння) до поверхні всмоктувального лопатя кінцевого ротора, завдяки чому потужність компресора дуже істотно знижується. Щоб усунути цю проблему, пропонується влаштувати каскад тандемного клинка для області гіперзвуку, в якому передні лопатки кожного тандемлера мають форму та розміщення таким чином, щоб ударна хвиля створювалася уздовж лінії між передньою крайовою областю торцевої поверхні кожного переднього леза і задньої області краю протилежної всмоктувальної поверхні кожної задньої лопатки, при цьому переднє лезо і заднє лезо кожного тандемного леза мають форму та розміщення таким чином, що струмінь повітря, що виходить із зазору між заднім краєм переднього леза і переднім краєм заднього леза протікає на всмоктувальній стороні заднього леза так, щоб на ньому підтримувався прикордонний шар.

Це рішення дозволяє налаштувати передню лопать таким чином, щоб місце утворення ударної хвилі зміщувалося у напрямку до задньої частини всмоктувальної поверхні передньої лопатки, з потоком повітря від зазору до всмоктувальної сторони задньої частини лезо регулюється через переднє лезо, щоб підтримувався прикордонний шар на всмоктувальній стороні заднього леза. Як результат, більший прогин досягається за рахунок тандемної конструкції при зменшенні ваги в цілому і з меншою довжиною конструкції, що призводить до більш високого ступеня ефективності. Поліпшено також робочий діапазон лопатей.

Незважаючи на ці технічні вдосконалення, втрати накопичуються в тандемній лопаті з описаною вище конструкцією через зростаючу стійкість потоку тут, що знову знищує деякі досяжні підвищення продуктивності. Тандемні конструктивні форми зі звичайними типами профілів також були складені до цього часу, оскільки кожне лезо само по собі було розроблене для бажаного повітряного потоку. Однак, враховуючи всю систему конструкцій лез

тандем, це не забезпечує розподілу тиску, оптимального для розташування тандему. Зважаючи на цей рівень техніки, завдання, що лежить в основі цього винаходу, полягає в тому, щоб зробити доступною конструкцію леза тандему, яка має більш високу ефективність. Ця проблема вирішується конструкцією лез в тандемі цього винаходу.

Отже, винахід базується на фундаментальному розгляді розділення завдань, пов'язаних з лезом, таким чином, щоб передній лопаті була призначена основна функція маніпулювання ультразвуком, а задній лопаті відведена основна функція відхилення потоку з лопатями оптимізуючись відповідно до призначених їм функцій. Ця винахідницька концепція може бути структурно перекладена, коли заднє лезо розміщене та / або профільоване відносно переднього леза таким чином, що воно підвищує рівень швидкості на задньому краю переднього леза. Цей структурний захід забезпечує необхідну умову для конструювання передньої лопатки функціонально, наприклад, з опуклою кривизною до її кінцевого краю, не враховуючи передчасного відшарування прикордонного шару через профілювання переднього леза. Іншими словами, функціональна непридатність передньої лопатки, пов'язана з потоком, свідомо приймається в компромісі для оптимізації її основної призначеної функції, а потім виправляється шляхом профілювання та функціонального розміщення заднього леза таким чином, щоб всмоктування генерувалося на його верхній частині обличчя знову відтягує прикордонний шар, що відривається від передньої лопатки назад, до верхньої поверхні леза і відхиляє її відповідно. Іншими словами, функціонально оптимізована передня лопатка функціонально ефективна з точки зору технології потоку лише у співпраці із заднім лезом.

В результаті може бути встановлено більш високе аеродинамічне навантаження, ніж у описаному рівні техніки, з більшим покриттям, тобто коротшою конструкцією. Це дозволяє зробити більш ефективні, легші та більш економічні конструкції осьового компресора, що може призвести до економії однієї цілої щаблі.

Висновки за першим розділом

Таким чином на даний час відомо що використанню біротативного ступеня перешкоджає наявність таких чинників як:

- збільшена складність виготовлення елементів конструкції та її побудова;
- збільшені показники загального рівня шуму під час роботи;
- відсутність єдиної теорії для розрахунку та створення геометрії робочих ступенів для максимізації ефективності конструкції.
- проблеми вібрації та центрування елементів конструкції.

Незважаючи на наявні недоліки, потенцій плюси конструкції дають можливість для досягнення високих ключових характеристик, таких як ступінь підвищення тиску, збільшення потужності, покращення габаритних характеристик, збільшення запасу міцності за рахунок зменшення максимальних навантажень. Ефективність біротативного ступеня можливо збільшити за рахунок використання методів покращення геометрії робочих колес , які доказали свою ефективність в звичайних осьових компресорах.

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТУ

2.1. Термодинамічний розрахунок ГТУ

Метою термодинамічного розрахунку є визначення основних параметрів робочого тіла в характерних перерізах проточної частини ГТУ, питомої потужності та питомої витрати палива.

Дані для розрахунку:

- за основу взято прототип ГТУ Д-336-1;
- потужність ГТУ на максимальному режимі $N_e = 10$ МВт;
- температура газу за камерою згоряння $T_{г,*} = 1460$ К;
- степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_{к,*} = 23$;
- параметри атмосферного повітря на вході в ГТУ:

$$P_H = 101325, \text{ Па}; T_H = 288, \text{ К};$$

Температура повітря:

$$T_B^* = T_H^* = T_H = 288, \text{ К}.$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої приймаємо

$\sigma_{вх} = 0,99$ [3] та визначаємо P_B^*

$$P_B^* = P_H^* \cdot \sigma_{вх} = 0,99 \cdot 101325 = 100312, \text{ Па}.$$

Приймаємо ККД $\eta_{к,*} = 0,91$.

Температура і тиск повітря на виході з компресора розраховуються за формулами:

$$T_K^* = T_B^* \cdot \left(1 + \frac{(\pi_{кнт}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{кнт}^*} \right) = 288 + \left(1 + \frac{(23)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1}{0,91} \right) = 784,363 \text{ К};$$

$$p_K^* = p_B^* \cdot \pi_{кнт}^* = 100312 \cdot 23 = 2307176, \text{ Па}.$$

Визначаємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг повітря:

$$L_k = \frac{k}{k-1} \cdot R_{\text{II}} \cdot (T_{\text{кнт}}^* - T_{\text{в}}^*) = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3 \cdot (784,363 - 288) = 490252, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Приймаючи коефіцієнт відновлення повного тиску в КЗ $\sigma_{\text{КЗ}}=0,97$ [3] визначаємо тиск газу на виході з КЗ:

$$p_{\Gamma}^* = p_{\text{к}}^* \cdot \sigma_{\text{КЗ}} = 2,3071 \cdot 10^6 \cdot 0,99 = 2,2841 \cdot 10^6, \text{ Па.}$$

Відповідно до рекомендацій [3] середню теплоємність газів у камері згоряння (КЗ) розраховуємо з використанням залежності:

$$C_{\text{кз}} = 878 + 0,208 \cdot (T_{\Gamma}^* + 0,48 \cdot T_{\text{квт}}^*) = 878 + 0,208 \cdot (1460 + 0,48 \cdot 784,363) = 1229,99, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Відносну витрату палива знаходимо, задаючись коефіцієнтом згоряння $\eta_{\Gamma}=0,98$ і приймаючи значення нижчої теплоти згоряння палива:

$$H_u = 50 \cdot 10^6, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$g_{\text{п}} = \frac{C_{\text{кз}} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\text{квт}}^*)}{H_u \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{1229,99 \cdot (1460 - 784,363)}{50 \cdot 10^6 \cdot 0,98} = 0,0169597$$

Питоме підведене тепло в КЗ:

$$g_{\text{пвт}} = C_{\text{кз}} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\text{квт}}^*) = 1229,99 \cdot (1460 - 784,363) = 831027, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Для газоподібного палива можна прийняти :

$$L_o = 18 \frac{\text{кг(повітря)}}{\text{кг(газу)}}$$

Загальний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ:

$$\alpha = \frac{1}{g_{\text{II}} \cdot L_o} = \frac{1}{0,01707 \cdot 18} = 3,27573.$$

Відповідно до рекомендацій приймаємо:

відносну витрату повітря на охолодження деталей турбіни $q_{\text{охл}}=0,065$;

відносну витрату повітря для забезпечення систем станції $q_{\text{в}}=0,0175$;

механічний ККД $\eta_{\text{М}} = 0,9938$;

ККД ТВТ $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,85$ і розраховуємо параметри за ТВТ:

$$T_{\text{ТВТ}}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{L_{\text{КВТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot (1+g_{\text{П}}) \cdot (1-0,5 \cdot q_{\text{охл}} - q_{\text{в}})} =$$

$$= 1460 - \frac{490252}{\frac{1,33}{1,33-1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot (1+0,01695) \cdot (1-0,5 \cdot 0,065 - 0,0175)} = 1234,73, \text{ К.}$$

$$p_{\text{ТВТ}}^* = p_{\Gamma}^* \cdot \left(1 - \frac{L_{\text{КВТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ТВТ}}^* \cdot T_{\Gamma}^* \cdot (1+g_{\text{П}}) \cdot (1-0,5 \cdot q_{\text{охл}} - q_{\text{в}})}\right) =$$

$$= 2207960 \cdot \left(1 - \frac{261468}{\frac{1,33}{1,33-1} \cdot 288 \cdot 0,9936 \cdot 0,85 \cdot 1460 \cdot (1+0,01695) \cdot (1-0,5 \cdot 0,065 - 0,0175)}\right) = 1018870, \text{ Па.}$$

Приймаємо ККД ТНТ $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,91$ і розраховуємо параметри за ТНТ:

$$T_{\text{ТНТ}}^* = T_{\text{ТВТ}}^* - \frac{L_{\text{КНТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot (1+g_{\text{П}}) \cdot (1-0,5 \cdot q_{\text{охл}} - q_{\text{в}})} =$$

$$= 1205,93 - \frac{228784}{\frac{1,33}{1,33-1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot (1+0,01707) \cdot (1-0,5 \cdot 0,065 - 0,0175)} = 1037,63, \text{ К.}$$

$$p_{\text{ТНТ}}^* = p_{\text{ТВТ}}^* \cdot \left(1 - \frac{L_{\text{КНТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ТНТ}}^* \cdot T_{\text{ТНТ}}^* \cdot (1+g_{\text{П}}) \cdot (1-0,5 \cdot q_{\text{охл}} - q_{\text{в}})}\right) =$$

$$= 839924 \cdot \left(1 - \frac{228784}{\frac{1,33}{1,33-1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot 0,91 \cdot 1016,82 \cdot (1+0,01695) \cdot (1-0,5 \cdot 0,065 - 0,0175)}\right) = 987796, \text{ Па.}$$

Розраховуємо роботу турбіни газогенератора:

$$L_{\text{ТК}} = \frac{L_{\text{К}}}{(1+g_{\text{П}}) \cdot (1-0,5 \cdot q_{\text{охл}} - q_{\text{в}})} = \frac{490252}{(1+0,01695) \cdot (1-0,5 \cdot 0,065 - 0,0175)} = 520889, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Вважаючи, що в СТ здійснюється повне розширення, розраховуємо тиск за СТ:

$$p_r^* = 1,05 \cdot p_n^* = 1,05 \cdot 101325 = 111458, \text{ Па.}$$

Ступінь розширення в СТ:

$$\pi_r^* = \frac{p_{шт}^*}{p_r^*} = \frac{520889}{111458} = 4,6734.$$

Відповідно до рекомендацій приймаємо ККД СТ $\eta_{СТ}^* = 0,92$ і розраховуємо роботу СТ:

$$\begin{aligned} L_{СТ} &= \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_{СТ}^* \cdot T_{шт}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{(\pi_r^*)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}}} \right) = \\ &= \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,9 \cdot 1037,82 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1,33 - 1}{4,67} \cdot 1,33} \right) = 779311 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Розраховуємо температуру за СТ:

$$T_{СТ}^* = T_{шт}^* - \frac{L_{СТ}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_{СТ}^*} = 1037,82 - \frac{779311}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,92} = 388,815, \text{ К.}$$

Розраховуємо витрати повітря крізь ГТУ:

$$G_{\pi} = \frac{N_{\epsilon}}{L_{\Gamma}} = \frac{10000000}{779311} = 13,95, \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій приймаємо механічний ККД СТ $\eta_{мех}^* = 0,99$ і розраховуємо питому потужність СТ:

$$N_{шт} = \eta_{мех}^* \cdot L_{\Gamma} \cdot \frac{1 + g_n}{1000000} = 0,99 \cdot 352404 \cdot \frac{1 + 0,01695}{1000000} = 0,35483810^6, \frac{\text{Джс}}{\text{кг}}$$

Розраховуємо питому витрату палива ГТУ:

$$C_{\epsilon} = \frac{3600 \cdot g_u}{N_{шт}} = \frac{3600 \cdot 0,01707}{0,354 \cdot 10^6} = 0,173259, \frac{\text{кг}}{\text{МВт} \cdot \text{год}}$$

Розраховуємо ефективний ККД ГТУ:

$$\eta_c = \frac{L_T}{g_{\text{пост}}} = \frac{352404}{836797} = 0,421135.$$

З використанням універсального комп'ютерного середовища символічної математики Mathematica розробляємо програму термодинамічного розрахунку ГТД, що проектується (додаток А).

2.2 Газодинамічний розрахунок компресора

Метою газодинамічного розрахунку є визначення діаметральних розмірів у характерних перерізах проточної частини ГТУ, кількості роторів і частот їх обертання, числа ступенів компресора і турбіни, розподілу роботи стиснення (розширення) між каскадами та ступенями, уточнення параметрів ГТУ.

Осьову швидкість потоку на вході до компресора вибирають у діапазоні $c_B = 160 \dots 230$ м/с. Приймаємо $c_B = 230$, м/с. Вона визначає статичні параметри:

$$T_B = T_B^* - \frac{c_B^2}{2 \frac{k}{k-1} R_{\text{п}}} = 288 - \frac{(230)^2}{2 \cdot \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3} = 288,76, \text{ К},$$

$$p_B = p_B^* \left(\frac{T_B}{T_B^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 100312 \cdot \left(\frac{267,76}{288} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 78073,8, \text{ Па},$$

$$\rho_B = \frac{p_B}{R_{\text{п}} \cdot T_B} = \frac{78073,8}{287,3 \cdot 267,76} = 1,015, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Площа прохідного перерізу на вході в компресор визначається на підставі отриманої за результатами термодинамічного розрахунку витрати повітря G_B :

$$F_B = \frac{G_B}{\rho_B \cdot c_B} = \frac{13,95}{1,015 \cdot 230} = 0,063, \text{ м}^2$$

Приймаємо відносний діаметр втулки (за прототипом) $\bar{d}_{\text{вт.в.}} = 0,6$. Кінцевий діаметр КНТ на вході визначається за співвідношенням:

$$D_{\text{ік}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot (1 - \bar{d}_{\text{вт.в.}}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,063}{3,14 \cdot (1 - 0,6^2)}} = 0,53, \text{ м}.$$

Діаметр втулки на вході в КНТ визначаємо за формулою:

$$D_{\text{IBT}} = D_{\text{IK}} \cdot \bar{d}_{\text{BT.B.}} = 0,53 \cdot 0,6 = 0,2137, \text{ м.}$$

Середній діаметр визначаємо за формулою:

$$D_{\text{ICCE}} = \frac{D_{\text{IBT}} + D_{\text{IK}}}{2} = \frac{0,2137 + 0,53}{2} = 0,423, \text{ м.}$$

Висота лопатки на вході в компресор :

$$h_{\text{B}} = \frac{D_{\text{IK}} - D_{\text{IBT}}}{2} = \frac{0,53 - 0,317}{2} = 0,106, \text{ м.}$$

Згідно методичних рекомендацій обираємо колову швидкість в кінцевому діаметрі $u_{\text{КНТ}} = 370, \text{ м/с.}$

Визначаємо частоту обертання ротора компресора:

$$n_{\text{КНТ}} = \frac{60 \cdot u_{\text{КНТ}}}{\pi \cdot D_{\text{IK}}} = \frac{60 \cdot 195}{3,14 \cdot 0,53} = 10459,9, \text{ об/хв.}$$

При профілюванні робочої лопатки останньої ступені дозвукового КНТ відповідно до рекомендацій визначаємо осьову швидкість потоку на виході з КНТ $C_{\text{КНТ}} = 130, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$

Розрахуємо температуру, тиск і густину на виході з компресора:

$$T_{\text{КНТ}} = T_{\text{КНТ}}^* - \frac{C_{\text{КНТ}}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_{\text{П}}} = 502,8 - \frac{(130)^2}{2 \cdot \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3} = 494,25, \text{ К;}$$

$$p = p^* \left(\frac{T_1}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 568865 \cdot \left(\frac{494,25}{502,8} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 603438, \text{ Па;}$$

$$\rho = \frac{p}{R_{\text{П}} \cdot T} = \frac{603438}{287,3 \cdot 494,25} = 13,95, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Площа вихідного перерізу:

$$F_{\text{КНТ}} = \frac{G_{\text{П}}}{\rho_{\text{КНТ}} \cdot C_{\text{КНТ}}} = \frac{28,56}{13,95 \cdot 130} = 0,052, \text{ м}^2.$$

Середній діаметр на виході з компресора:

$$D_{2\text{СЕР}} = D_{1\text{СЕР}} = 0,423, \text{ м.}$$

Висота лопатки на виході:

$$h_B = \frac{1}{2 \cdot D_{2СЕР}} = \frac{0,066}{2 \cdot 0,423} = 0,078, \text{ м.}$$

Кінцевий діаметр на виході:

$$D_{2К} = D_{2СЕР} + \frac{h_B}{2} = 0,423 + \frac{0,078}{2} = 0,3562, \text{ м.}$$

Втулковий діаметр на виході :

$$D_{2ВТ} = D_{2СЕР} - \frac{h_B}{2} = 0,423 - \frac{0,078}{2} = 0,3385, \text{ м.}$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі РК:

$$u_{СЕРКНТ} = u_{КНТ} \cdot \frac{D_{2СЕР}}{D_{2К}} = 370 \cdot \frac{0,423}{0,462} = 338,86, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій коефіцієнт теоретичного напору ступенів компресора приймаємо $\mu_{НКНТ} = 0,308$.

Кількість ступенів :

$$z_{КНТ} = \frac{L_K}{u_{СЕРКНТ}^2 \cdot \mu_{НКНТ}} = \frac{490252}{338,86^2 \cdot 0,308} = 22,09.$$

Кінцевий діаметр на вході до КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{1КВ} = D_{2К} \cdot 0,9 = 0,462 \cdot 0,9 = 0,416, \text{ м.}$$

Відповідно до рекомендацій [1] визначаємо осьову швидкість потоку на виході з компресора $C_{Ka} = 140, \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з компресора:

$$T_K = T_K^* - \frac{C_{Ka}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_{\Pi}} = 796,48 - \frac{(120)^2}{2 \cdot \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3} = 789,2, \text{ К};$$

$$p_K = p_K^* \cdot \left(\frac{T_K}{T_K^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2,276 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{789,2}{796,48} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 2,205 \cdot 10^6, \text{ Па};$$

$$\rho_K = \frac{P_K}{R \cdot T_K} = \frac{2,205 \cdot 10^6}{287,3 \cdot 789,2} = 9,72, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Площа вихідного перерізу:

$$F_K = \frac{G_n}{\rho_K \cdot C_{Kk}} = \frac{13,95}{9,72 \cdot 120} = 0,0096, \text{ м}^2.$$

Кінцевий діаметр на виході з КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{2KB} = D_{1KB} = 0,416, \text{ м}.$$

Втулковий діаметр на виході з КВТ визначаємо за формулою:

$$D_{2ВТВ} = \sqrt{\frac{4F_K}{\pi} + D_{1ВТВ}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0245}{3,14} + (0,416)^2} = 0,377, \text{ м}$$

Визначаємо середній діаметр, як:

$$D_{2KBСЕР} = \frac{(D_{2ВТВ} + D_{2KB})}{2} = \frac{(0,377 + 0,416)}{2} = 0,397, \text{ м}.$$

Висота лопатки на виході з КВТ:

$$h_K = \frac{(D_{2KB} - D_{2ВТВ})}{2} = \frac{(0,416 - 0,377)}{2} = 0,0197, \text{ м}.$$

Визначаємо частоту обертання ротора компресора:

колову швидкість на зовнішньому діаметрі[3] приймаємо $u_{ККВТ} = 320, \frac{\text{м}}{\text{с}}$

$$n_{оск} = \frac{60 \cdot u_{ККВТ}}{\pi \cdot D_{2KB}} = \frac{60 \cdot 320}{3,14 \cdot 0,416} = 107459, \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Висновки за другим розділом

В розділі представлено термодинамічний розрахунок ГТУ і газодинамічний розрахунок компресора.

Основні параметри що знадобляться у подальшому процесі побудови геометрії за результатами розрахунку:

- зовнішній діаметр 0.3562 м (чи 35.6 см, або 356 мм) постійний по довжині компресора;

- внутрішній вхідний діаметр 0.2137 м (21.3 см, 214 мм);

- внутрішній вихідний діаметр 0.3385 м (33.8 см, 338 мм);

- площа вхідного перетину 0.063753 м² (637.5 см², 63753 мм²)

относительная погрешность $2,2\%$

- площа вихідного перетину 0.009646938 м² (96.46 см², 9646 мм²)

- масова витрата повітря 13.95 кг/с

- ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k^* = 23$

- розрахункова кількість робочих ступенів 22.029

- робота компресора $490\ 252$ Дж

- середня робота компресорного ступеня 22254 Дж

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В БІРОТАТИВНОМУ КОМПРЕСОРА

3.1. Розподілення роботи між ступенями компресора

На основі проведеного попереднього розрахунку розподіляємо роботу між ступенями компресора, зважаючи на специфіку біротативних ступенів, а саме розподілення роботи на кожний окремий робочий ряд лопаток як на повноцінний робочий ступінь. Можливість такого розподілення доведена в експериментальних дослідженнях [7, 9, 10]. Результати розподілення роботи та зміни швидкості потоку на ступенях компресора на табл.3.1. .

Таблиця 3.1. - Розподілення роботи та зміни швидкості потоку на ступенях компресора

Номер ступеня	Номер РК	Робота РК ЗВК (Дж)	Робота лопатки ВВК (Дж)	Коефіцієнт завантаженості лопатки	ΔC_a (м/с)	Швидкість перед РК (м/с)	Робота ступеня (Дж)
1 ступінь [НА]-РК-РК	1	10000	-	0,43	1,84	230,00	31010,80
	2	-	21010,8	0,9	3,86	228,16	
2 ступінь РК-РК	3	25446,413	-	1,09	4,67	224,31	50892,83
	4	-	25446,43	1,09	4,67	219,64	
3 ступінь РК-РК	5	26847,133	-	1,15	4,93	214,96	53227,3
	6	-	26380,22	1,13	4,84	210,04	
4	7	27314,04	-	1,17	5,01	205,19	53460,8

ступінь РК-РК	8	-	26146,77	1,12	4,80	200,18	
5	9	26613,68	-	1,14	4,89	195,38	51126,2
ступінь РК-РК	10	-	24512,6	1,05	4,50	190,49	
6	11	25446,413 33	-	1,09	4,67	185,99	48791,7
ступінь РК-РК	12	-	23345,33	1	4,29	181,32	
7	13	24512,6	-	1,05	4,50	177,04	47391,0
ступінь РК-РК	14	-	22878,42 7	0,98	4,20	172,54	
8	15	23812,24	-	1,02	4,37	168,34	45990,3
ступінь РК-РК	16	-	22178,06	0,95	4,07	163,96	
9	17	23345,333	-	1	4,29	159,89	44823,0
ступінь РК-РК	18	-	21477,70	0,92	3,94	155,61	
10	19	23345,333	-	1	4,29	151,66	43422,3
ступінь РК-РК	20	-	20076,98	0,86	3,69	147,38	
11 ступінь РК-[СА]	21	20000	-	0,86	3,67	143,69	20000,0

На основі попереднього розподілення роботи будуюмо графік навантаженості компресорних ступенів (рис.3.1.) та порівнюємо його із існуючими.



Рисунок. 3.1. Графік розподілення роботи ступенів підвищення тиску

Проаналізувавши графік можна побачити що в середньому робота решіток на внутрішньому валу компресора в середньому дещо нижча від роботи сусідніх решіток зовнішнього валу. Це обумовлено тим, що через обрані конструктивні особливості встановлення та кріплення робочих решіток на зовнішньому валу необхідно мати на 1 робочу решітку більше. Додаткова решітка використовується як одна з опор, і через необхідність забезпечування її достатньої надійності та міцності доводиться жертвувати показниками ккд.

3.2. Розрахунок геометричних та термогазодинамічних показників першого ступеня компресора

Початкові дані, зовнішній та внутрішній діаметри, температуру, тиск та кількість обертів компресора обираємо з попереднього термогазодинамічного розрахунку. Розрахунки проводяться у програмному комплексі Wolfram Mathematica. Початкові дані для розрахунку:

$$P_{в}^* = 100\,312$$

$$T_{в}^* = 288$$

$$G_{в} = 13.9577$$

$$c_{1a} = 230$$

$$u_k = 195$$

$$D_{BK} = 0.3562$$

$$D_{BVT} = 0.2137$$

$$D_{UBT} = D_{UK} * D_{BVT}$$

$$L_k = 490\,252$$

$$L_{CT} = 10\,000$$

$$\eta_{CT}^* = 0.93$$

Програма розрахунку представлена у Додатку Б.

3.3 Розрахунок і побудова трикутників швидкостей першого РК компресора

Із попереднього розрахунку відомо що оптимальним вибором буде профілювання пера лопатки за законом $\Gamma = \text{const}$. Створюємо розрахункову таблицю 3.2. та обчислюємо параметри на перерізах лопатки.

Таблиця. 3.2. Кінематичні параметри ступеня при $\Gamma = \text{const}$

Розрахункові параметри	Переріз			Примітка
	Втулка -	Середна =	Кромка +	
L_{CT}	10000,0000	10000,0000	10000,0000	
D	0,2137	0,2850	0,3562	
u	116,9891	155,9945	195,0000	
$\Delta C_u = W_{1u}$	85,4781	64,1048	51,2821	
C_{1u}	0,0167	0,0125	0,0100	
C_{1a}	230,0000	230,0000	230,0000	
C_1	230,0000	230,0000	230,0000	$C_{1a} = \text{const}$
W_{1u}	116,9724	155,9820	194,9900	$W_{1u} < \Delta C_u$
W_1	258,0359	277,9036	301,5313	
$T^* w_1$	294,8072	300,1047	306,9160	
λw_1	0,8212	0,8766	0,9405	$\lambda w_1 < 1.0$
β_1	63,0435	55,8558	49,7095	
α_1	89,9962	89,9972	89,9979	
C_{2a}	227,9600	227,9600	227,9600	
C_{2u}	85,4948	64,1173	51,2921	$C_{2u} < u_2$

W_{2u}	31,4943	91,8772	143,7079	$W_{2u} > 0$
C_2	243,4648	236,8054	233,6592	
W_2	230,1253	245,7787	269,4768	
β_2	82,1343	68,0488	57,7725	$\beta_2 < 90^\circ$
α_2	69,4421	74,2908	77,3197	
$\Delta\beta$	19,0908	12,1930	8,0630	
$(b/t)_{BT}=f(\beta_2, \Delta\beta)$	0,5000	0,5000	0,5000	за графіком
$b/t=(b/t)_{BT} * D_{BT}/D$	0,5000	0,3750	0,3000	
D_w	0,1910	0,1733	0,1488	$D_w \text{ вт} < 0,5; D_w \text{ к} < 0,4;$
$L_{ст}$	10000,0000	10000,0000	10000,0000	
ρ (из табл форм-лы)	0,6345	0,7944	0,8685	
ρ (из книг форм-лы)	0,635	0,794	0,868	

На основі отриманих даних, використовуючи програмний комплекс для побудови геометрії SolidWorks, будуюмо трикутники швидкостей (рис. 3.2-3.4) для трьох перерізів, на їх основі будуюмо середню лінію лопатки та вимірюємо довжину хорди її профілю.

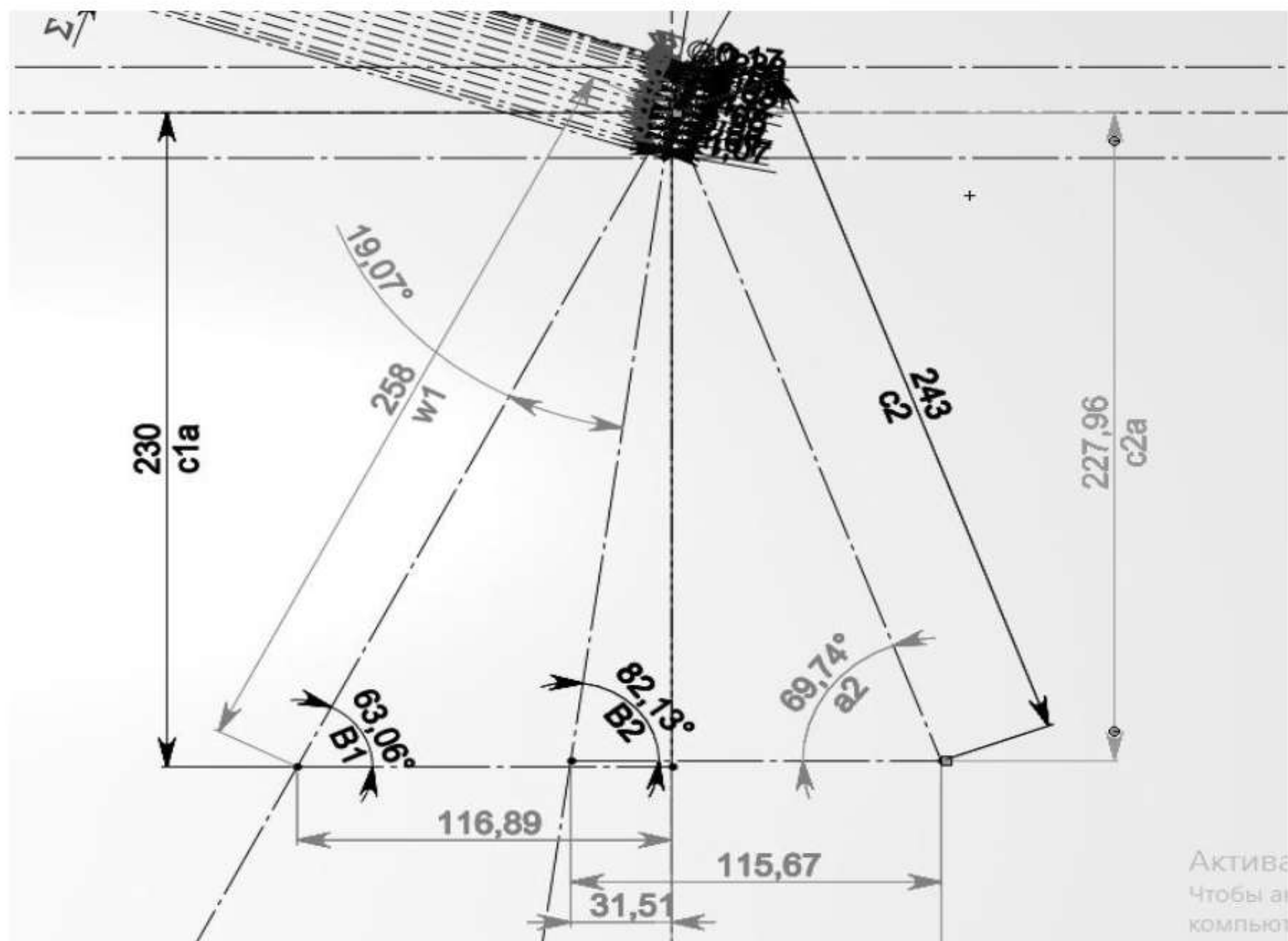


Рисунок. 3.2.- Кромковий переріз лопатки 1 РК

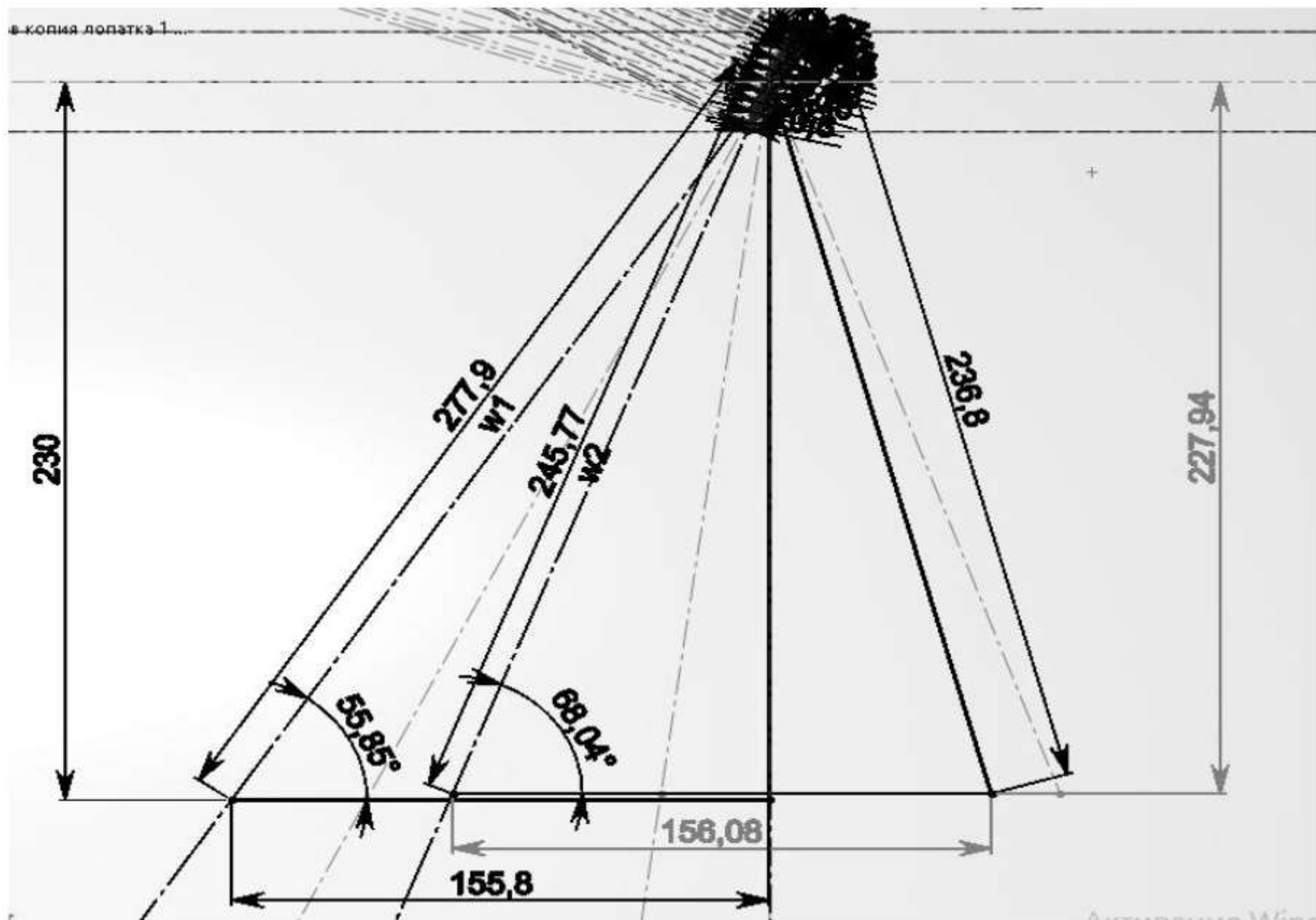


Рисунок. 3.3. – Середній переріз лопатки 1 РК

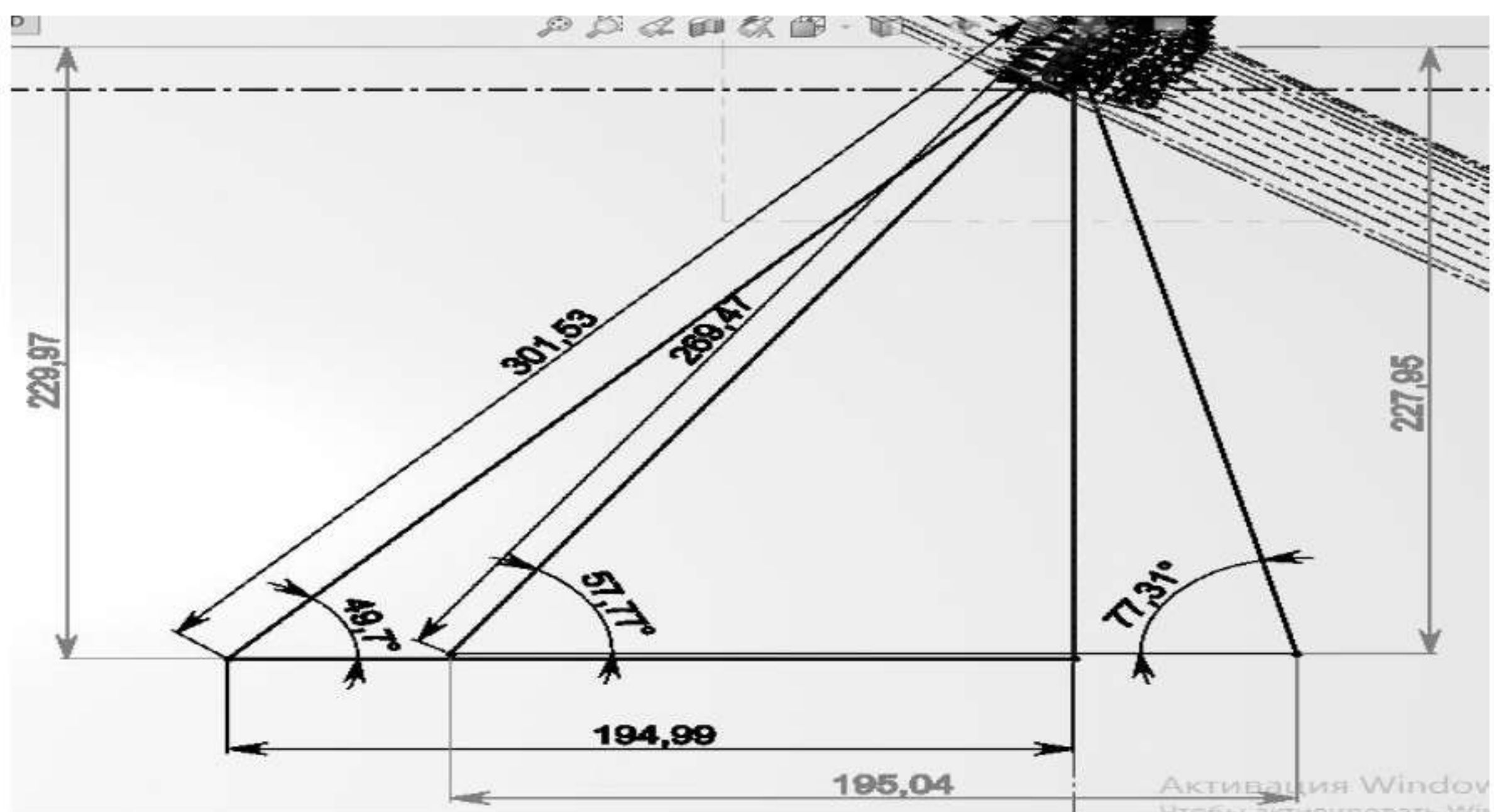


Рисунок. 3.4. – Кромковий переріз

Вимірюємо довжини хорди лопатки в кожному перерізі та розраховуємо її геометричний профіль, приклад розрахунку профілю в табл. 3.3.

Таблиця 3.3.

Геометричні характеристики профілю (корневий переріз)		
Довжина хорди профілю з креслення мм	Відносна товщина корневого (втулка) перерізу $C_{вт} = 0.1 \dots 0.12$	Абсолютна максимальна товщина профілю $C_{тах}$
33,54	0,3	10,062

x %	x мм (від передньої комки)	x мм (от сусідньої точки)	y %	y мм
0	0	0	0	0
1,25	0,41925	0,41925	1,65	0,166023
2,5	0,8385	0,41925	22,7	2,284074
5	1,677	0,8385	30,8	3,099096
10	3,354	1,677	40,2	4,044924
15	5,031	1,677	45,5	4,57821
20	6,708	1,677	48,3	4,859946
30	10,062	3,354	50	5,031
40	13,416	3,354	48,9	4,920318
50	16,77	3,354	45,7	4,598334
60	20,124	3,354	40,5	4,07511
70	23,478	3,354	33,7	3,390894
80	26,832	3,354	25,4	2,555748
90	30,186	3,354	16	1,60992
95	31,863	1,677	10,6	1,066572
100	33,54	1,677	0	0

Аналогічні таблиці розраховуються для інших перерізів, на їх основі будується геометрія перерізу пера, після чого формується все тіло лопатки. В подальшому отримана геометрія експортується в програмне середовище Ansys WorkBench

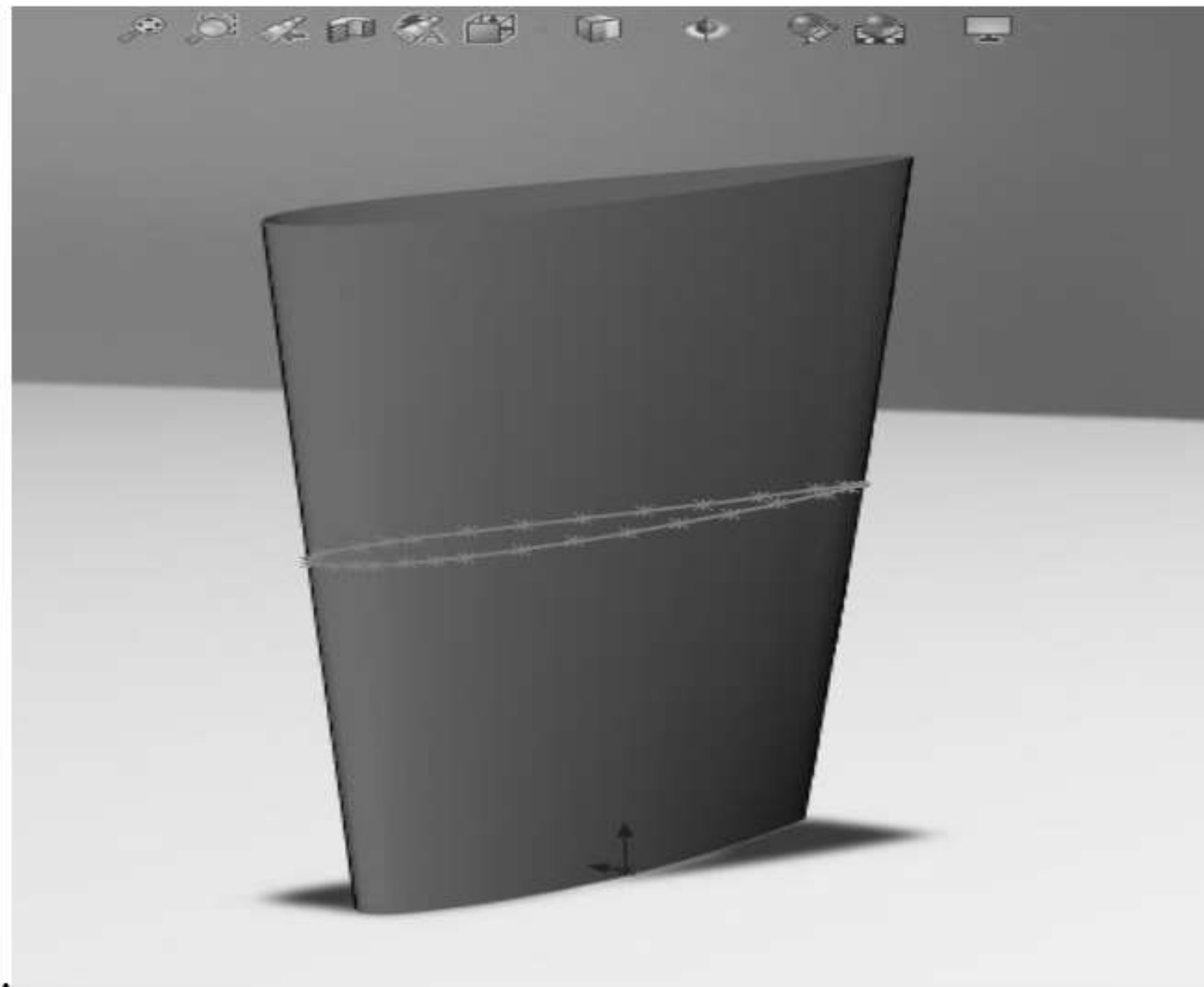


Рисунок. 3.5. Тривимірна модель геометрії пера лопатки першого РК виконана в програмі SolidWorks

3.4. Проектування лопаточного вінця для другого РК

Основними відмінностями алгоритму побудови другого лопаточного вінця є необхідність забезпечувати безвідривну течію на поставлених робочих умовах. Вирішальною умовою при побудові трикутника швидкостей є нехарактерний для ступеня показник закручення повітря, прямо впливати на який немає можливості. Другим, не менш важливим фактором, є зміна напрямку обертання робочого колеса, що спричиняє зміну напрямку геометрії вінця лопатки та зміну відносного розташування трикутника швидкостей. В результаті початкові параметри для другого РК обираються наступним чином:

Кут α_2 з вихідної кромки лопатки 1 РК є вхідним кутом α_1 для лопатки 2 РК на відповідних перерізах. Аналогічно, c_2 з 1 РК обирається як c_1 для другого РК. Дані заносяться до зміненої розрахункової таблиці, відповідно до нової послідовності вирішення задачі трикутника швидкостей табл.3.4. за умови виконання $\Delta wu = L/u$, незважаючи на те що режим обтікання стає надкритичним вже на середньому та кромковому розрахунковому радіусі.

Таблиця 3.4.

Кінематичні параметри ступеня при $\Gamma = \text{const}$ для 2 РК				
Розрахункові формули	Переріз			Примітка
	Втулка -	Середня =	Кромка +	
Lст	21010,0000	21010,0000	21010,0000	
D	0,2218	0,2890	0,3562	
C1a	228,1600	228,1600	228,1600	C1a = const
u	121,4234	158,2117	195,0000	
α_1	69,4421	74,2908	77,3197	α_2 з поперед. розрахунку
C1	243,4648	236,8054	233,6592	C2 з поперед. розрахунку
C1u	84,9596	63,4019	50,3949	
W1u	206,3829	221,6136	245,3949	W1u < ΔC_u
W1	307,6539	318,0717	335,0756	
β_1	47,8692	45,8340	42,9158	
$\Delta C_u = W1u (\Delta W_u)$	173,0310	132,7968	107,7436	
W2u	33,3520	88,8168	137,6514	W2u > 0
W2	230,5848	244,8375	266,4674	
C2u	-88,0714	-69,3948	-57,3486	C2u < u ²
C2	244,5681	238,4798	235,2570	
β_2	81,6838	68,7306	58,8972	$\beta_2 < 90^\circ$
$\Delta\beta$	33,8147	22,8965	15,9814	Угол довороту 2ї лопатки подвійного РК
T*w1	295,1914	300,5932	307,2608	
λ_{w1}	0,9785	1,005	1,446	$\lambda_{w1} < 1.0$
C2a	224,3000	224,3000	224,3000	
α_2	68,5628	72,8090	75,6583	
$(b/t)_{BT}=f(\beta_2, \Delta\beta)$	0,5000	0,5000	0,5000	за графіком
$b/t=(b/t)_{BT} * D_{BT}/D$	0,5000	0,3837	0,3113	

Dw	0,3911	0,3346	0,2851	Dw вт < 0,5; Dw к < 0,4;
Lст	21010,0000	21010,0000	21010,0000	
ρ (из табл форм-лы)	0,04122	0,1796	0,4653	
ρ (из книг форм-лы)	0,0412	0,180	0,465	

Не зважаючи на те що сума відносної швидкості обертання на кромковому перерізі не перевищує максимально допустимих рекомендованих максимальних значень 390 м/с [1] при проектуванні компресорних решіток, фактичні умови показують неспроможність даного типу проектування решіток забезпечити безривну течію на розрахунковому режимі.

Геометрія наступного трикутника швидкостей будується в контексті першого трикутника, з зміною розташування його елементів відповідно до зміни геометрію другого робочого колеса, фактично створюється дзеркальний трикутник швидкостей (рис.3.6.). Важливо зберігати напрями параметрів для подальшого аналізу відносного руху течії газу

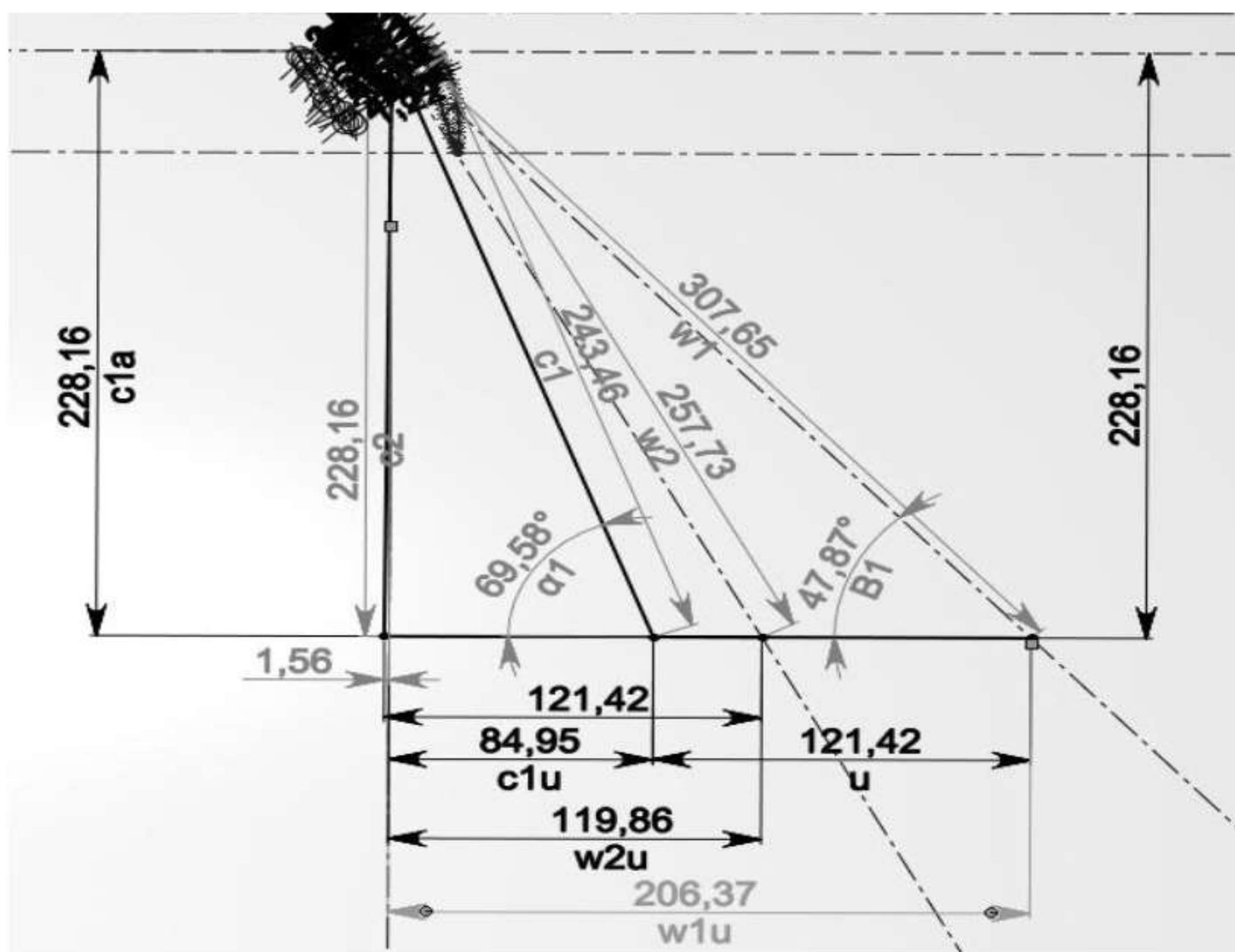


Рисунок 3.6 - Трикутник швидкостей 2 РК для першої лопатки

В результаті цього, в першу чергу геометрія лопаті, яка може задовільнити показники роботи, навіть за наявності зриву потоку (рис.3.7.) . З попереднього розрахунку габаритних розмірів вузла компресора відомі приблизна осьова ширина кожного ряду РК.

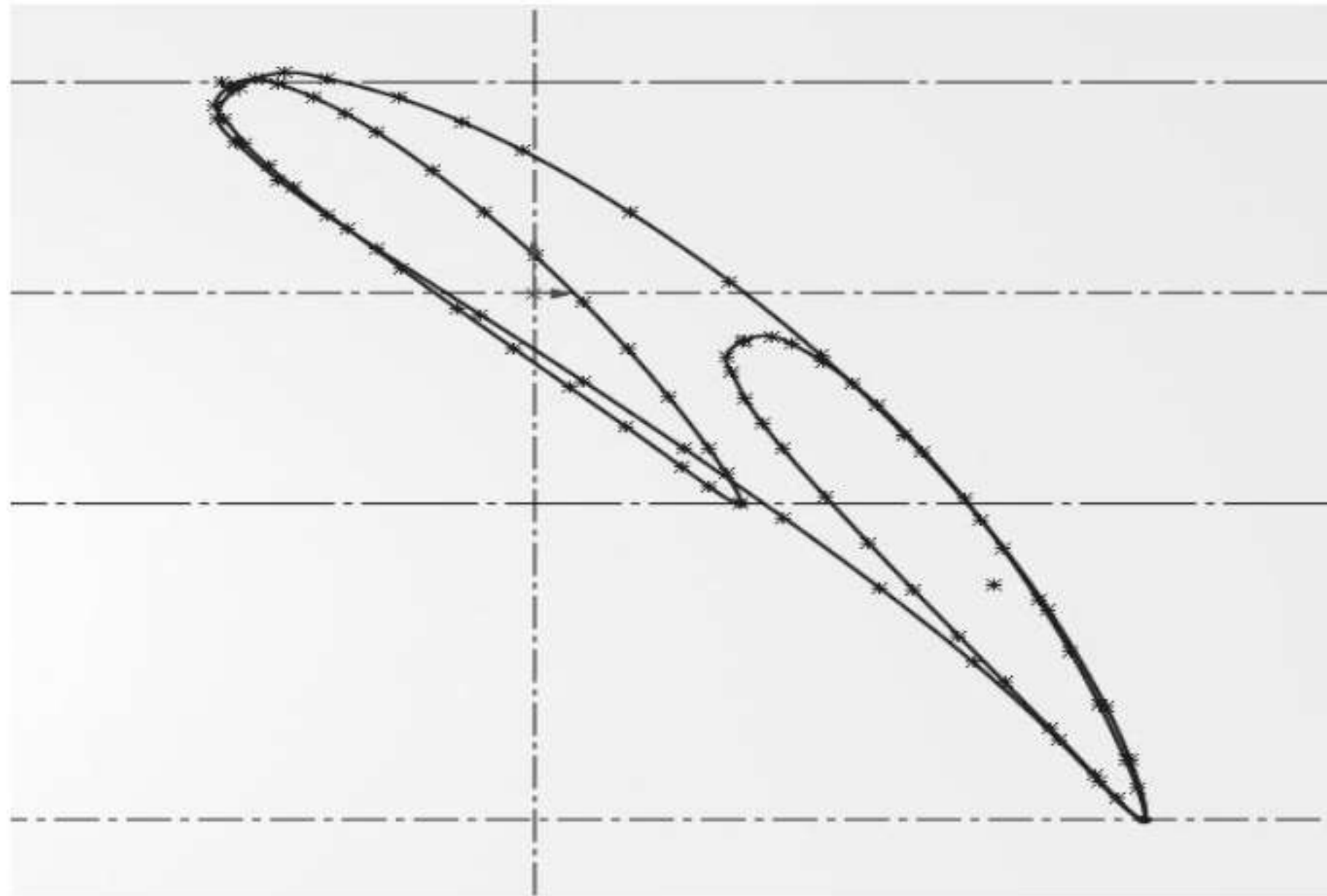


Рисунок 3.7. - Порівняння геометрії умовної одиначної та цільових подвійних лопаток

3.5 Розрахунок геометричних та термогазодинамічних параметрів 2 ступеня компресора

Для проведення розрахунку в якості початкових даних температури та тиску обираємо вихідні параметри від попереднього розрахунку Додаток х, параметри роботи ступеня та осьової швидкості обираємо з попередньої оцінки швидкостей руху газу Додаток В. Робота ступені береться з таблиці розподілення роботи між робочими решітками (табл.. 3.1) Змінені початкові дані:

$$P_{в}^* = 112\,043$$

$$T_{в}^* = 298.121$$

$$G_{в} = 13.9577$$

$$c_{1a} = 228.16$$

$$D_{ввт} = 0.2281$$

$$L_{ст} = 21010$$

$$\eta_{ст}^* = 0.93$$

3.6. Дворядний лопатковий вінець

Відомо що використання подвійних лопаточних решіток дозволяє запобігати утворенню зриву потоку зі спинки лопатки при наближенні до критичних умов, за рахунок наявності зони перепуску повітря у вигляді зазору між лопатками. Розподілення між робочими лопатками також дозволяє зменшити кути закрутки потоку на кожній що призводить до більш прийняттого режиму обтікання кожної. Виходячи з цього розподіляємо роботу із закручення повітря навпіл між лопатками, розраховуємо та будуємо трикутник швидкостей (табл.3.5) (рис.3.8).

Таблиця 3.5.

Кінематичні параметри ступеня при $\Gamma = \text{const}$				
Розрахункові формули	Переріз			Примітка
	Втулка -	Середна =	Кромка +	
$L_{ст}$	21010,0000	21010,0000	21010,0000	
D	0,2218	0,2890	0,3562	
C_{1a}	228,1600	228,1600	228,1600	$C_{1a} = \text{const}$
u	121,4234	158,2117	195,0000	
α_1	69,4421	74,2908	77,3197	
C1	243,4648	236,8054	233,6592	
C_{1u}	84,9596	63,4019	50,3949	
W_{1u}	206,3829	221,6136	245,3949	$W_{1u} < \Delta C_u$
W1	307,6539	318,0717	335,0756	
β_1	47,8692	45,8340	42,9158	
$\Delta C_u = W_{1u} (\Delta W_u)$	173,0310	132,7968	107,7436	
W_{2u}	119,8674	155,2152	191,5232	$W_{2u} > 0$
W2	257,7309	275,9506	297,8894	
C_{2u}	-1,5559	-2,9964	-3,4768	$C_{2u} < u_2$
C2	228,1653	228,1797	228,1865	
β_2	62,2843	55,7731	49,9893	$\beta_2 < 90^\circ$

$\Delta\beta$	14,4152	9,9391	7,0734	Кут довороту 2ї лопатки подвійної робочої решітки
T^*w_1	295,1914	300,5932	307,2608	
λ_{w1}	0,9785	1,0025	1,0448	$\lambda_{w1} < 1.0$
C_{2a}	224,3000	224,3000	224,3000	
α_2	89,6029	89,2350	89,1123	
$(b/t)_{BT}=f(\beta_2, \Delta\beta)$	0,5000	0,5000	0,5000	за графіком
$b/t=(b/t)_{BT} * D_{BT}/D$	0,5000	0,3837	0,3113	
D_w	0,3029	0,2368	0,1914	$D_w \text{ вт} < 0,5; D_w \text{ к} < 0,4;$
$L_{ст}$	10505,0000	10505,0000	10505,0000	Половина від заданої роботи решітки
ρ (из табл формулы)	-0,4122	0,1796	0,4653	
ρ (из книг формулы)	-0,412	0,180	0,465	

Отримана робота такої робочої лопатки, як і очікувано, зменшилася в 2 рази, проте показники газодинамічної стійкості λ на перерізах також зменшилися з найбільшого 1,44 до 1,044 що дозволяє при достатній якості виготовлення і оптимізації геометрії досягти беззривної течії . Друга лопатка має незмінну геометрію перерізів, проте задля виконання умови роботи при закрутці потоку, повернута кут $\Delta\beta$, відповідно в сторону подальшої закрутки потоку до моменту виконання умови роботи ступеня. На основі даних розрахунків, величина роботи другого ступеня не змінилася, тому проводимо газодинамічний розрахунок ступеня задля уточнення зміни внутрішнього діаметру на виході після РК (див. додаток) Після чого будуються трикутники швидкостей, та на їх основі створюється геометрія робочих лопаток.

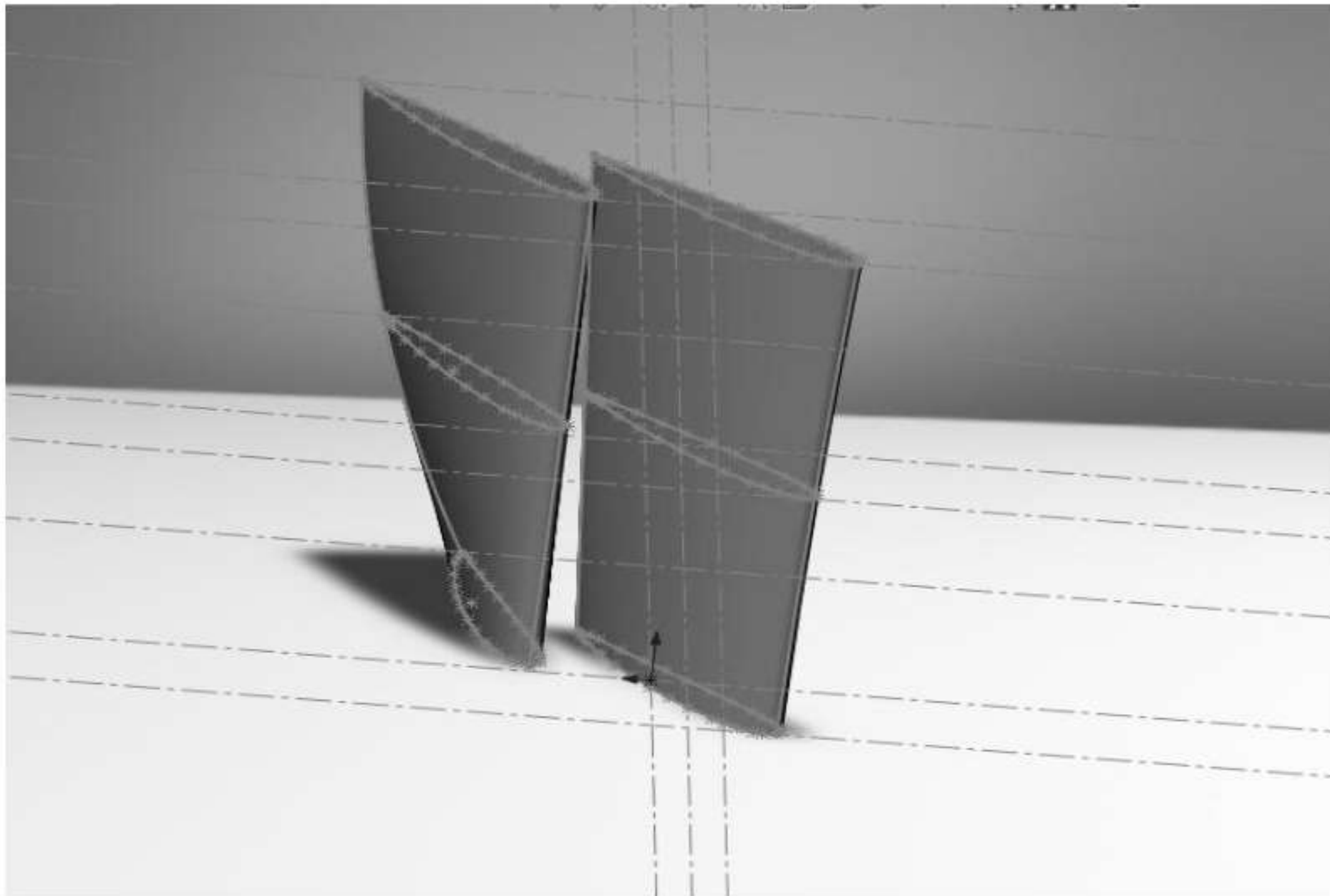


Рисунок. 3.9. Геометрія подвійного лопаточного вінця 2 РК

Аналогічно розраховується наступний ряд РК, в подальшому цей алгоритм можливо виконувати для розрахунку всіх послідуєчих ступенів.

3.7. Побудова геометрії моделі для імпорту в розрахунковий модуль CFX

Після побудови геометрії робочих лопаток будується попередня модель геометрії внутрішніх та зовнішніх стінок по тракту компресора, розподіляються точки встановлення робочих лопаток, відстань між вхідними та вихідними сусідніми робочими вінцями робочих решіток обирається відповідно до попереднього розподілу між рядових відстаней , (додаток х). Оскільки геометрія подвійних лопаток перевищує попередню оцінку міжрядних зазорів, перераховуємо відстані відповідно до нових даних знятих з геометрії побудованих моделей. Кідькість робочих лопаток для 2 та 3 РК обирається як середнє результуюче з розрахунку умовної лопатки та розрахунку подвійної лопатки.

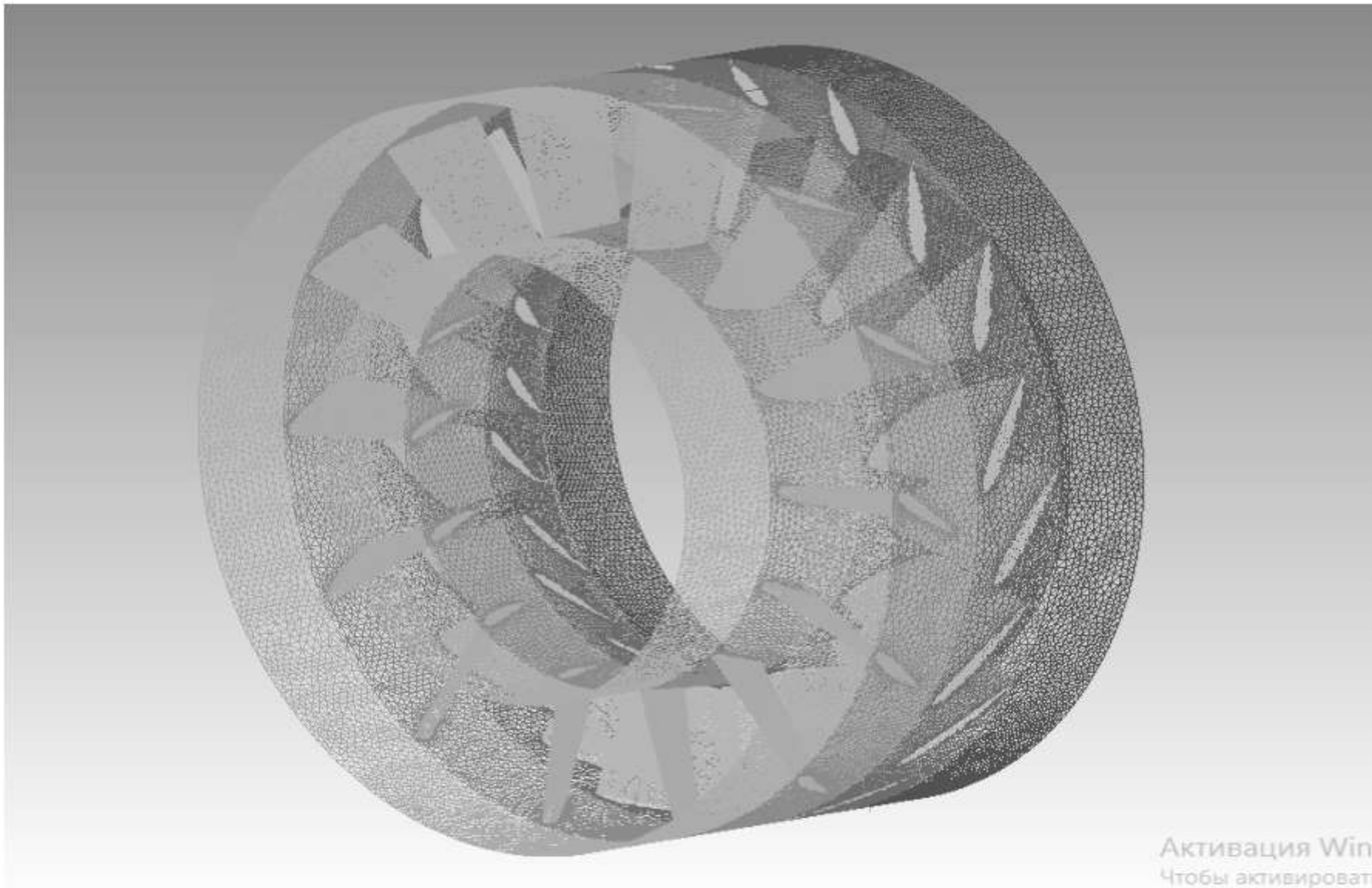


Рисунок.3.10. Попередня геометрія першого та другого РК з використанням умовної подвійної лопатки для другого РК.

За допомогою функції сглажування прямих в 3д модулі попереднього редагування геометрії програми ICEM та термогазодинамічних розрахунків ступенів будується геометрія змінного внутрішнього діаметру робочих коліс.

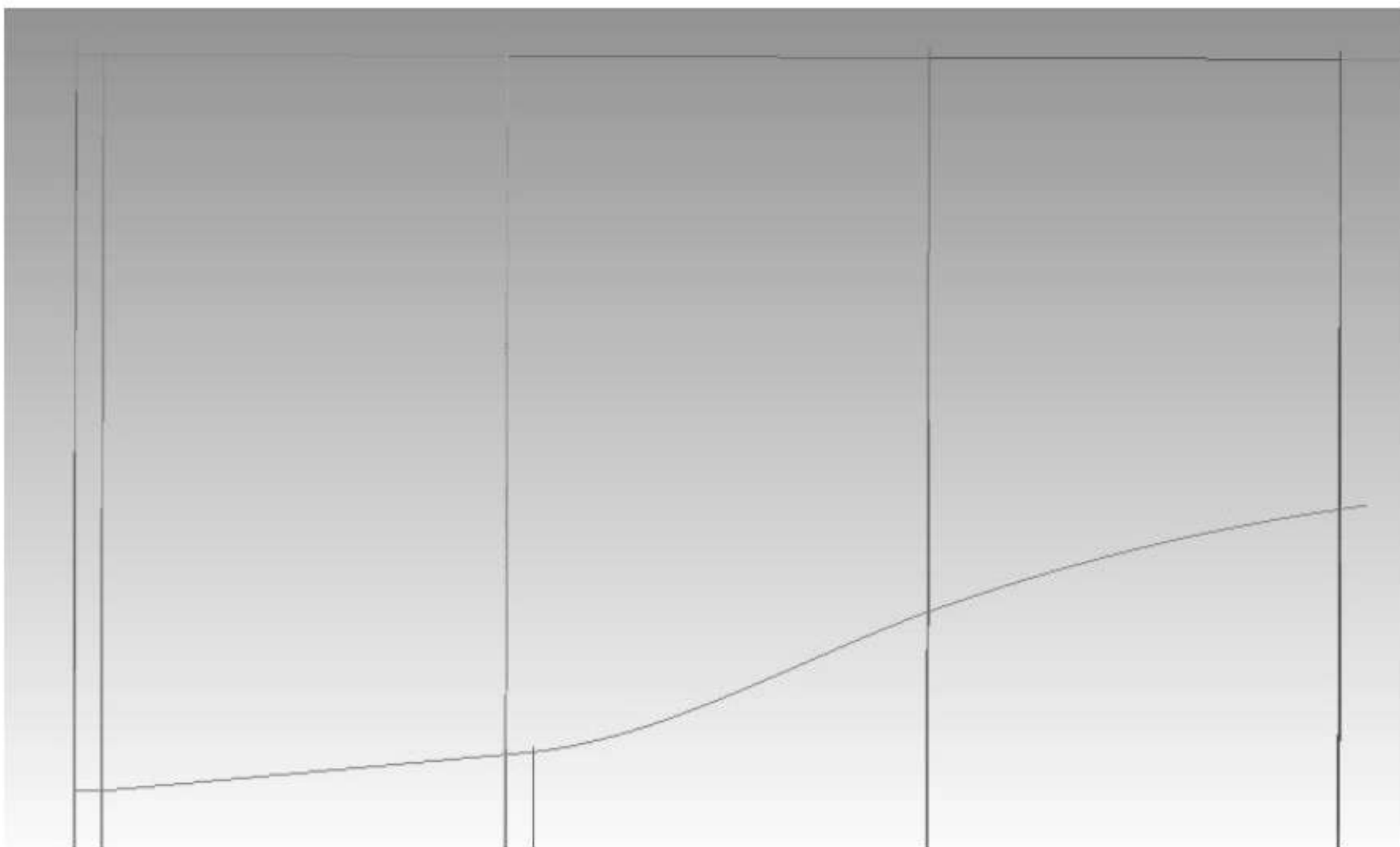


Рисунок 3.11. Розріз проточної частини перших трьох РК

На основі сітки відбувається попереднє моделювання геометрії задля приблизної оцінки характеристик потоку, вимірюються локальні показники швидкості потоку та чисел Рейнольдса як критерії в подальшій розробці геометрії розрахункової сітки для отримання найбільшої її якості.

В подальшому використовується програмне середовище Ansys WorkBench, модуль Geometry з розширеною ліцензією Ansys Blade modeler, як спеціалізоване ПО для інтеграції наявної геометрії у WB. Спочатку імпортується геометрія лопатки із SolidWorks, використовуючи наявні геометричні маніпулятори, розташовуємо геометрію першої лопатки на відстані внутрішнього радіусу проточної частини від центру координат в напрямку по осі Z як стандартної початкової осі обертання для Turbogrid. За допомогою інструменту FlowPath параметризуємо внутрішній та зовнішній перерізи, створюємо додаткові перерізи геометрії, відстань від вихідної кромки лопатки до границі робочої зони встановлюємо як половину між рядного зазору.

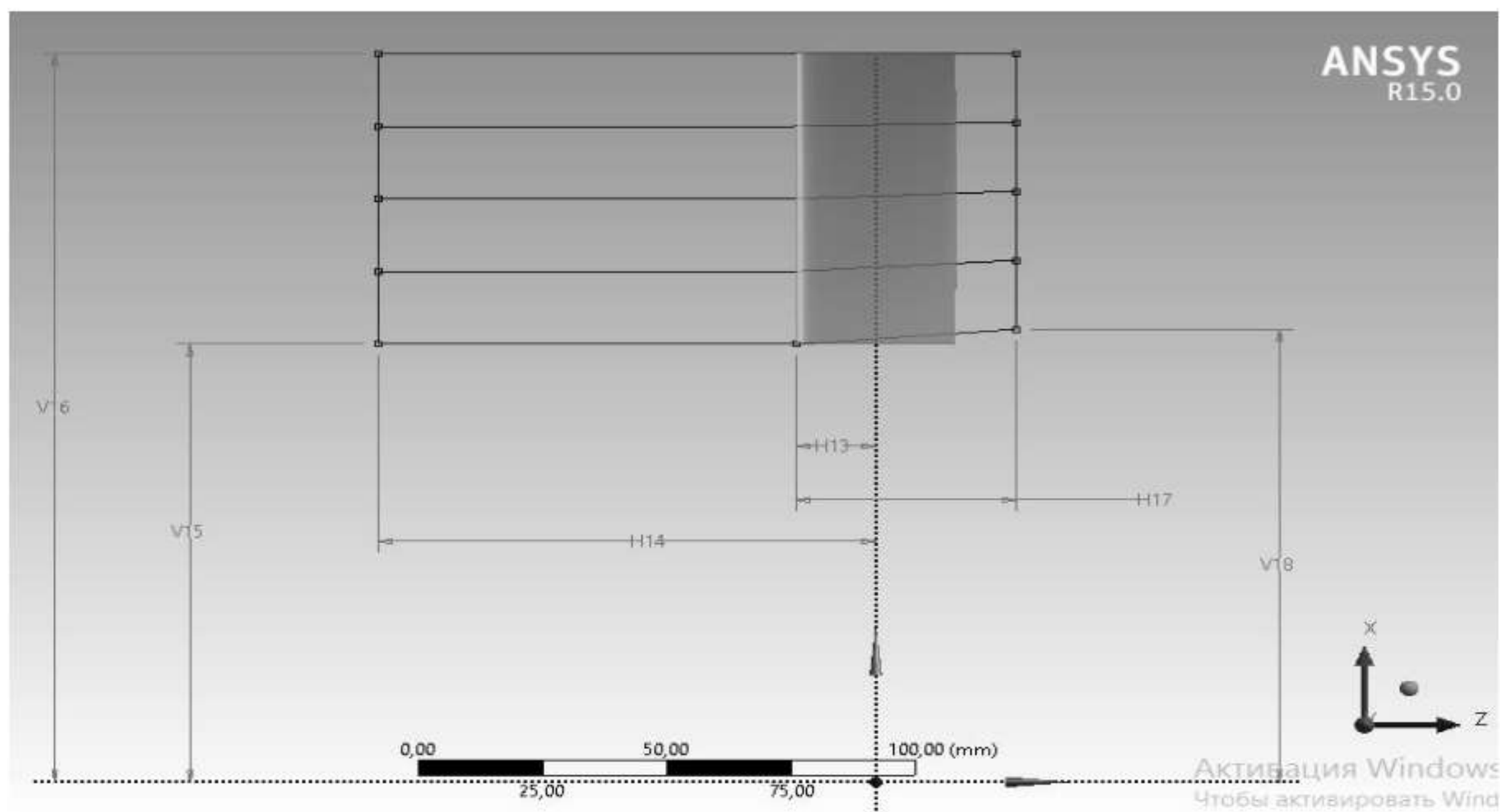


Рисунок. 3.12. Геометрія лопатки першого РК для імпорту

У зв'язку з тим, що модуль Turbogrid сприймає лише специфічний тип вихідних даних, у вигляді координат поверхонь в текстових файлах, використовуємо функцією Export Points, задаємо уточнену кількість лопаток та створюємо файл для експорту. На цьому етапі формується остаточна геометрія

розрахункової області. Аналогічні дії виконуються з іншими робочими лопатками.

Після відкриття експортованої геометрії в Turbogrid задаються параметри структурованої сітки для умов числа Рейнольдса отриманих при попередньому моделюванні проточної частини з неструктурованою сіткою, обирається закон нанесення геометрії сітки, кількість елементів, якість моделі забезпечується мінімізацією кількості використаних елементів задля зменшення часу розрахунку моделі. Зазор між кромкою лопатки та зовнішньою стінкою відсутній. Початкова кількість перерізів лопатки з попередньої програми складає 5 шарів для всіх моделей. Кількість елементів сітки в моделях складає:

52 тис. елементів для лопатки першого РК

510 тис. ел. для другого РК.

54 тис. ел. для третього РК

Закон формування геометрії сітки підбирався для 2 та 3 ряду в залежності від фактичної працездатності, оскільки базовий генератор сітки не розрахований на генерацію несиметричних сіток при близько розташованих лопатках, через це доводилося збільшувати кількість елементів задля задоволення критеріїв якості елементів сітки для розрахунку.

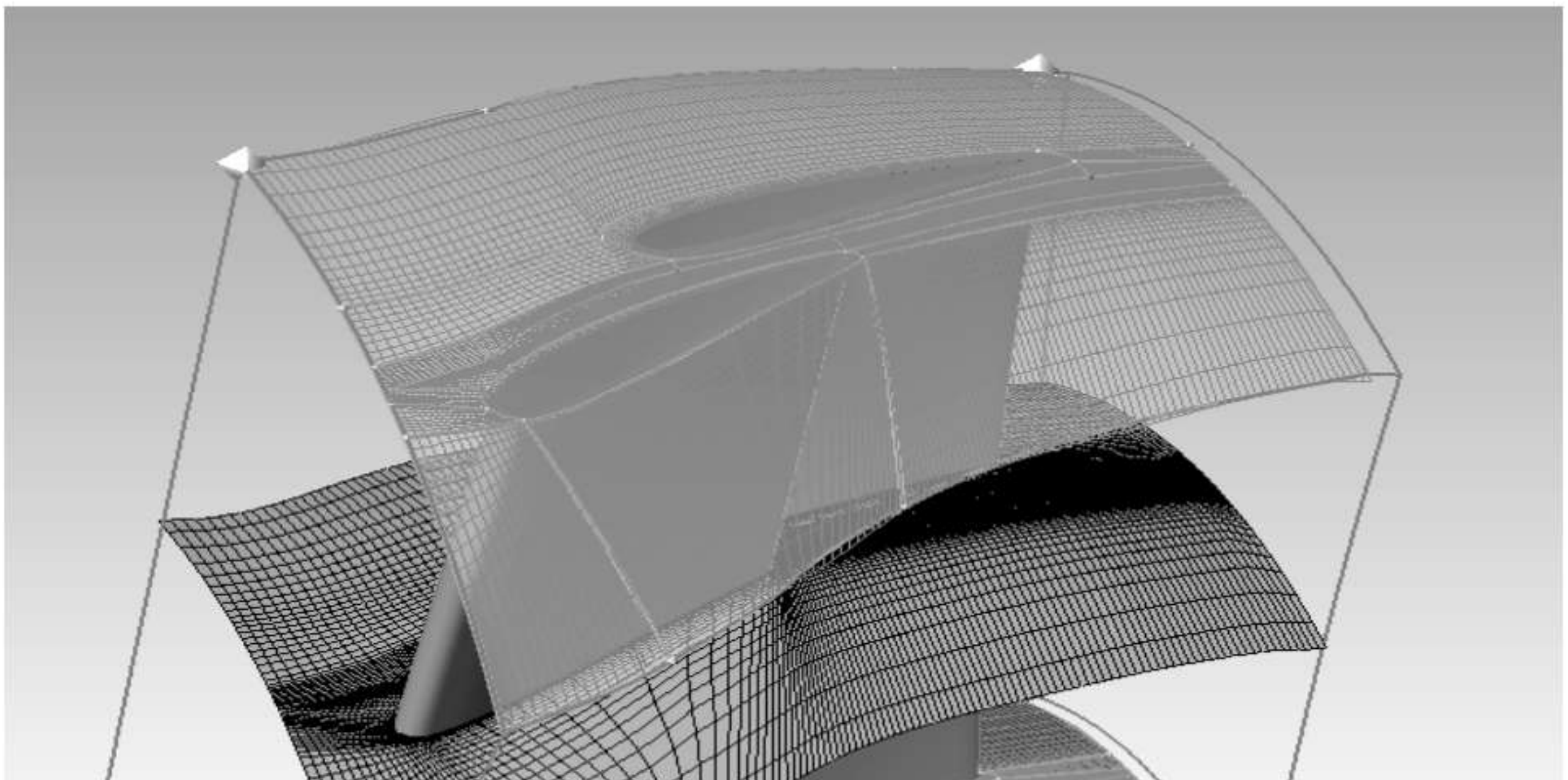


Рисунок. 3.13. Перерізи розрахункової геометрії 2 ряду лопаток з відображенням зрізу структурованої сітки

3.8. Постановка та вирішення задачі в розрахунковому модулі CFX

Після завершення побудови геометрії розрахункових сіток, створюється проект моделі в який імпортуються геометрії. Формується загальна розрахункова модель (рис. 3.14.) . Задаються початкові умови, температура, тиск, масові витрати , кількість обертів кожної робочої решітки та напрям обертання , обирається модель турбулентності – SST, робочим тілом виступає повітря з властивостями ідеального газу. Внутрішня то зовнішня стінки обертаються разом з лопаточними вінцями, перед ступеня та після них встановлені статичні зони без обертання для дослідження напрямку потоку повітря до та після робочих ступенів. Границі колової симетричної періодичності моделі з'єднуються інтерфейсами періодичності.

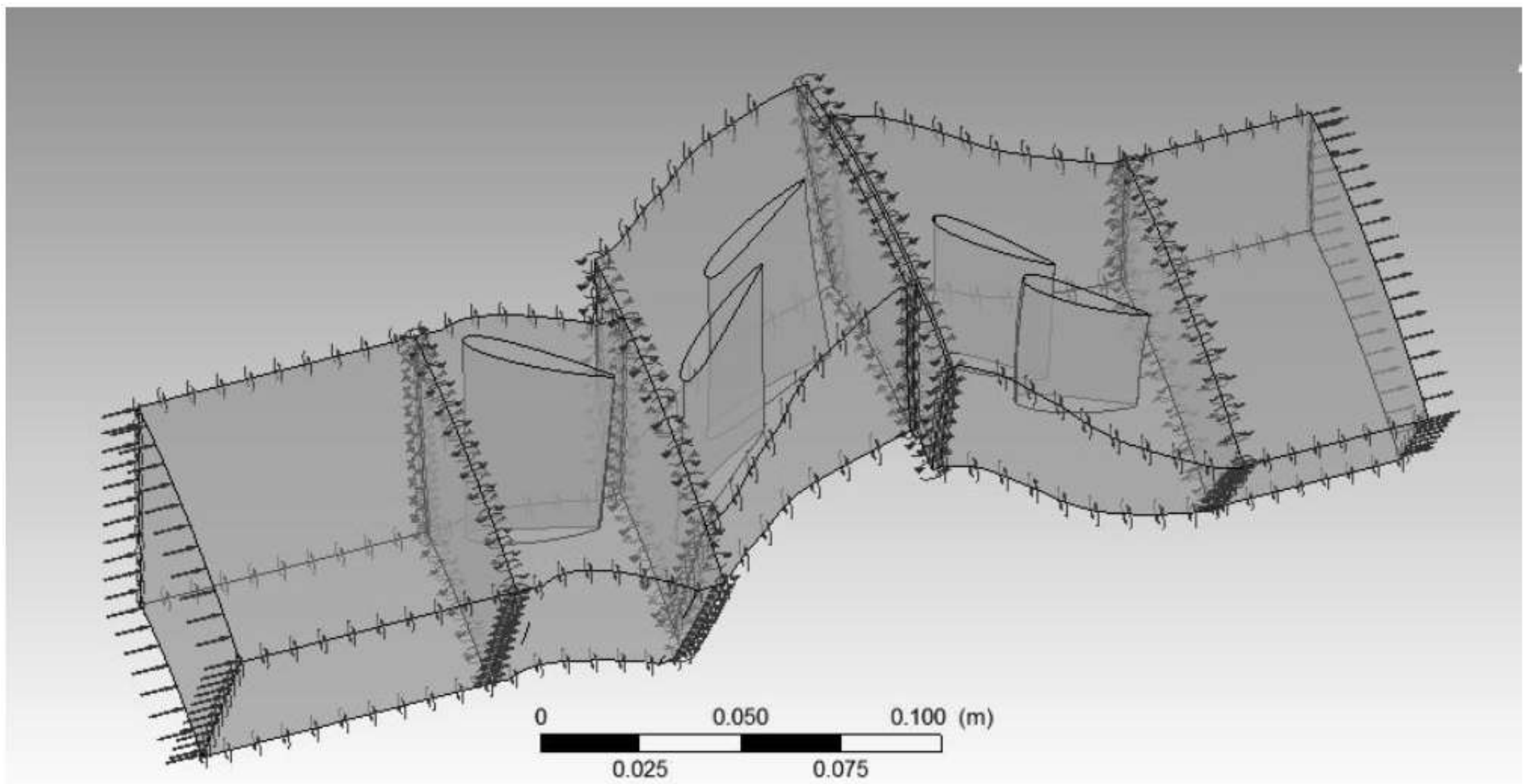


Рисунок. 3.14. Розрахункова модель ступенів в модулі CFX-Pre

Після формування файлу з умовами задачі, відбувається комп'ютерний розрахунок моделі до стабілізації нев'язок в параметрах тепло масообміну. Формується результат та виводиться в модуль аналізу CFD-Post.

3.9. Аналіз результатів моделювання

В першу чергу досліджується характер течії, перевіряється наявність зривів потоку шляхом побудови перерізу с нанесенням локальних векторів швидкостей руху елементарних порцій газу. Як можна побачити на рис. 3.15. за рахунок використання подвійних лопаток вдалося запобігти зриву на спинці

другої лопаті, проте не зважаючи на те що кут атаки першої лопаті підібраний за стандартною методикою, наявний локальний зрив течії на внутрішній поверхні першої робочої лопатки другого РК, аналогічна ситуація спостерігається на третьому робочому колесі.

Перша робоча лопатка спрофільована за законом $\Gamma = \text{const}$ має беззривне ламінарне обтікання на всій робочій поверхні, та формує характеристики потоку перед другим робочим колесом. Оскільки це робоче колесо є технічним, та необхідне в першу чергу для кріплення зовнішнього барабану та формування потоку на подальші біротативні ступені, його індивідуальні характеристики не є предметом дослідження.

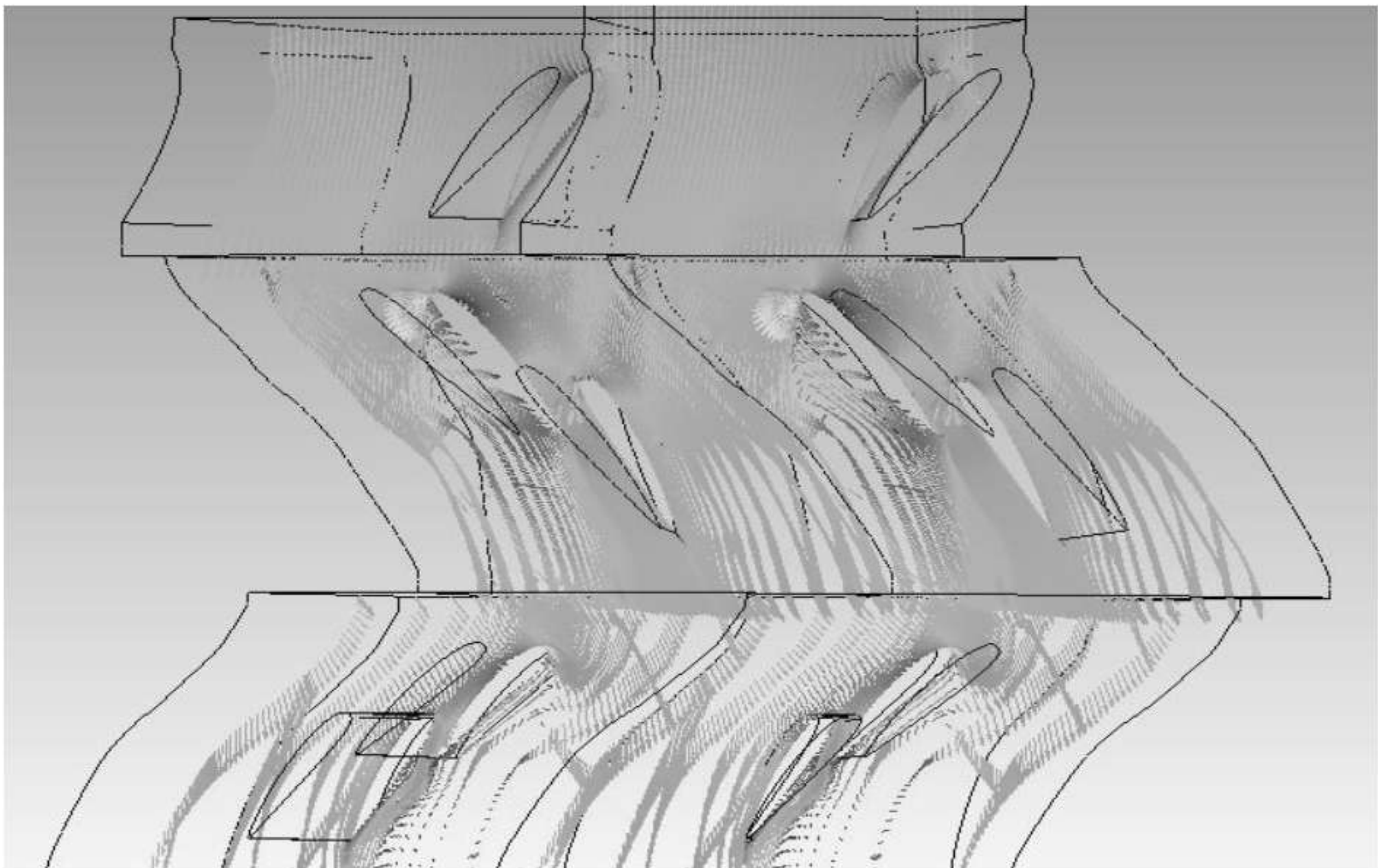


Рисунок. 3.15. Вектори напрямку руху елементарних порції робочого газу на середньому перерізі міжлопаточних каналів

Друге робоче колесо формує зону турбулентності на першій лопатці, що розширюється від втулкового до кромкового перерізу зі збільшенням площі.

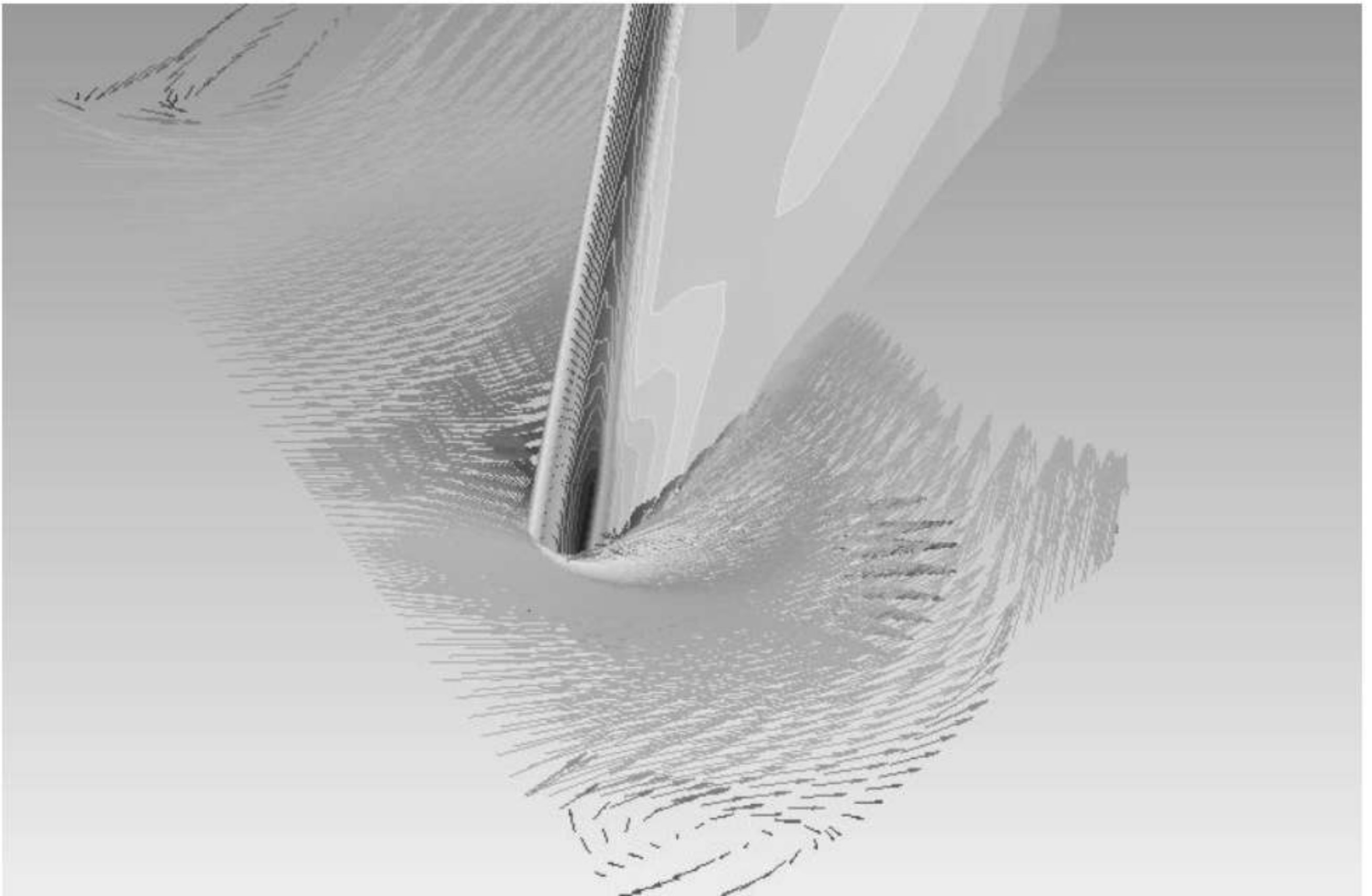


Рисунок. 3.16. Вектори напрямку руху біля втулкового перерізу на передній кромці першої лопатки другого РК.

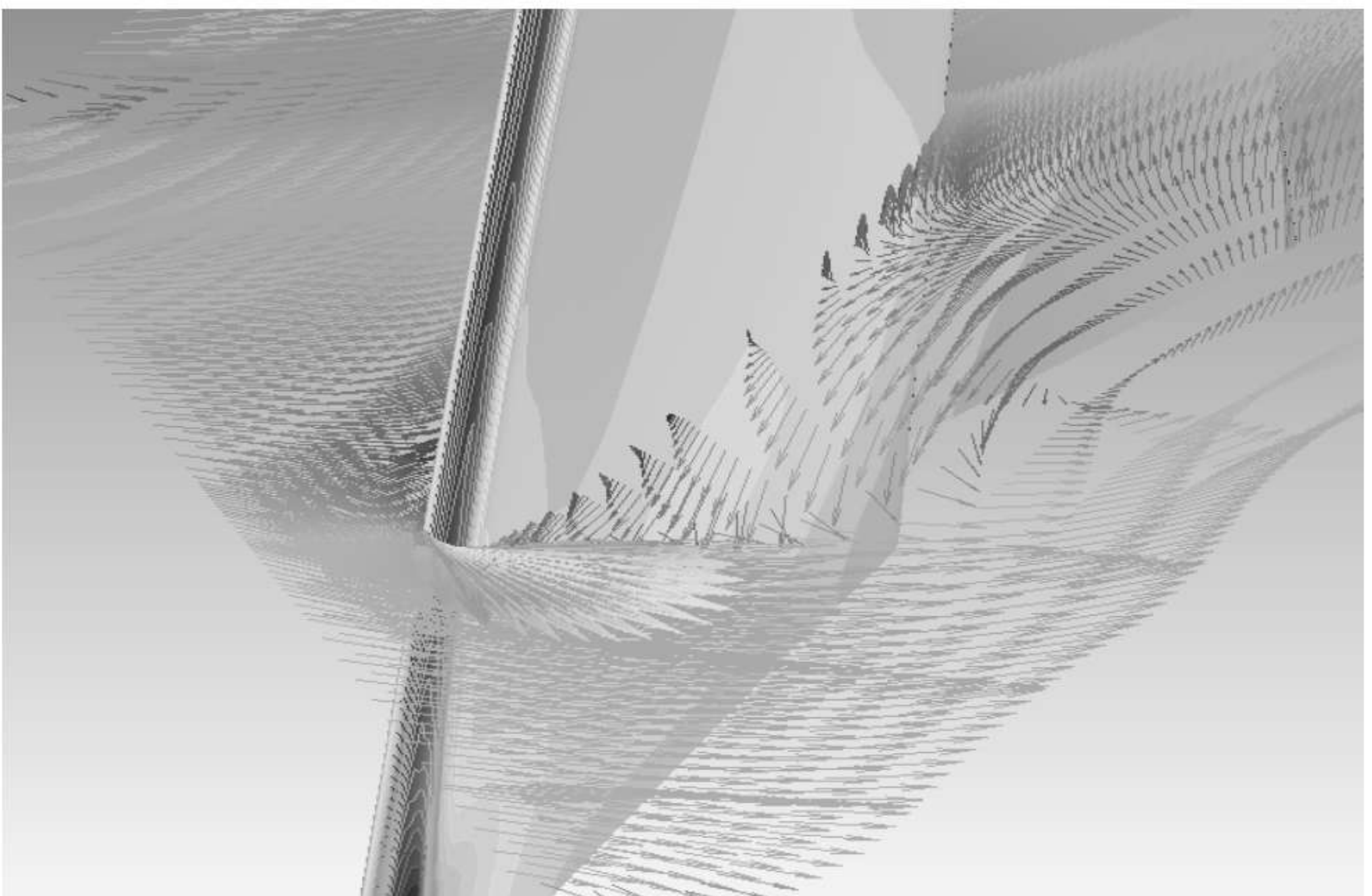


Рисунок. 3.16. Вектори напрямку руху на середньому перерізі на передній кромці першої лопатки другого РК.

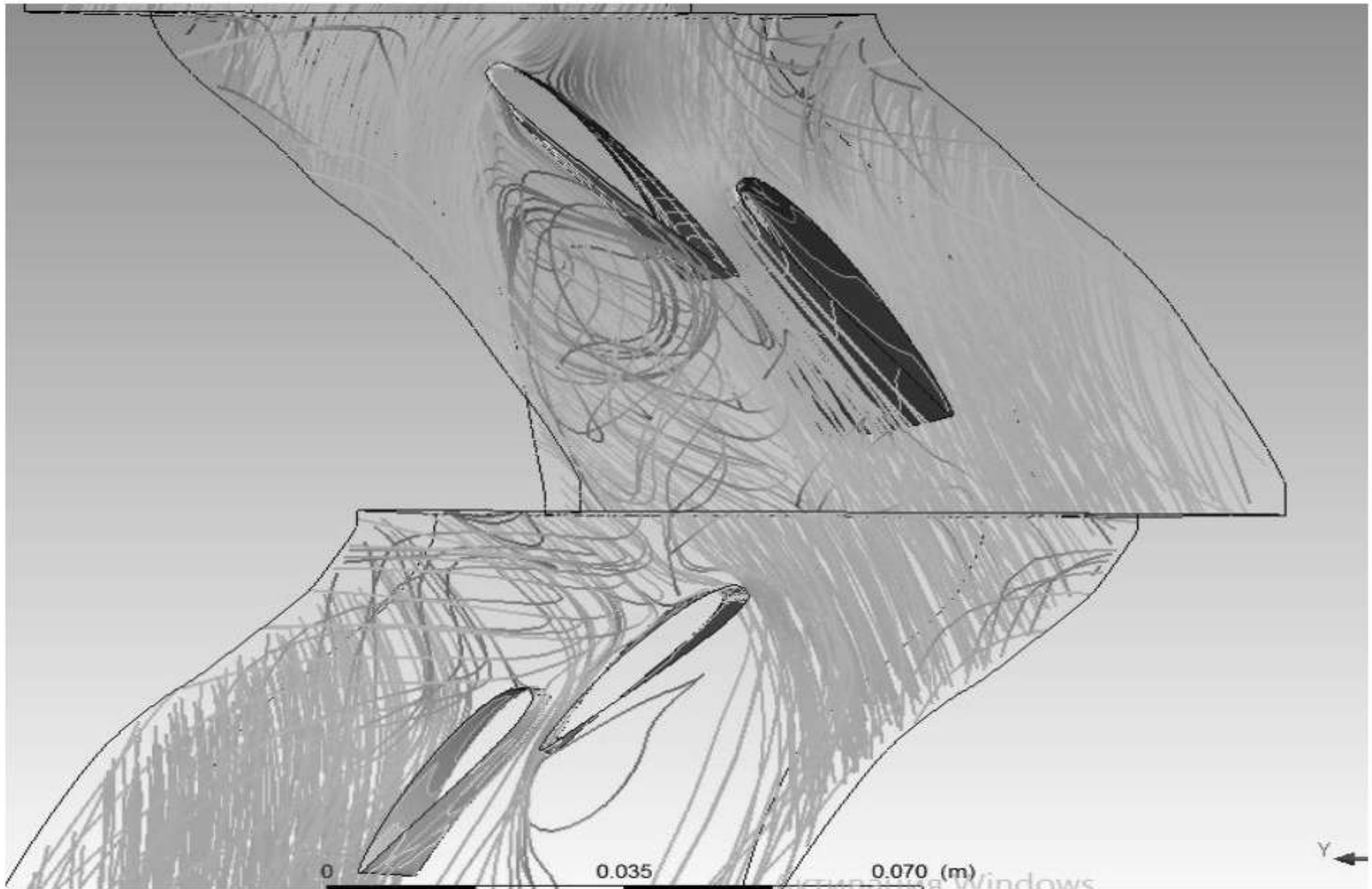


Рисунок 3.17. Турбулентний зрив потоку на перших лопатках 2 і 3 го робочих коліс

За результати моделювання було побудовано залежність ступеня підвищення тиску від осьової швидкості на вході для біротативного компресора з трьома РК (перше РК – однорядне, друге РК – дворядне, третє РК - дворядне).

Висновки за третім розділом

1. На основі розрахунку класичного осьового компресора розраховано біротативний компресор. Спроекований компресор має таке ж навантаження, як класичний осьовий компресор, але колова швидкість на периферії зменшена в два рази. Довжина розрахованого біротативного компресора з однорядними лопатковими вінцями зменшилася на 50%.

З метою підвищення аеродинамічного навантаження в біротативному компресорі було встановлено дворядні лопаткові вінці. При цьому довжина біротативного компресора в порівнянні з класичним осьовим компресором зменшилася на 25%. Однак при цьому аеродинамічне навантаження збільшилося на 10% на розрахунковому режимі.

Було створена твердотільну модель триступеневого біротативного компресора, який мав перше РК– однорядне, друге і третє РК – дворядні.

В роботі представлено результати моделювання течії в досліджуваному біротативному компресорі. За результатами моделювання побудовано характеристику компресора у вигляді залежності ступеня підвищення тиску від осьової швидкості на вході для різних частот обертання роторів компресора.

РОЗДІЛ 4

ВПЛИВ ШУМОВОГО ЗАБРУДНЕННЯ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

4.1. Фактор шуму, що виникає при роботі компресора в складі ГТУ

Шум - це будь-який неприємний або небажаний звук, який наносить шкоду здоров'ю людини, знижує її працездатність, а також може сприяти отриманню травми внаслідок зниження сприйняття попереджувальних сигналів. З фізичної точки зору - це хвильові коливання пружного середовища, що поширюються з певною швидкістю в газоподібній, рідкій або твердій фазі. Наука, що вивчає звуки, називається акустикою.

Звукові хвилі виникають при порушенні стаціонарного стану середовища внаслідок впливу на них сили збудження і, поширюючись у ньому, утворюють звукове поле. Джерелами цих порушень можуть бути механічні коливання конструкцій або їх частин, нестаціонарні явища в газоподібних або рідких середовищах. Основними характеристиками таких коливань служить амплітуда звукового тиску ($p, \text{Па}$), частота ($\nu, \text{Гц}$). *Звуковий тиск* — це різниця між миттєвим значенням повного тиску у середовищі при наявності звуку та середнім тиском в цьому середовищі при відсутності звуку. Поширення звукового поля супроводжується переносом енергії, яка може бути визначена інтенсивністю звуку (Вт/м^2).

. За частотою звукові коливання поділяються на три діапазони:

інфразвукові з частотою коливань менше 20 Гц;

звукові (ті, що ми чуємо)- від 20 Гц до 20 кГц ;

ультразвукові — більше 20 кГц, наука, що вивчає звуки, називається акустикою.

Швидкість поширення звукової хвилі залежить від властивостей середовища і, насамперед, від його щільності.

Людина сприймає звуки в широкому діапазоні інтенсивності (від нижнього порога чутності до верхнього - больового порога). Але звуки різних частот сприймаються неоднаково, найбільша чутність звуку людиною відбувається у діапазоні 800-4000 Гц, найменша - в діапазоні 20-100 Гц.

За характером спектра дії шуми слід поділяти на:

- широкосмугові, з безперервним спектром шириною більш ніж одна октава;

- вузькосмужні або тональні, в спектрі яких є виражені дискретні тони. Тональний характер шуму встановлюється вимірюванням випромінювання у третинооктавних смугах частот по перевищенню рівня шуму в одній смузі над сусідніми не менш ніж на 10 дБ.

За часовими характеристиками шуми слід поділяти на:

- постійні, рівень шуму яких за повний робочий день при роботі технологічного обладнання змінюється не більш ніж на 5 дБА при вимірюваннях на часовій характеристиці "повільно" шумоміра по шкалі "А";

- непостійні, рівень шуму яких за повний робочий день при роботі технологічного обладнання змінюється більш ніж на 5 дБА при вимірюваннях за часовою характеристикою "повільно" шумоміра по шкалі "А".

Непостійні шуми поділяються на:

- мінливі, рівень яких безперервно змінюється у часі;
- переривчасті, рівень шуму яких змінюється ступінчасто на 5 дБА і більше при вимірюваннях на часовій характеристиці "повільно" шумоміра по шкалі "А", при цьому довжина інтервалів, під час яких рівень залишається сталим, становить 1 с і більше;

- імпульсні, які складаються з одного або декількох звукових сигналів, кожен з яких довжиною менше 1 с, при цьому, рівні шуму у дБ(А1) і дБ(А), виміряні на часових характеристиках "імпульс" та "повільно" шумоміра, відрізняються не менш ніж на 7 дБ.

Класифікація ультразвуку

За способом передачі від джерела до людини ультразвук поділяють на:

- повітряний, що передається через повітряне середовище;
- контактний, що передається на руки працюючої людини через тверде чи рідке середовище.

За спектром ультразвук поділяють на:

- низькочастотний - від $1,12 \cdot 10^4$ до $1,0 \cdot 10^5$ Гц;
- високочастотний - $1,0 \cdot 10^5$ до $1,0 \cdot 10^9$ Гц.

Класифікація інфразвуку

За часовими характеристиками інфразвук поділяють на:

- постійний, рівень звукового тиску якого по шкалі "Лінійна" на характеристиці "повільно" змінюється не більш ніж на 10 дБ за 1 хв. спостереження;
- непостійний, рівень звукового тиску якого по шкалі "Лінійна" на характеристиці "повільно" змінюється більш ніж на 10 дБ за 1 хв. спостереження.

Інфразвук людина не чує, однак відчуває; він справляє руйнівну дію на організм людини. Високий рівень інфразвуку викликає порушення функції вестибулярного апарату, зумовлюючи запаморочення, біль голови. Знижується увага, працездатність. Виникає почуття страху, загальна немічність.

Всі механізми, котрі працюють при частотах обертання менше 20 об/с, випромінюють інфразвук.

В машинобудівній галузі інфразвук виникає при роботі вентиляторів, компресорів, двигунів внутрішнього згорання дизельних двигунів.

Нормативи виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Допустимі рівні звукового тиску у октавних смугах частот, еквівалентні рівні звуку на робочих місцях регламентовані ДСН 3.3.6.037-99, наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Нормовані рівні звукового тиску та рівні шуму на робочих місцях

Вид трудової діяльності	Рівні звукового тиску (дБ) в октавних смугах з серединами геометричними частотами, Гц									Рівень звуку в дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1. Творча діяльність, керівна робота з підвищеними вимогами, наукова діяльність, конструювання, викладання, проектно-конструкторські бюро, програмування на OEM.	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50
2. Висококваліфікована робота, вимірювання та аналітична робота в лабораторіях.	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60
3. Робота, що виконується з вказівками та акустичними сигналами. Приміщення диспетчерських служб, машинописних бюро.	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65
4. Робочі місця за пультами у кабінах нагляду та дистанційного управління без мовного зв'язку. Приміщення лабораторій з шумним устаткуванням.	103	91	83	77	73	70	68	66	64	75
5. Постійні робочі місця у виробничих приміщеннях та на території підприємств.	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Допустимі рівні звукового тиску ультразвуку при восьмигодинному робочому дні наведені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Допустимі рівні звукового тиску ультразвуку

Середньгеометрична частота октавних смуг, кГц	16	31,5	63 та вище
Допустимі рівні тиску, дБ	88	106	110

Допустимі рівні тиску інфразвуку в октавних смугах наведені у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Допустимі рівні тиску інфразвуку в октавних смугах

Допустимі рівні звукового тиску у дБ в				Загальний рівень звукового тиску, дБ
2	4	8	16	
105	105	105	105	110

4.2. Захист від шуму

Захист від шуму повинен здійснюватися розробкою шумобезпечної техніки, використанням методів та засобів колективного захисту та засобами індивідуального захисту.

Питання боротьби з шумом слід починати вирішувати ще при проектуванні підприємства, робочого місця, устаткування. Для цього використовуються організаційні, технічні та медично-профілактичні заходи.

До організаційних заходів відносяться: раціональне розташування виробничих ділянок, устаткування та робочих місць, постійний контроль режиму праці і відпочинку працівників, обмеження застосування обладнання та використання робочих місць, що не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам.

Технічні заходи дають змогу значно зменшити вплив шуму на працівників і поділяються на заходи, що використовуються: в джерелі виникнення (конструктивні та технологічні), на шляху розповсюдження (звукоізоляція, звукопоглинання, глушники шуму, звукоізоляційні укриття), в зоні сприйняття (засоби колективного та індивідуального захисту).

Для зниження шуму необхідно, насамперед, використовувати конструктивні та технологічні методи, які, в свою чергу, залежать від походження звуку та конструктивних особливостей обладнання. Надзвичайно ефективним методом зниження шуму в джерелі його виникнення в деяких випадках може стати зміна технології, наприклад, за допомогою заміни ударних взаємодій безударними (заміна клепання зварюванням, кування штампуванням, літерного методу друку лазерним тощо). При конструюванні механічного обладнання в першу чергу слід намагатися зменшити рівень коливань конструкції або її елементів, що створюють шум.

Для зниження шуму механічного походження в вузлах, в яких здійснюються ударні процеси, необхідно зменшити сили збурення, збільшити час контакту елементів, що взаємодіють між собою, збільшити внутрішні втрати в системах, що коливаються, зменшити площу випромінювання звуку. Практично це досягається:

- заміною зворотно-поступального переміщення обертовим;
- підвищенням якості балансування обертючих деталей;
- підвищенням класу точності виготовлення деталей;
- поліпшенням змащування;
- заміною підшипників кочення на підшипники ковзання;
- використанням негучних матеріалів (наприклад, пластмаси);
- використанням вібродемпфуючих матеріалів (мастики);
- здійсненням віброізоляції машин від фундаменту;
- використанням гнучких сполучень;

використанням зубчатих передач з спеціальним профілем або заміною їх на малошумні передачі (клинопасову, гідравлічну).

Джерелами *аеродинамічного шуму* можуть бути нестационарні явища при течії газів та рідин. Засоби боротьби з аеродинамічним шумом у джерелі його виникнення досягаються:

зменшенням швидкості руху газів;

згладжуванням гідродударних явищ за рахунок збільшення часу відкриття затворів;

зменшенням вихрів у струменях за рахунок вибору профілів тіл, що обтікаються;

дробленням струменів за допомогою насадок;

використанням ежекторів, що знижують випромінювання шуму на границі струмінь — довкілля.

У гідродинамічних установках (насоси, турбіни) слід запобігати виникненню кавітації, яка викликає гідродинамічний шум.

Джерелами *електромагнітного шуму* є механічні коливання електротехнічних пристроїв або їх частин, які збуджуються змінними магнітними та електричними полями. До методів боротьби з цим шумом відносять застосування феромагнітних матеріалів з малою магнітострикцією, зменшення щільності магнітних потоків у електричних машинах за рахунок належного вибору їх параметрів, добру затяжку пакетів пластин в осерддях трансформаторів, дроселів, якорів двигунів тощо; застосування косих пазів для обмоток у статорах і роторах машин, які зменшують імпульси сил взаємодії обмоток та розтягують ці імпульси в часі.

Якщо рівень шуму у джерелі все-таки високий, то застосовуються методи зниження шуму на шляху його розповсюдження і, насамперед, такий метод, як *ізоляція джерела* чи робочого місця.

Для зниження звуку, що відбивається від поверхонь у приміщенні, застосовуються матеріали, що поглинають звук, тобто використовують метод зниження шуму *звукопоглинанням*.

Звукова ізоляція від повітряного шуму здійснюється за допомогою кожухів, екранів, перетинок. Звукоізолюючі перепони відбивають звукову хвилю і тим самим перешкоджають розповсюдженню шуму.

Щоб захистити від шуму обслуговуючий персонал на виробничих дільницях з шумними технологічними процесами або особливо шумним устаткуванням влаштовують кабіни спостереження і дистанційного управління, їх виготовляють із звичайних будівельних матеріалів у вигляді ізованих приміщень, обладнаних вентиляцією, оглядовими вікнами, дверима (з щільними притворами) та віброізоляторами для запобігання проникненню в кабіни структурного шуму. Нерідко в кабінах стелю і частину стін облицьовують звукопоглинальними матеріалами. Особливу увагу звертають на замазування щілин і наскрізних отворів в місцях проходу комунікацій.

Звукоізоляція від повітряного шуму забезпечується за допомогою звичайних будівельних матеріалів — цегли, бетону та залізобетону, металу, фанери, плит із деревних стружок, скла тощо.

У якості звукоізолюючих матеріалів, які застосовують у конструкціях перекриттів для зниження передачі структурного (ударного) звуку переважно в житлових і громадських будинках, використовують мати та плити із скляного та мінерального волокна, м'які плити з деревних стружок, картон, гуму, металеві пружини, утеплений лінолеум тощо.

Якщо необхідно додатково знизити звукову енергію, що відбивається від поверхонь приміщення, використовують звукопоглинаючі конструкції та матеріали. Це, як правило, конструкції, складені з шпаристих матеріалів. При терті часток повітря, що коливаються, в шпаринах таких матеріалів енергія звукових хвиль переходить у теплоту. Звукопоглинаючі матеріали застосовують у вигляді облицювання внутрішніх поверхонь приміщень або ж у вигляді

самостійних конструкцій — штучних поглиначів. Коефіцієнт звукопоглинання залежить від виду матеріалу, його товщини, шпаристості, величини зерен або діаметра волокон, наявності за шаром матеріалу повітряного зазору та його ширини, частоти і кута падіння звуку, розмірів конструкцій звукопоглинання тощо.

Використання звукопоглинальних конструкцій може дати ефект зниження шуму на 12-15 дБА поблизу цих конструкцій. Поблизу джерела шуму ефект зниження шуму не перевищує 2-5 дБА. Однак, при цьому, за рахунок змін структури звукового поля знижуються дискомфортні акустичні умови і поліпшується слухова адаптація людини в приміщенні.

Метод зниження шуму звукопоглинанням застосовують, якщо неможливо забезпечити нормальних акустичних умов методами зниження шуму в джерелі випромінювання та звукоізоляції. Цей метод доцільно застосовувати, якщо у приміщенні доля прямого та відбитого звуку майже дорівнюють один одному (дифузне акустичне поле), та є можливість облицювання звукопоглинаючим матеріалом майже 60% поверхонь у приміщенні.

Для зниження шуму різного газодинамічного обладнання використовують глушники шуму. Глушники є обов'язковою складовою частиною установок з двигунами внутрішнього згорання, газотурбінними та пневматичними двигунами, вентиляторних та компресорних установок, аеродинамічних пристроїв тощо. Розрізняють глушники із звукопоглинальним матеріалом (активні), які поглинають звукову енергію, та без звукопоглинального матеріалу (реактивні), які відбивають звукову енергію назад до джерела. Глушники з поглинаючими матеріалами (трубчасті, пластинчаті, екранні) використовують в компресорних та вентиляційних установках. На високих частотах їх ефективність може досягати 10-25 дБ. Глушники без звукопоглинаючого матеріалу (з розширюючими камерами, резонансні) використовують переважно в поршневіх машинах, пневматичних і ротаційних двигунах та двигунах внутрішнього згорання. Ці конструкції настроюються на окремі частотні смуги з найбільшою енергією випромінювання і мають ефект зниження шуму до 30 дБ.

Використання засобів індивідуального захисту від шуму здійснюють у випадках, якщо інші (конструктивні та колективні) методи не забезпечують допустимих рівнів звуку. Засоби індивідуального захисту дозволяють знизити рівні звукового тиску на 7-45 дБ. Вони розподіляються на вкладиші у вигляді тампонів, які встромляються у слуховий канал; протишумні навушники, які закривають вушну раковину зовні; шлеми та каски .

Ультразвук широко застосовують в техніці для диспергування рідин, очищення частин, зварювання пластмас, дефектоскопії металів, очищення газів від шкідливих домішок тощо.

У техніці застосовують звукові хвилі частотою вище 11,2 кГц, тобто захоплюється частина діапазону відчутних для людини звуків. На організм людини ультразвук впливає, головним чином, при безпосередньому контакті, а також через повітря.

Ультразвук викликає функціональні порушення нервової системи, головний біль, зміни кров'яного тиску та складу і властивостей крові, зумовлює втрату слухової чутливості, підвищену втомлюваність. При дотриманні заходів безпеки робота з ультразвуком на стані здоров'я не позначається. Для зниження шкідливого впливу підвищених рівнів ультразвуку зменшують шкідливе випромінювання звукової енергії у джерелі, локалізують дію ультразвуку за допомогою конструктивних та планувальних рішень, здійснюють організаційно-профілактичні заходи. Зменшення шкідливого випромінювання у джерелі досягається підвищенням номінальних робочих частот джерел ультразвуку та виключенням паразитного випромінювання звукової енергії. Для локалізації дії ультразвуку конструктивними та планувальними рішеннями використовують звукоізолюючі кожухи, напівкожухи, екрани; окремі приміщення та кабінки, де розміщують ультразвукове обладнання; блокування, що відключає генератор ультразвуку при порушенні звукоізоляції; дистанційне керування; облицювання приміщень та кабін звукопоглинальними матеріалами. Організаційно-профілактичні заходи включають інструктаж про

характер дії підвищених рівнів ультразвуку та про засоби захисту від нього, а також організацію раціонального режиму праці та відпочинку.

Інфразвук широко розповсюджений в сучасному виробництві та на транспорті. Він утворюється під час роботи компресорів, двигунів внутрішнього згорання, великих вентиляторів, руху локомотивів та автомобілів. Інфразвук є одним з несприятливих факторів виробничого середовища, і при високих рівнях звукового тиску (більше 110-120 дБ) спостерігається шкідливий вплив його на організм людини. Завдяки малому затуханню хвилі інфразвуку поширюються в атмосфері на великі відстані. Практично неможливо зупинити інфразвук за допомогою будівельних конструкцій на шляху його поширення. Неефективні також засоби індивідуального захисту. Дієвим засобом захисту є зниження рівня інфразвуку в джерелі його випромінювання. Серед таких заходів можна виділити внесення конструктивних змін в будову джерел, що дозволяє перейти з області інфразвукових коливань в область звукових, наприклад, за рахунок збільшення частот обертання валів до 20 і більше обертів на секунду; підвищення жорсткості коливних конструкцій великих розмірів; усунення низькочастотних вібрацій. В цьому випадку зниження шуму може бути досягнуте застосуванням звукоізоляції та звукопоглинання.

4.3. Показники вібрації

Вібрація — це механічні коливання пружних тіл або коливальні рухи механічних систем. Для людини вібрація є видом механічного впливу, який має негативні наслідки для організму.

Причиною появи вібрації є незрівноважені сили та ударні процеси в діючих механізмах. Створення високопродуктивних потужних машин і швидкісних транспортних засобів при одночасному зниженні їх матеріалосмності неминуче призводить до збільшення інтенсивності і розширення спектру вібраційних та віброакустичних полів. Через вібрацію збільшуються динамічні навантаження в елементах конструкцій, стиках і сполученнях, знижується несуча здатність деталей, ініціюються тріщини,

виникає руйнування обладнання. Усе це приводить до зниження строку служби устаткування, зростання імовірності аварійних ситуацій і економічних витрат

Дія вібрації визначається інтенсивністю коливань, їх спектральним складом, тривалістю впливу та напрямком дії. У якості характеристики інтенсивності використовують середньоквадратичні або амплітудні значення віброприскорення (a), віброшвидкості (v) або віброзміщення (x). Параметри x, v, a – взаємозалежні і для синусоїдальних вібрацій пов'язані між собою наступним співвідношенням:

$$a = \omega v = x\omega^2$$

де ω - циклічна частота, 1/с.

Для оцінки рівнів вібрації використовується логарифмічна шкала децибел. Логарифмічні рівні віброшвидкості (L_v) у дБ визначаються за формулою:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0}$$

де v - середньоквадратичне значення віброшвидкості, м/с;

v_0 - опорне значення віброшвидкості рівне $5 \cdot 10^{-8}$ м/с.

Логарифмічні рівні віброприскорення визначаються за повністю аналогічною формулою, у якій на місці середньоквадратичних швидкостей стоять середньоквадратичні прискорення, а опорне значення віброприскорення приймається рівним $3 \cdot 10^{-4}$ м/с².

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та локальну (місцеву) вібрації.

Загальна вібрація це та, яка діє на все тіло, а *локальна* втягує у коливальні рухи лише окремі частини тіла (руки, ноги).

Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами і обладнанням, деталями, які обробляються та ін.

Загальну вібрацію поділяють на такі категорії:

Категорія 1 — транспортна вібрація, яка діє на людину на робочих місцях самохідних та причіпних машин, транспортних засобів під час руху по місцевості, агрофонах і дорогах (в тому числі при їх будівництві). До джерел транспортної вібрації відносять, наприклад, трактори сільськогосподарські та промислові, самохідні сільськогосподарські машини; автомобілі вантажні (в тому числі тягачі, скрепери, грейдери, котки та ін.); снігоприбирачі, самохідний гірничошахтний рейковий транспорт.

Категорія 2 — транспортно-технологічна вібрація, яка діє на людину на робочих місцях машин з обмеженою рухливістю та таких, що рухаються тільки по спеціально підготовлених поверхнях виробничих приміщень, промислових майданчиків та гірничих виробок. До джерел транспортно-технологічної вібрації відносять, наприклад, екскаватори (в тому числі роторні), крани промислові та будівельні, машини для завантаження мартенівських печей (завалочні), гірничі комбайни, самохідні бурильні каретки, шляхові машини, бетоноукладачі, транспорт виробничих приміщень.

Категорія 3 — технологічна вібрація, яка діє на людину на робочих місцях стаціонарних машин чи передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації. До джерел технологічної вібрації відносяться, наприклад, верстати та метал о-деревобробне, пресувально-ковальське обладнання, ливарні машини, електричні машини, окремі стаціонарні електричні установки, насосні агрегати та вентилятори, обладнання для буріння свердловин, бурові верстати, машини для тваринництва, очищення та сортування зерна (у тому числі сушарні), обладнання промисловості будматеріалів (крім бетоноукладачів), установки хімічної та нафтохімічної промисловості і т. ін.

Загальну технологічну вібрацію *за місцем дії* поділяють на такі типи:

- на постійних робочих місцях виробничих приміщень підприємств;
- на робочих місцях складів, їдалень, побутових, чергових та інших виробничих приміщень, де немає джерел вібрації;

на робочих місцях заводоуправлінь, конструкторських бюро, лабораторій, учбових пунктів, обчислювальних центрів, медпунктів, конторських приміщень, робочих кімнат та інших приміщень для працівників розумової праці.

За джерелом виникнення локальну вібрацію поділяють на таку, що передається від:

ручних машин або ручного механізованого інструменту, органів керування машинами та устаткуванням;

ручних інструментів без двигунів (наприклад, рихтувальні молотки) та деталей, які оброблюються.

За напрямком дії загальну та локальну вібрації характеризують з урахуванням осей ортогональної системи координат.

За часовими характеристиками загальні та локальні вібрації поділяють на:

- постійні, для яких величина віброприскорення або віброшвидкості змінюється менше ніж у 2 рази (менше 6 дБ) за робочу зміну;
- непостійні, для яких величина віброприскорення або віброшвидкості змінюється не менше ніж у 2 рази (6 дБ і більше) за робочу зміну.

Гігієнічна оцінка і нормування загальної вібрації проводиться у частотному діапазоні від 0,8 до 80 Гц, локальної – від 8 до 1000 Гц.

За частотами вібрації поділяються на низькочастотні 8...16 Гц; середньочастотні 31,5...63 Гц і високочастотні 125...1000 Гц – для локальних вібрацій. Відповідно для загальних вібрацій ці піддіапазони становлять: 0,8...6,3; 8...25; 31,5...80 Гц.

середньочастотна нерезонансна – 31...50 Гц; високочастотна – понад 50 Гц.

4.4. Вплив вібрації на людину

Вплив вібрації на людину залежить від параметрів вібрації, напрямку її дії, місця прикладення, тривалості впливу, а також від індивідуальних

особливостей людини. При оцінці вібраційного впливу потрібно враховувати, що коливальні процеси притаманні живому організму. В основі серцевої діяльності і кровообігу та біострумів мозку лежать ритмічні коливання. Внутрішні органи людини можна розглядати як коливальні системи з пружними зв'язками. Частоти їх власних коливань лежать у діапазоні 3...6 Гц. Частоти власних коливань плечового пояса, стегон і голови щодо опорної поверхні (положення стоячи) складають 4...6 Гц, голови щодо пліч (положення сидячи) 25..30 Гц.

При впливі на людину зовнішніх коливань (хитавиці, струсів, вібрації) відбувається їх взаємодія з внутрішніми хвильовими процесами, виникнення резонансних явищ. Так, зовнішні коливання частотою менше 0,7 Гц утворюють хитавицю і порушують у людини нормальну діяльність вестибулярного апарата. Інфразвукові коливання (менш 16 Гц), впливаючи на людину, пригнічують центральну нервову систему, викликаючи почуття тривоги, страху. При певній інтенсивності на частоті 6,7 Гц інфразвукові коливання, втягуючи у резонанс внутрішні органи і систему кровообігу, здатні викликати травми, розриви артерій, тощо.

Характерними рисами шкідливого впливу вібрації на людину є можливі зміни у функціональному стані: підвищена втома, збільшення часу моторної реакції, порушення вестибулярної реакції. Медичними дослідженнями встановлено, що вібрація є подразником периферичних нервових закінчень, розташованих на ділянках тіла людини, що сприймають зовнішні коливання. У результаті впливу вібрації виникають нервово-судинні розлади, ураження кістково-суглобною й інших систем організму. Відзначаються, наприклад, зміни функції щитовидної залози, сечостатевої системи, шлунково-кишкового тракту.

Шкідливість вібрації збільшується при одночасному впливі на людину таких факторів, як знижена температура, підвищені рівні шуму, запиленість повітря, тривала статична напруга м'язів і т. ін. Сучасна медицина розглядає виробничу вібрацію як могутній стрес-фактор, що має негативний вплив на

психомоторну працездатність, емоційну сферу і розумову діяльність людини, що підвищує ймовірність виникнення різних захворювань і нещасних випадків. Особливо небезпечний тривалий вплив вібрації для жіночого організму. Цей широкий комплекс патологічних відхилень, викликаний впливом вібрації на організм людини, кваліфікується як віброзахворювання. Серед професійних патологій вібраційна хвороба займає одне з перших місць.

Гігієнічна оцінка вібрації, яка діє на людину у виробничих умовах, здійснюється за допомогою таких методів:

- частотного (спектрального) аналізу її параметрів;
- інтегральної оцінки за спектром частот параметрів, що нормуються;
- дози вібрації.

Гранично допустимі рівні вібрації, вимоги до вимірювань на робочих місцях, наведені в ДСН 3.3.6.039-99 Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації.

Вимоги цих норм повинні бути враховані у нормативно-технічних документах: стандартах, будівельних нормах, технічних умовах, інструкціях, методичних вказівках та ін., які регламентують конструктивні та експлуатаційні вимоги до вібронебезпечних машин, устаткування, обладнання та інструменту, технологічних процесів і регламентів, зарубіжних виробів.

Заходи щодо захисту від дії вібрації поділяють на *технічні, організаційні та лікувально-профілактичні*.

До технічних заходів відносять:

зниження вібрації в джерелі її виникнення (вибір на стадії проектування кінематичних і технологічних схем, які знижують динамічні навантаження в устаткуванні).;

зниження діючої вібрації на шляху розповсюдження від джерела виникнення вібропоглинання, віброгасіння, віброізоляція).

До організаційних заходів відносять:

організаційно-технічні (своєчасний ремонт та обслуговування обладнання за технологічним регламентом, контроль вібрації, дистанційне керування вібронебезпечним обладнанням);

режим праці та відпочинку, заборона залучення до вібраційних робіт осіб молодших 18 років тощо;

До лікувально-профілактичних заходів відносяться:

медичний огляд;

лікувальні процедури (фізіотерапевтичні процедури, вітаміно-та фітотерапія).

Найбільш важливим напрямом захисту від вібрації є конструктивні методи зниження параметрів вібрації машин та механізмів- зменшення діючих змінних сил у конструкції та зміна її параметрів.

Для зниження дії вібрації на обладнання та людину використовують метод віброізоляції - введення в коливну систему додаткового пружного зв'язку, який послаблює передавання вібрації об'єкту, що підлягає захисту. Для віброізоляції машин з вертикальною збуджуючою силою використовують віброізолюючі опори у вигляді пружин, пружних прокладок (наприклад, гума) та їх комбінації.

У випадках, коли технічними засобами не вдається зменшити рівень вібрацій до норми, передбачають забезпечення працівників індивідуальними засобами захисту. Засоби індивідуального захисту можуть застосовуватися як для всього тіла людини, так і окремо для ніг та рук.

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що виникають при експлуатації та ремонті проектованої ГТУ. ГОСТ 12 0.003-74. ДСТУ 2293-99

Одним з можливих варіантів використання біротативного компресора є його використання в конструкції ГТУ .

Сучасні виробничі процеси характеризуються наявністю великої кількості різноманітних небезпечних для людей та довкілля чинників, складними технологічними системами із значною кількістю рухомих елементів, високими рівнями загазованості, пилу, шуму тощо. Навіть звичайна праця в офісі, в бухгалтерії або у науковому відділі вже стає небезпечною для здоров'я працівника, тому що при цьому використовуються персональні комп'ютери, факси, ксерокси та інші прилади, без яких сучасна професійна діяльність неможлива, але всі вони мають високонебезпечні компоненти, які у відповідних умовах впливають на людину негативно.

Від якості підготовки їхньої підготовки до майбутньої професійної діяльності фахівців, керівників виробничих колективів в найближчому майбутньому буде залежати безпека виробництва та виробничої діяльності багатьох людей. Відповідальність за доручену справу вимагає від фахівця, і особливо від керівника, високоякісних знань в галузі, пов'язаною із забезпеченням комфортних, безпечних та нешкідливих умов праці. Необхідною умовою запобігання виробничим травмам і аваріям є розробка заходів з охорони праці, що попереджують дію на працівників на робочих місцях небезпечних та шкідливих виробничих факторів, ліквідують умови, при яких вони можуть діяти на людей, а також зменшують ризик можливих небезпечних дій самих працівників.

Законодавчі та інші нормативно-правові акти з охорони праці встановлюють, регламентують та регулюють державні вимоги щодо

забезпечення безпечних і нешкідливих умов праці, сприяють створенню та ефективному функціонуванню чіткої системи управління охороною праці на підприємстві, в галузі, в регіоні і державі в цілому, забезпеченню на кожному робочому місці безпечних і нешкідливих умов праці, встановлення правила безпечного виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельних майданчиках, на інших робочих місцях.

Вперше за історію існування української держави працівники отримали дієві державні гарантії захисту свого здоров'я та життя під час праці на виробництві.

Небезпечний виробничий фактор — виробничий фактор, дія якого за певних умов може призвести до травм або іншого раптового погіршення здоров'я працівника.

Відповідно до ГОСТ 12 0.003-74 небезпечні та шкідливі фактори за природою дії поділяються на такі групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать: рухомі машини та механізми; пересувні частини виробничого устаткування; підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена чи понижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони; підвищений рівень шуму, вібрацій, інфразвукових коливань, ультразвуку, іонізуючих випромінювань, статичної електрики, електромагнітних випромінювань, ультрафіолетової чи інфрачервоної радіації; підвищені чи понижені барометричний тиск, вологість, іонізація та рухомість повітря; небезпечне значення напруги в електричному колі; підвищена напруженість електричного чи магнітного полів; відсутність чи нестача природного світла; недостатня освітленість робочої зони; підвищена яскравість світла; пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію.

До хімічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать хімічні речовини, які за характером дії на організм людини поділяються на

загальнотоксичні, подразнюючі, сенсibiliзуючі, канцерогенні, мутагенні, такі, що впливають на репродуктивну функцію.

До біологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, мікроскопічні гриби та ін.) та продукти їх життєдіяльності, а також макроорганізми (рослини та тварини).

До психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать фізичні (статичні та динамічні) і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження органів чуття, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Один і той же небезпечний і шкідливий виробничий фактор за природою своєї дії може належати одночасно до різних груп.

Виробничі травми класифікують:

- за видом травмуючого агента — механічні, термічні, хімічні,
- променеві, електричні, комбіновані та ін.;
- за виробничими матеріальними причинами (носіями) травми — рухомі частини обладнання, готова продукція, відходи виробництва;
- за локалізацією травм — травми очей, голови, рук, ніг, тулуба;
- за ступенем тяжкості пошкоджень — легкі, тяжкі, смертельні;
- за технологічними операціями — вантажно-розвантажувальні роботи, перевезення вантажів та ін.

Часто травма є наслідком нещасного випадку. Нещасний випадок на виробництві — раптовий вплив на працівника небезпечного виробничого фактора чи середовища, внаслідок яких заподіяна шкода здоров'ю або наступила смерть.

Професійне захворювання — патологічний стан людини, обумовлений роботою і пов'язаний з надмірним напруженням організму або несприятливою дією шкідливих виробничих факторів. Діагноз професійного захворювання встановлюється лише тоді, коли саме умови праці зумовили виникнення та розвиток даного захворювання, тобто є його безпосередньою, безумовною причиною. Слід зазначити, що загалом в охороні праці розглядаються нещасні

випадки, які пов'язані з виробництвом. ДСТУ 2293-99 „Охорона праці. Терміни та визначення основних понять” дає таке визначення: нещасний випадок на виробництві – це раптове погіршення стану здоров'я чи настання смерті працівника під час виконання ним трудових обов'язків внаслідок короткочасного (тривалістю не довше однієї робочої зміни) впливу небезпечного або шкідливого чинника.

В той же час резолюція МОП (Міжнародна організація праці) „Про статистику виробничого травматизму”, що прийнята на 16-й Міжнародній конференції із статистики праці у 1998 році містить дещо інше, більш розширене визначення нещасного випадку на виробництві: нещасний випадок на виробництві – несподівана та незапланована подія, включаючи дії умисного, насильницького характеру, яка виникає внаслідок трудової або пов'язаної з нею діяльності, що призводить до травмування, хвороби або смерті.

Така відмінність у визначеннях, проте, не призводить до якихось протиріч міждержавними та міжнародними нормативними документами з охорони праці взагалі і веденням статистики виробничого травматизму зокрема. Це пояснюється тим, що детальна класифікація випадків травматизму, що відносяться до категорії виробничих травм, що міститься в Положенні про порядок розслідування та ведення обліку нещасних випадків, професійних захворювань і аварій на виробництві, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 21 серпня 2001 року №1094, фактично задовольняє вимогам міжнародного визначення нещасного випадку на виробництві.

Наслідком дії несприятливих виробничих факторів може бути і професійне захворювання — патологічний стан людини, обумовлений роботою і пов'язаний з надмірним напруженням організму або несприятливою дією шкідливих виробничих факторів.

Діагноз професійного захворювання ставиться у кожному випадку з урахуванням характеристики умов праці, тривалості роботи працюючого за даною професією, професійного „маршруту” робітника, даних попередніх періодичних медичних оглядів, результатів клініко-лабораторних та

діагностичних досліджень. Цей діагноз встановлюється лише тоді, коли саме умови праці зумовили розвиток даного захворювання, тобто є його безумовною причиною.

Окрім професійних, на виробництві зараз відокремлюють групу, так званих, виробничих зумовлених захворювань — захворювань, перебіг яких ускладнюється умовами праці, а частота їх перевищує частоту подібних у працівників, які не зазнають впливу певних професійних шкідливих факторів.

При експлуатації та ремонті ГТУ на робітників можуть діяти наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- при вантажно-розвантажувальних роботах в ході монтажу та демонтажу установки (рухомі вироби, заготовки і матеріали);
- незахищені рухомі елементи ГТУ, підйомних механізмів та виробничого обладнання;
- транспортні засоби для доставки агрегатів обладнання;
- руйнування та розлітання осколків, елементів, деталей виробничого обладнання;
- падаючі інструменти та матеріали при роботі по ТО та Р;
- підвищена слизькість (внаслідок ожеледиці, зволоження та замаслення поверхні установки);
- підвищений рівень шуму (знижує продуктивність праці, швидко викликає почуття втоми, може бути наслідком професійних захворювань);
- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень інфрачервоної радіації від нагрітих частин привода;
- підвищений рівень ультрафіолетового та теплового випромінювання;
- підвищена запиленість та загазованість в зоні ГТ
- підвищена або понижена температура поверхні ГТУ обладнання та матеріалів;
- підвищена або понижена температура та вологість повітря в зоні ГТУ;
- небезпечний рівень напруги в електричному ланцюгу;
- відсутність або недостача сонячного світла;

- понижена контрастність об'єктів розрізнення з фоном;
- наявність токсичних речовин в вигляді газу, який використовують як паливо та як об'єкт стиснення;
- фізичні перевантаження (статичні та динамічні);
- нервово-психічні (емоційні).

5.2. Організаційні, конструктивно-технологічні заходи по зменшенню рівня дії небезпечних та шкідливих виробничих факторів

З метою забезпечення безпечної праці обслуговуючого персоналу при розробці ГТУ передбаченні заходи по підвищенню рівня безпеки в ході експлуатації та технічного обслуговування установки. До цих заходів можна віднести розрахунок експлуатаційних навантажень, які можуть виникнути при імовірних аваріях.

Пульт керування знаходиться у визначеному блоці і знаходиться за зоною враження при імовірному руйнуванні двигуна та нагнітача, що робить можливість захисту персоналу від ряду шкідливих та небезпечних факторів враження частинами привода та нагнітача при їх руйнуванні та розлітанні. Крім цього турбінний та нагнітаючий відсіки ГТУ розділенні бетонною стінкою та замкнуті в захисний кожух, який також відіграє роль теплового екрану та шумогасячого елемента конструкції.

Конструкція муфти, яка з'єднує двигун та нагнітач дозволяє компенсувати вібрацію і гасить резонансні коливання, які виникають при роботі ГТУ.

Для створення комфортних умов роботи персоналу в проект включена система кондиціонування повітря. Ця система може працювати як в нормальному, так і в аварійному режимі.

Для зменшення рівня шуму повітрязабірною та вихлопною пристроєм ГТУ, застосовують спеціальні шумоглушники. Стінка контейнерів усіх блоків

агрегату виконана з спеціальних панелей, заповнених звукопоглинаючим матеріалом.

При роботі станції не виключена імовірність втрати транспортованого газу, що може привести до виникнення вибухової та аварійної ситуації, а також нанести шкоду здоров'ю обслуговуючому персоналу. Для запобігання подібних випадків необхідно обладнати ГТУ газоаналізаторами та сигналізацією оповіщення втрати газу. На станції повинні знаходитись комплекти засобів індивідуального захисту органів дихання, а персонал повинен бути навчений їх використовувати.

5.3. Розробка заходів щодо зменшення дії небезпечних факторів на об'єкти компресорного цеху

Згідно з Законом України „Про охорону праці" (ст. 23) служба охорони праці створюється власником або уповноваженим ним органом на підприємствах, в установах, організаціях незалежно від форм власності та видів їх діяльності для організації виконання правових, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, соціально-економічних і лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на запобігання нещасних випадків, професійних захворювань і аварій в процесі праці.

Служба охорони праці вирішує завдання:

- забезпечення безпеки виробничих процесів, устаткування, будівель і споруд;
- забезпечення працівників засобами індивідуального та колективного захисту;
- професійної підготовки і підвищення кваліфікації працівників з питань охорони праці, пропаганди безпечних методів праці;
- вибору оптимальних режимів праці і відпочинку працівників;
- професійного добору виконавців для визначених видів робіт.

Основними вимогами безпеки, що ставляться до конструкцій машин та механізмів, є безпека для здоров'я та життя людей, надійність та зручність експлуатації.

Безпека виробничого обладнання забезпечується:

- вибором безпечних принципів дії, конструктивних схем, елементів конструкції;
- використанням засобів механізації, автоматизації та дистанційного керування;
- застосуванням в конструкції засобів захисту;
- дотриманням ергономічних вимог;
- включенням вимог безпеки в технічну документацію з монтажу, експлуатації, ремонту та транспортування і зберігання обладнання;
- застосуванням в конструкції відповідних матеріалів.

Дотримання цих вимог в повному обсязі можливе лише на стадії проектування. Тому у всіх видах проектної документації передбачаються вимоги безпеки. Вони містяться в спеціальному розділі технічного завдання, технічних умов та стандартів на обладнання, що випускається.

5.4. Розрахунок рівня шуму компресора ГТУ

Газотурбінна установка є значним джерелом шуму, який негативно впливає на навколишнє середовище і працівників. Газотурбінні установки генерують підвищений шум, що створюється системами всмоктування та скидання повітря через протипожежні клапани. Головним джерелом шуму є компресор.

Загальну звукову потужність J шуму всмоктування дозвукового осьового багатоступеневого компресора, визначають за формулою

$$J = 0,5 \left(\frac{1 - \eta_{cm}}{\eta_{cm}} \right) \frac{G \cdot L_{cm1}^2}{\rho \cdot c^3 \cdot D^2}, \text{ Вт/м}^2$$

де η_{cm} - коефіцієнт корисної дії першого ступеня компресора, G - витрата повітря в компресорі, L_{cm1} - робота першого ступеня компресора, ρ - густина

повітря на вході в компресор, c - швидкість звуку на вході в компресор, D - діаметр компресора на вході.

$$J = 0,5 \left(\frac{1 - 0,89}{0,89} \right) \frac{13,95 \cdot 30000^2}{1,225 \cdot 230^3 \cdot 0,3562^2} = 1005 \text{ Вт/м}^2$$

Рівень звукової потужності знаходять за наступним співвідношенням:

$$L = 10 \lg(J/J_0) \text{ дБ, де } J_0 = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2.$$

$$L = 10 \lg(44,73/10^{-12}) = 136,5 \text{ дБ.}$$

Розрахуємо необхідне зниження рівня шуму від компресора ΔL .

$\Delta L = L - L_{ГД}$, де $L_{ГД}$ - гранично-допустимий рівень звукової потужності ($L_{ГД} = 122 \text{ дБ}$).

$$\Delta L = L - L_{ГД} = 136,5 - 122 = 14,5 \text{ дБ.}$$

Для забезпечення необхідного зниження шуму необхідно застосувати облицювання звукопоглинаючими покриттями.

5.5. Забезпечення пожежної та вибухової безпеки при технічному обслуговуванні ГТУ. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ, ГОСТ 12.1.010-86 ССБТ

Основним джерелом пожежонебезпеки на ГТУ є газотурбінний двигун корабельного типу, який використовує в якості палива природний газ. Крім цього в блоці двигуна турбоблоку також розташовані небезпечні в пожежному відношенні теплонапружений радіальний дифузор (равлик) та з'єднання двигуна з равликом і кожухом торсіонного вала. Нагнітач також є джерелом вибухонебезпеки, так як його робоче тіло є природний газ.

Можливі втрати газу, у випадку порушення герметичності стиків або по іншим причинам, створюють вибухонебезпечну суміш повітря з газом при концентрації останнього до 8% (по об'єму).

Система автоматичного пожежогасіння розроблена на основі аналізу можливих пожежних ситуацій та забезпечує протипожежний захист відсіків двигуна та нагнітача за рахунок своєчасного виявлення точки загорання і наступного погашення його шляхом автоматичної подачі вогнегасячої речовини (як при роботі агрегату, так і при знаходженні його в резерві або в

ремонті). Подача здійснюється при спрацюванні пожежних датчиків, дистанційно – з сигнально-пускового пожежного приладу, розташованого в операторській або в відсіку автоматики, а також ручкою ручного пуску в відсіці пожежогасіння.

Системи пожежогасіння включає в себе агрегатну частину, магістральні трубопроводи (3) або зрошувачі з випускними насадками. Агрегатна частина включає дві батареї БАГЕ – 4 – 1, батарею БАГЕ – 2 – 1, універсальний сигналізатор тиску кожного захищеного відсіку і електроконтактні манометри, розташовані в ізолюваному відсіці з незгораємими стінками та перекриттям з межою вогнестійкості 0,75.

Через малі розміри відсіку пожежогасіння, батареї блоків встановлені на тачці, щоб забезпечити необхідні проходи для встановлення та демонтажу балонів.

При роботі системи в автоматичному режимі сигнал про пожежу у відсіку поступає від датчиків на сигнально-пусковий пожежний прилад, який видає імпульс на підрив піропатронів головки електропуску секції основного заряду батарей та в систему автоматичного керування для аварійного останову агрегату. Через головки-затвори, скриті тросом головки електропуску, вогнегасяча речовина (хладон) потрапляє з балонів у трубопровід та через зворотній клапан в зрошувач з насадками.

При роботі агрегату імпульс на підрив піропатронів батареї відсіку двигуна видається з затримкою 15...20 сек. Це обумовлено тим, що відсік двигуна забезпечений витяжкою примусової вентиляції і щоб виключити викид вогнегасячої речовини в вихлопну шахту за рахунок ежекції, необхідно, насамперед, відключити вентилятори.

При дистанційному включенні системи натисненням кнопки у відсіці автоматики або на сигнально-пусковому пожежному приладі, видається імпульс в систему автоматизованого керування на аварійну зупинку привідного двигуна та на підрив піропатронів головки електропуску секції резервного заряду. При поступленні вогнегасячої речовини в трубопровід спрацьовує

сигналізатор який видає контрольний сигнал на сигнально-пусковий пожежний прилад. По електроконтактних манометрах виконується дистанційне керування тиску в кожному з балонів.

При виникненні пожежі у відсіку нагнітача команда на викид хладону подається миттєво.

Таблиця 5.2

Перелік первинних засобів пожежогасіння і протипожежного інвентарю

Найменування	Од. виміру	Кільк.
Ящик з піском	шт.	12
Відро	шт.	12
Совок	шт.	12
Кошма	шт.	12
Вогнегасник ОУ- 8	шт.	4
Вогнегасник ОУ- 25	шт.	5
Вогнегасник ОП –50	шт.	5
Аварійний пожежний насос	шт.	1
Пожежна водойма 2 × 250 м ³	шт.	1
Пожежна колонка	шт.	2

Протипожежний захист повинен досягатися використанням одного із наступних методів або їх комбінації:

- використання засобів пожежегасіння та відповідних видів пожежної техніки;
- використання автоматичних установок пожежної сигналізації та пожежегасіння;
- використання основних будівельних конструкцій і матеріалів, в тому числі тих що використовуються для облицювання конструкцій, з нормованими показниками пожежної безпеки;
- використання пропитки конструкцій антипіренами та нанесення на їх поверхню вогнезахисних фарб;
- організацію за допомогою технічних засобів, включаючи автоматичні, своєчасного сповіщення про евакуацію людей;
- використання засобів протидимового захисту.

Обмеження розповсюдження пожежі повинно досягатися:

- встановленням протипожежних перепон;
- встановленням гранично допустимих по техніко-економічним розрахункам площ протипожежних відсіків і секцій, а також етажності будівель і споруд;
- встановленням аварійного відключення та переключення установок комунікацій.

5.6. Основні вимоги до додержання правил з охорони праці при експлуатації проектованого двигуна. ДНАОП 0.00 - 4.15 - 98

Інструкція з охорони праці є нормативним актом, що містить обов'язкові для дотримання працівниками вимоги з охорони праці при виконанні ними робіт певного виду або за певною професією на робочих місцях, у виробничих приміщеннях, на території підприємства і будівельних майданчиках або в інших місцях, де за дорученням власника чи уповноваженого ним органу (далі - роботодавець) виконуються ці роботи, трудові чи службові обов'язки.

Основні моменти щодо опрацювання та введення в дію нових інструкцій, перегляду та скасування чинних інструкцій регламентуються ДНАОП 0.00 - 4.15 - 98 „Положення про розробку інструкцій з охорони праці”, затвердженим наказом Держнаглядохоронпраці від 29.01.1998р. № 9.

Інструкції з охорони праці поділяються на:

- інструкції, що належать до державних міжгалузевих нормативних актів про охорону праці;
- примірні інструкції;
- інструкції, що діють на підприємстві.

Інструкції з охорони праці можуть бути розробленими як для професій, так і по видам робіт. Інструкції, що належать до державних міжгалузевих нормативних актів про охорону праці, розробляються для персоналу, який провадить вибухові роботи, обслуговує електричні установки та пристрої, вантажопідіймальні машини та ліфти, котельні установки, посудини, що

перебувають під тиском, і для інших працівників, правила безпеки праці яких установлені міжгалузевими нормативними актами про охорону праці, затвердженими органами державного нагляду за охороною праці.

Ці інструкції затверджуються відповідними органами державного нагляду за охороною праці за узгодженням з міністерствами або іншими органами, до компетенції яких належить дана інструкція або окремі її вимоги, і їх дотримання є обов'язковим для працівників відповідних професій або при виконанні відповідних видів робіт на всіх підприємствах незалежно від їх підпорядкованості, форми власності та виду діяльності.

Примірні інструкції затверджуються міністерствами або іншими органами виконавчої влади, виробничими, науково-виробничими та іншими об'єднаннями підприємств, які мають відповідну компетенцію, за узгодженням з органами державного нагляду за охороною праці, до компетенції яких належить дана інструкція або окремі її вимоги, і Національним НДІ охорони праці. Ці інструкції можуть використовуватись як основа для розробки інструкцій, що діють на підприємстві.

Інструкції, що діють на підприємстві, належать до нормативних актів про охорону праці, чинних у межах конкретного підприємства. Такі інструкції розробляються на основі чинних державних міжгалузевих і галузевих нормативних актів про охорону праці, примірних інструкцій та технологічної документації підприємства з урахуванням конкретних умов виробництва та вимог безпеки, викладених в експлуатаційній та ремонтній документації підприємств-виготовлювачів обладнання, що використовується на даному підприємстві. Вони затверджуються роботодавцем і є обов'язковими для дотримання працівниками відповідних професій або при виконанні відповідних робіт на цьому підприємстві. Інструкція з охорони праці повинна мати назву і скорочене позначення (код, порядковий номер).

У назві інструкції стисло вказується, для якої професії або виду робіт вона призначена, наприклад: «Інструкція з охорони праці для механіка ГПА»,

«Примірна інструкція з охорони праці при роботі з ручним електроінструментом». Інструкції з охорони праці повинні містити такі розділи:

- загальні положення;
- вимоги безпеки перед початком роботи;
- вимоги безпеки під час роботи;
- вимоги безпеки після закінчення роботи;
- вимоги безпеки в аварійних ситуаціях.

При необхідності в інструкцію можна включати додаткові розділи.

Обслуговування обладнання, в тому числі його пуск, зупинку і регламентні питання, необхідно здійснювати у відповідності з вимогами технічних інструкцій заводу-виробника. Експлуатація ГТУ з параметрами, що мають відхил від значень, вказаних в інструкції по експлуатації, не допускається.

Після монтажу основного та допоміжного обладнання при проведенні пусконаладочних робіт, коли на КС зосередженні будівельні, монтажні, експлуатаційні та пусконаладочні роботи важлива організація та єдине керівництво щодо виконання правил техніки безпеки. Перед подачею газу на КС весь персонал будівельних, монтажних, пусконаладочних та інших організацій, задіяних на площадці, повинен пройти інструктаж по техніці безпеки, що повинно бути зафіксовано документально.

При монтажі ГТУ слід звернути увагу на наступне:

- підняття турбоблоку слід виконувати за допомогою спеціальної траверзи;
- підняття інших блоків (всмоктувальної камери, блока маслоохолоджувачів, вихлопного пристрою, шумоглушника тощо) повинно виконуватися у відповідності до схем страхівки та рекомендаціями, викладеними в технічній документації на ГТУ.

В з'єднаннях блоків ГТУ необхідно усунути всі нещільності та щілини, кришки маслобаків повинні бути встановленні герметично. На непрацюючому агрегаті жалюзі повітроочисного пристрою (ПОП), повітрезабірного відсіку

двигуна повинні бути закриті, вхідні дифузори вентиляторів блока маслоохолоджувачів заохлені.

Роботи по пусконаладці, ремонту та експлуатації ГТУ повинні проводитися у відповідності з вимогами “Правил техніки безпеки при монтажі обладнання компресорних станцій магістральних газопроводів”.

До експлуатації та ремонту газотурбінних установок допускається обслуговуючий персонал, який пройшов спеціальну підготовку, здав іспити та допущений у встановленому порядку до їх обслуговування та експлуатації.

Перед пуском ГТУ необхідно переконатися у спрацьовуванні звукового сигналу при натисненні кнопки “Пуск”. Пуск агрегату без огорожень і кожухів на деталях, що обертаються і на вузлах, що знаходяться на висоті не більш 2-ох м від рівня підлоги (вентилятори блока охолодження масла, муфта пускових насосів) або зняття їх під час роботи агрегату не допускається.

При експлуатації ГТУ забороняється:

- входити у відсік двигуна при запуску та роботі двигуна;
- виконувати роботи на двигуні, коли система ГТУ знаходиться під струмом;
- виконувати роботи у всмоктувальній камері та вихлопній шахті агрегату під час запуску або при роботі двигуна;
- працювати з відкритими дверима відсіку двигуна, нагнітача, ПОП та всмоктувальної камери.

Повітря в маслобаку повинно щоденно перевірятися на вміст в ньому горючих газів із записом в журналі. При вмісті горючих газів в маслобаку агрегату більше 1%, робота ГПА не допускається.

Не допускається знаходження обслуговуючого персоналу біля працюючого агрегату без засобів індивідуального захисту від шуму, більше 1 години на протязі однієї робочої зміни.

Допустимий рівень вібрації ГТУ, що вимірюється штатною апаратурою, не повинен перевищувати 30 мм/с.

Герметична перегородка між відсіками двигуна і нагнітача повинна підтримуватися в такому стані, щоб повітря із відсіку нагнітача не проникало у відсік двигуна. При подачі гарячого повітря від двигуна для обігріву відсіків агрегату необхідно сповіщати про це працюючий у відсіках персонал. При роботі з арматурою гарячого повітря слід користуватися захисними рукавицями.

При відключенні електроенергії необхідно користуватися станційними переносними ліхтарями, напруженням 12В у вибухонебезпечному виконанні.

У зимовий час площадки обслуговування ГТУ слід періодично очищати від снігу.

Аварійне зупинення агрегату повинне бути виконане в наступних випадках:

- при загрозі безпеці обслуговуючого персоналу;
- при поломці агрегату;
- при появі металічних стуків і ударів;
- сильних втратах масла або газу;
- запалюванні масла або газу;
- помпажних явищах в агрегаті.

Всі роботи по регулюванню двигуна можуть виконуватися тільки при зупиненому агрегаті. Регламентні та ремонтні роботи на двигуні повинні виконуватися тільки після охолодження його зовнішніх поверхонь до температури 45⁰С. В період зборки і демонтажу агрегату необхідно користуватися справними спеціальними інструментами і пристроями, які гарантують безпечне проведення робіт.

Забороняється:

- користуватися несправними підймальними механізмами та пристроями для підймання двигуна, кришки нагнітача, ротору та інших збірних одиниць агрегату;
- оставляти деталі у підвішеному стані на вантажопідймальних механізмах;

- експлуатувати вантажопідіймальні механізми при температурі нижче -20°C .

Вантажопідіймальні механізми, які працюють в парі слід навантажувати рівномірно, з метою виключення їх поломки та травматизму персоналу.

Забороняється зберігати в укриттях ГТУ або поблизу них гас, бензин та інші легкозаймисті матеріали.

Експлуатація установки пожежегасіння недопустима, якщо скінчився термін експлуатації балонів, а також виявлені дефекти, що виключають гарантію безпечної роботи установки. Транспортувати установку при наявності в балонах вогнегасящого засобу забороняється. Входити у відсіки двигуна та нагнітача після спрацьовування системи пожежегасіння без протигазу дозволяється тільки після ретельного їх провітрювання та взяття проб загазованості в приміщенні.

Для визначення вмісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони повинні виконуватися контрольні заміри методом відбору проб не рідше 1 разу на рік.

На дверях відсіку двигунів, всмоктувальної камери та повітроочисного пристрою повинні бути нанесені забороняючі знаки безпеки з написом "При роботі ГПА не входити".

Висновки за розділом

1. Сучасні виробничі процеси характеризуються наявністю великої кількості різноманітних небезпечних для людей та довкілля чинників, складними технологічними системами із значною кількістю рухомих елементів, високими рівнями загазованості, пилу, шуму тощо.

2. При експлуатації та ремонті ГТУ на робітників можуть діяти цілий ряд небезпечних та шкідливих виробничих факторів. З метою забезпечення безпечної праці обслуговуючого персоналу при розробці ГТУ передбачаються заходи по підвищенню рівня безпеки в ході експлуатації та технічного обслуговування установки.

3. При роботі станції не виключена імовірність втрати транспортованого газу, що може привести до виникнення вибухової та

аварійної ситуації, а також нанести шкоду здоров'ю обслуговуючому персоналу.

4. Для запобігання імовірності втрати транспортованого газу ГТУ обладнується газоаналізаторами та сигналізацією оповіщення втрати газу. На станції повинні знаходитись комплекти засобів індивідуального захисту органів дихання, а персонал повинен бути навчений їх використовувати.

5. Безпека виробничого обладнання забезпечується рядом заходів як, наприклад, захист від шуму, захист від ураження електричним струмом, захист від вібрацій, враження блискавкою і інш., забезпеченням достатнього освітлення цехів та інших приміщень. Протипожежний захист повинен досягатися використанням одного із затверджених методів або їх комбінації.

6. Обслуговування обладнання, в тому числі його пуск, зупинку і регламентні питання, необхідно здійснювати у відповідності з вимогами технічних інструкцій заводу-виробника. Експлуатація ГТУ з параметрами, що мають відхилення від значень, вказаних в інструкції по експлуатації, не допускається.

Загаліні висновки

На даний час відомо що використанню біротативного ступеня перешкоджає наявність таких чинників як:

- збільшена складність виготовлення елементів конструкції та її побудова;
- збільшені показники загального рівня шуму під час роботи;
- відсутність єдиної теорії для розрахунку та створення геометрії робочих ступенів для максимізації ефективності конструкції.
- проблеми вібрації та центрування елементів конструкції.

Незважаючи на наявні недоліки, потенцій плюси конструкції дають можливість для досягнення високих ключових характеристик, таких як ступінь підвищення тиску, збільшення потужності, покращення габаритних характеристик, збільшення запасу міцності за рахунок зменшення максимальних навантажень. Ефективність біротативного ступеня можливо збільшити за рахунок використання методів покращення геометрії робочих колес, які доказали свою ефективність в звичайних осьових компресорах.

1. На основі розрахунку класичного осьового компресора розраховано біротативний компресор. Спроектований компресор має таке ж навантаження, як класичний осьовий компресор, але колова швидкість на периферії зменшена в два рази. Довжина розрахованого біротативного компресора з однорядними лопатковими вінцями зменшилася на 50%.

З метою підвищення аеродинамічного навантаження в біротативному компресорі було встановлено дворядні лопаткові вінці. При цьому довжина біротативного компресора в порівнянні з класичним осьовим компресором зменшилася на 25%. Однак при цьому аеродинамічне навантаження збільшилося на 10% на розрахунковому режимі.

Було створена твердотільну модель триступеневого біротативного компресора, який мав перше РК– однорядне, друге і третє РК – дворядні.

В роботі представлено результати моделювання течії в досліджуваному біротативному компресорі. За результатами моделювання побудовано характеристику компресора у вигляді залежності ступеня підвищення тиску від

осьової швидкості на вході для різних частот обертання робот рів компресора.

Список літератури

1. Вьюнов С.А. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: підручник/ Ю.І. Гусев, А.В. Карпов та ін. За редакцією Д.В.Хроніна. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
2. Терещенко Ю.М. , Теорія теплових двигунів. Газодинамічний розрахунок елементів газотурбінних двигунів/ Кулик М.С. , Мітрахович М.М.: навч. Посібник – К.: НАУ, 2015. -292 с.
3. Теорія газотурбінних і паротурбінних установок: Методичні рекомендації до виконання домашніх завдань для студентів напряму підготовки 6.050604 "Енергомашинобудування"/ Ясиніцька І.Е. , Ясиніцький Е.П. , Капітанчук К.І. , Андрієц О.Г.– К.: НАУ, 2017. – 32 р.
4. Кулик М.С. Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів: підручник/М.С. Кулик, О.А. Тамаргазін, В.В. Козлов. – К.: Вид-во Нац. Авіа. ун-ту «НАУ-друк». 2009. – 480 с.
5. Кей Е.Л. ИСТОРИЯ РАЗРАБОТКИ и СОЗДАНИЯ РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ и ГАЗОВЫХ ТУРБИН в ГЕРМАНИИ (1930-1945) –К. НПО Сатурн, Рыбинск, 2006. – 329 с.
6. Shi Lei, Liu Bo, Na Zhenzhe, Wu Xiaoxiong, Lu Xiaofeng Experimental investigation of a counter-rotating compressor with boundary layer suction School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China
7. BHASKAR ROY, K. RAVIBABU, P. SRINIVASA RAO, S. BASU, A. RAJU and P. N. MURTHY Flow Studies in Ducted Twin-Rotor Contra-Rotating Axial Flow Fans Department of Aerospace Engineering, IIT Bombay 400 076, India
8. Pundhir D.S. A study of some factors affecting the effectiveness of casing treatment in a contra-rotating axial compressor stage. Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, New Delhi 110 016, India
9. Hengxuan Luan ,Liyuan Weng, Ranhui Liu, Dongmin Li , and Mingwei Wang Axial Spacing Effects on Rotor-Rotor Interaction Noise and Vibration in a

Contra-Rotating Fan International Journal of Aerospace Engineering Volume 2019,
Article ID 2125976, 15 pages

10. Y-YChen,B. Liu,Y. Xuan,and X-R. Xiang A study of speed ratio affecting
the performance of acontra-rotating axial compressor School of Engines and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an, People's Republic of China

11.Doroshenko E.V. , Tereshchenko Yu.M., Tereshenko Yu.Yu., Kushinskiy
A.O. Aeroacoustic characteristics of the axial compressor stage with tandem impeller
ISSN 2071-2227, Nukovyi Visnyk NHU, 2019, № 1

Додаток А

Программа обґрунтування параметрів робочого процесу ГТУ

1. Термодинамічний розрахунок дійсного циклу газотурбінної установки

Початкові дані для розрахунку:

$$T_r^* = 1460$$

1460

$$N_c = 10000000$$

10000000

$$\pi_k^* = 23$$

23

$$p_H = 101325$$

101325

$$T_H = 288$$

288

$$\kappa = 1.41$$

1.41

$$k1 = (\kappa - 1) / \kappa$$

0.29078

$$k2 = \kappa / (\kappa - 1)$$

3.43902

$$R = 287.2$$

287.2

1.1. Розрахунок параметрів робочого тіла

Визначення параметрів повітря в перетині в-в (на вході в установку):

$$\sigma_{вх} = 0.99$$

0.99

$$T_v^* = T_H^* = T_H = 288$$

288

$$p_v^* = p_H * \sigma_{вх}$$

100312.

Визначення роботи, що витрачається для стиснення 1 кг повітря компресором:

$$\eta_{ск}^* = 0.91$$

0.91

$$\eta_k = ((\pi_k^* \wedge k1) - 1) / ((\pi_k^* \wedge ((\kappa - 1) / (\kappa * \eta_{ск}^*))) - 1)$$

0.863744

$$L_k = \kappa * R * T_b^* / (\kappa - 1) * (\pi_k^* \wedge k_{1-1}) * (1/\eta_k)$$

490252.

Температура і тиск повітря на виході з компресора к-к :

$$T_k^* = T_b^* + L_k / (\kappa * R / (\kappa - 1))$$

784.363

$$p_k^* = p_b^* * \pi_k^*$$

2.30717*10⁶

Параметри робочого тіла в перетині г-г :

$$H_u = 50 * 10^6$$

50000000

$$\eta_r = 0.98$$

0.98

$$c_{k3} = 848 + 0.208 * (T_r^* + 0.48 * T_k^*)$$

1229.99

$$g_{\text{пал}} = c_{k3} * (T_r^* - T_k^*) / (H_u * \eta_r)$$

0.0169597

$$q_1 = c_{k3} * (T_r^* - T_k^*)$$

831027.

$$\sigma_{k3} = 0.99$$

0.99

$$p_r^* = p_k^* * \sigma_{k3}$$

2.2841*10⁶

$$L_0 = 18$$

18

$$\alpha = 1 / (g_{\text{пал}} * L_0)$$

3.27573

Визначення роботи розширення 1 кг газу в турбіні приводу ЗВК (ТВТ) і параметрів газу в перерізі р-р :

$$g_{ox} = 0.065$$

0.065

$$g_b = 0.0175$$

0.0175

$$\eta_{mk} = 0.9938$$

0.9938

$$k_r=1.33$$

$$1.33$$

$$R_r=288$$

$$288$$

$$\eta_{TK}^* = 0.85$$

$$0.85$$

$$L_{ЗВК}=(L_k/15)*8$$

$$261468.$$

$$L_{TK1}= L_{ЗВК}/((1+g_{Пал})*(1-g_{ox}-g_B)*\eta_{MK})$$

$$281974.$$

$$T_{r,c}^* = T_r^* - ((L_{ЗВК} * (k_r - 1)) / (k_r * R_r))$$

$$1234.74$$

$$p_{r,c}^* = p_r^* * ((1 - ((T_r^* - T_{r,c}^*) / (T_r^* * \eta_{TK}^*))) ^ (k_r / (k_r - 1)))$$

$$1.01887*10^6$$

Визначення роботи розширення 1 кг газу в турбіні приводу ВВК (ТНТ) і параметрів газу в перерізі с-с :

$$T_r^* = T_{r,c}^*$$

$$1234.74$$

$$g_{ox}=0.035$$

$$0.035$$

$$L_{ВВК}=(L_k/15)*7$$

$$228784.$$

$$L_{TK2}= L_{ВВК}/((1+g_{Пал})*(1-g_{ox}-g_B)*\eta_{MK})$$

$$238915.$$

$$T_{r,c}^* = T_r^* - ((L_{ВВК} * (k_r - 1)) / (k_r * R_r))$$

$$1037.63$$

$$p_{r,c}^* = p_r^* * ((1 - ((T_r^* - T_{r,c}^*) / (T_r^* * \eta_{TK}^*))) ^ (k_r / (k_r - 1)))$$

$$987696.$$

Визначення роботи розширення газу в силовій турбіні і параметрів газу на виході з неї в перерізі т-т:

$$p_t^* = 1.1 * p_H$$

$$111458.$$

$$\sigma_{II}=0.9942$$

$$0.9942$$

$$\eta_{CT}^* = 0.904$$

0.904

$$\pi_{CT}^* = (p_{r,c}^* \cdot \sigma_n) / p_T^*$$

8.81024

$$L_{CT} = (k_r / (k_r - 1)) \cdot R_r \cdot T_{r,c}^* \cdot (1 - (1 / \pi_{CT}^*)^{(k_r - 1 / k_r)}) \cdot \eta_{CT}^*$$

779311.

$$T_T^* = T_{r,c}^* - L_{CT} / ((k_r \cdot R_r) / (k_r - 1))$$

366.235

$$\lambda_T = 0.62$$

0.62

$$c_T = \lambda_T \cdot \sqrt{((2 \cdot k_r) / (k_r + 1)) \cdot R_r \cdot T_T^*}$$

215.145

$$k_3 = (k_r - 1) / (k_r + 1)$$

0.141631

$$T_T = T_T^* \cdot (1 - k_3 \cdot \lambda_T^2)$$

346.296

$$p_T = p_T^* \cdot (1 - k_3 \cdot \lambda_T^2)^{(k_r / (k_r - 1))}$$

88945.4

1.2. Розрахунок основних параметрів газотурбінної установки

 $\kappa = 1.41$

1.41

$$\eta_{MC} = \eta_{CT}^*$$

0.904

$$N_{сп} = \eta_{MC} \cdot L_{CT} \cdot (1 + g_{пал})$$

716446.

$$\eta_e = L_{CT} / q_1$$

0.937769

$$L_{TK} = L_{TK1} + L_{TK2}$$

520889.

$$\phi = 1 - L_{CT} / (L_{TK} + L_{CT})$$

0.400622

$$C_c = 3600 \cdot g_{пал} / N_{сп}$$

0.0000852194

$$G_k = N_e / N_{сп}$$

13.9578

$$\rho_{пал} = 0.682$$

0.682

$$Q_{\text{пал}} = C_e * N_e / \rho_{\text{пал}}$$

1249.55

2. Газодинамічний розрахунок газотурбінної установки

$$c_{\text{ав}} = 230$$

230

$$u_{\text{вк}} = 195$$

195

2.1. Визначення діаметральних розмірів на вході в компресор:

$$\kappa = 1.41$$

1.41

$$k_4 = 1 / (\kappa - 1)$$

2.43902

$$a_{\text{кр}} = 18.3 * \sqrt{T_{\text{в}}^*}$$

310.561

$$\lambda_{\text{ав}} = c_{\text{ав}} / a_{\text{кр}}$$

0.740595

$$q_{\lambda_{\text{ав}}} = \lambda_{\text{ав}} * (((\kappa + 1) / 2)^{k_4}) * ((1 - (\kappa - 1) / (\kappa + 1)) * \lambda_{\text{ав}}^2)^{k_4}$$

0.919075

$$m_{\text{п}} = 0.0403$$

0.0403

$$F_{\text{в}} = G_{\text{к}} * \sqrt{T_{\text{в}}^*} / (p_{\text{в}}^* * q_{\lambda_{\text{ав}}} * m_{\text{п}})$$

0.0637537

Додатковий (перевірочний) розрахунок площі входу в компресор за статичними параметрами на вході:

$$\rho_{\text{п}} = p_{\text{п}} / (R * T_{\text{п}})$$

1.22501

$$F_{\text{провер}} = G_{\text{к}} / (\rho_{\text{п}} * c_{\text{ав}})$$

0.0495392

$$\Delta_{\text{отн. погрешность}} = 1 - F_{\text{провер}} / F_{\text{в}}$$

0.222959

$$\bar{d}_{\text{в}} = 0.6$$

0.6

$$D_{\text{вк}} = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{в}}}{3.14 * (1 - \bar{d}_{\text{в}}^2)}}$$

0.356228

$$D_{\text{ВВТ}} = \sqrt{(D_{\text{ВК}}^2) - \frac{4 * F_{\text{В}}}{3.14}}$$

0.213737

$$h_{\text{В}} = (D_{\text{ВК}} - D_{\text{ВВТ}}) / 2$$

0.0712456

$$D_{\text{ВССР}} = D_{\text{ВВТ}} + h_{\text{В}}$$

0.284982

2.2. Визначення діаметральних розмірів на виході із компресора:

$$c_{\text{ак}} = 140$$

140

$$\lambda_{\text{ак}} = c_{\text{ак}} / (18.3 * \sqrt{T_{\text{к}}^*})$$

0.273161

$$q_{\lambda_{\text{ак}}} = 1.577 * \lambda_{\text{ак}} * ((1 - 0.166 * (\lambda_{\text{ак}}^2))^2.5)$$

0.417559

Визначаємо статичні параметри на виході з компресора за даними термодинамічного розрахунку:

$$T_{\text{к}} = T_{\text{к}}^* - \frac{c_{\text{ак}}^2}{2 * k * R}$$

774.441

$$p_{\text{к}} = p_{\text{к}}^* * \left(\frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}}^*} \right)^{k-1}$$

2.29865 * 10⁶

$$\rho_{\text{к}} = p_{\text{к}} / (R * T_{\text{к}})$$

10.3347

$$F_{\text{к}} = G_{\text{к}} / (\rho_{\text{к}} * c_{\text{ак}})$$

0.00964694

$$D_{\text{КК}} = D_{\text{ВК}}$$

0.356228

$$D_{\text{КВТ}} = \sqrt{(D_{\text{КК}}^2) - \frac{4 * F_{\text{к}}}{3.14}}$$

0.33854

$$h_{\text{к}} = 0.5 * (D_{\text{КК}} - D_{\text{КВТ}})$$

0.00884403

2.3. Визначення кількості ступенів однокаскадного компресора і розподіл роботи стиснення повітря між ними (частина 1):

Для стандартної схеми осьового компресора з направлячими апаратами:

Робота першого ступеня компресора:

$$u_{1.ВТ} = u_{ВК} * D_{ВВТ} / D_{ВК}$$

117.

$$(b/t)_{ВТ1} = 1.6$$

1.6

$$\omega_{u1.ВТ1} = (1.55 * c_{ав}) / (1 + 1.5 / (b/t)_{ВТ1})$$

184.

$$L_{1.ВТ} = u_{1.ВТ} * \omega_{u1.ВТ1}$$

21528.

Робота останнього ступеня компресора:

$$u_{ЗВТ} = u_{ВК} * D_{ВК} / D_{КВТ}$$

205.188

$$(b/t)_{ВТЗ} = 1.6$$

1.6

$$\omega_{u1.ВТЗ} = (1.55 * c_{ак}) / (1 + 1.5 / (b/t)_{ВТЗ})$$

112.

$$L_{ЗВТ} = u_{ЗВТ} * \omega_{u1.ВТЗ}$$

22981.1

Середнє значення роботи кожного ступеня та число ступенів компресора:

$$L_{серск} = (L_{1.ВТ} + L_{ЗВТ}) / 2$$

22254.5

$$z_k = L_k / L_{серск}$$

22.0293

2.4 Визначення діаметральних розмірів турбін та кількість їх ступенів:

2.4.1 Турбіна високого тиску ТВТ:

$$\tau_r^* = 1460$$

1460

$$p_r^* = 2.2840985475 * \tau_r^{*6}$$

2.2841 * 10⁶

$$\sigma_{ca} = 0.992$$

0.992

$$m_r = 0.0396$$

0.0396

α_1 - синус 17 градусів

$$\alpha_1 = 0.29237170472$$

$$0.292372$$

$$q_{\lambda_r} = 1$$

$$1$$

$$G_T = G_k * (1 + g_{\text{пал}}) * (1 - g_{\text{ox}} - g_B)$$

$$13.4493$$

$$F_{\text{БХТБТ}} = (G_T * \sqrt{T_r^*}) / (p_r^* * \sigma_{\text{кз}} * \sigma_{\text{са}} * q_{\lambda_r} * \alpha_1 * m_r)$$

$$0.0197872$$

$$D_{\text{гсер}} = 1.054 * D_{\text{БК}}$$

$$0.375464$$

$$h_r = F_{\text{БХТБТ}} / (3.14 * D_{\text{гсер}})$$

$$0.0167836$$

$$D_{\text{ГК}} = D_{\text{гсер}} + h_r$$

$$0.392248$$

$$D_{\text{ТБТ}} = D_{\text{гсер}} - h_r$$

$$0.35868$$

$$u_{\text{ТК.сер}} = u_{\text{БК}} * D_{\text{гсер}} / D_{\text{БК}}$$

$$205.53$$

$$y^* = 0.5292$$

$$0.5292$$

$$z_{\text{ТК}} = 2 * (y^*)^2 * L_{\text{ТК1}} / (\eta_{\text{ТК}}^* * u_{\text{ТК.сер}}^2)$$

$$4.39855$$

2.4.2 Турбіна низького тиску (ТНТ):

$$T_{r,c}^* = 1248.81$$

$$1248.81$$

$$p_{r,c}^* = 1.0769934263885953 * 10^6$$

$$1.07699 * 10^6$$

$$D_{\text{гсер}} = 1.092 * D_{\text{БК}}$$

$$0.389001$$

$$F_{\text{БХТНТ}} = (G_T * \sqrt{T_{r,c}^*}) / (p_{r,c}^* * \sigma_{\text{кз}} * \sigma_{\text{са}} * q_{\lambda_r} * \alpha_1 * m_r)$$

$$0.0388112$$

$$h_r = F_{\text{БХТНТ}} / (3.14 * D_{\text{гсер}})$$

$$0.0317744$$

$$D_{\text{ГК}} = D_{\text{гсер}} + h_r$$

0.420775

$$D_{\text{ТВТ}} = D_{\text{Гсеп}} - h_{\Gamma}$$

0.357226

$$u_{\text{ТК.сеп}} = u_{\text{ВК}} * D_{\text{Гсеп}} / D_{\text{ВК}}$$

212.94

$$y^* = 0.55$$

0.55

$$z_{\text{ТК}} = 2 * (y^*)^2 * L_{\text{ТК}2} / (\eta_{\text{ТК}}^* * u_{\text{ТК.сеп}}^2)$$

3.7503

2.5 Визначення діаметральних розмірів на вході в силову турбіну та на виході з неї, кількість ступенів силової турбіни:

$$T_{\Gamma, c}^* = 1037.6340170248209$$

1037.63

$$p_{\Gamma, c}^* = 934193.133273002$$

934193.

$$\alpha_1 = 0.37460659341$$

0.374607

$$\sigma_{\text{II}} = 0.985$$

0.985

$$F_{\Gamma c} = (G_{\Gamma} * \sqrt{T_{\Gamma, c}^*}) / (p_{\Gamma, c}^* * \sigma_{\text{II}} * q_{\lambda_{\Gamma}} * \alpha_1 * m_{\Gamma})$$

0.0317379

$$h_{\Gamma c} = F_{\Gamma c} / (3.14 * D_{\text{Гсеп}})$$

0.0259835

$$D_{\text{ГКС}} = D_{\text{ТК}}$$

0.420775

$$D_{\text{ГсВТ}} = D_{\text{ТВТ}}$$

0.357226

$$G_{\text{СТ}} = G_{\text{К}}(1 + g_{\text{IIa.I}}) * (1 - g_{\text{В}})$$

13.9461

$$\lambda_{\Gamma} = 0.62$$

0.62

$$q_{\lambda_{\Gamma}} = 1.527 * \lambda_{\Gamma} * (1 - 0.143 * \lambda_{\Gamma}^2)$$

0.894698

$$F_{\Gamma} = (G_{\text{СТ}} * \sqrt{T_{\Gamma}^*}) / (p_{\Gamma}^* * q_{\lambda_{\Gamma}} * m_{\Gamma})$$

0.0675852

$$D_{\text{тсер}}=D_{\text{тсер}}$$

0.389001

$$h_{\text{T}}=F_{\text{T}}/(3.14*D_{\text{тсер}})$$

0.0553314

$$D_{\text{тк}}=D_{\text{тсер}}+h_{\text{T}}$$

0.444332

$$D_{\text{твт}}=D_{\text{тсер}}-h_{\text{T}}$$

0.333669

$$j=D_{\text{тсер}}/h_{\text{T}}$$

7.03038

$$u_{\text{стсер}}=260$$

260

$$y^*=0.52$$

0.52

$$z_{\text{ст}}=(2*(y^*)^2)*L_{\text{ст}}/(\eta_{\text{ст}}^* * u_{\text{стсер}}^2)$$

6.89656

2.6 Знаходження потужностей та частот обертання роторів у компресорах і турбінах

Потужності компресорів, 1-внутрішній вал компресора, 2-зовнішній вал компресора

відповідно:

$$N_{\text{кп}}=G_{\text{к}}*L_{\text{ввк}}$$

 $3.19332*10^6$

$$N_{\text{кв}}=G_{\text{к}}*L_{\text{звк}}$$

 $3.64951*10^6$

Потужності турбін, 1-ТНТ, 2-ТВТ відповідно:

$$N_{\text{тн}}=G_{\text{т}}*L_{\text{тк2}}$$

 $3.21324*10^6$

$$N_{\text{тв}}=G_{\text{т}}*L_{\text{тк1}}$$

 $3.79235*10^6$

Частоти обертання роторів компресора:

$$n_{\text{кп}}=(60*u_{\text{вк}})/(3.14*D_{\text{вк}})$$

10459.9

$$n_{\text{кв}}=(60*u_{\text{вк}})/(3.14*D_{\text{вк}})$$

10459.9

$$n_{\text{ст}}=(60*u_{\text{стсер}})/(3.14*D_{\text{тсер}})$$

12771.6

Додаток Б

Розрахунок термодинамічних та геометричних параметрів першого ступеня

Розрахункова схема та основні параметри дозвукового ступеня осьового компресора:

Початкові дані:

$$P_B^* = 100\,312$$

100312

$$T_B^* = 288$$

288

$$G_B = 13.9577$$

13.9577

$$c_{1a} = 230$$

230

$$u_k = 195$$

195

$$D_{BK} = 0.3562$$

0.3562

$$D_{BVT} = 0.2137$$

0.2137

$$u_{BT} = (u_k * D_{BVT}) / D_{BK}$$

116.989

$$L_k = 490252$$

490252

$$L_{CT} = 10000$$

10000

$$\eta_{CT}^* = 0.93$$

0.93

Допоміжні величини:

$$k = 1.41$$

1.41

$$R = 287.3$$

287.3

$$\Delta c_a = 2.04$$

2.04

$$m_B = 0.040348$$

0.040348

$$\alpha_{2cp}=3.2757$$

3.2757

Розрахунок:

$$F_{сумм}=\pi*(\text{Subscript}[D, \text{BK}]/2)^2$$

0.0996501

Переріз 1-1

$$D_{1к}=D_{BK}$$

0.3562

$$D_{1BT}=D_{BBT}$$

0.2137

$$D_{1cp}=(D_{1к}+D_{1BT})/2$$

0.28495

$$\pi_{CT}^* = \left(1 + \frac{L_{CT} * \eta_{CT}^*}{\frac{k}{k-1} * R * T_B^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

1.11695

$$F_1=\pi*(\text{Subscript}[D, 1к]/2)^2-\pi*(\text{Subscript}[D, 1BT]/2)^2$$

0.0637828

$$P_1^* = P_B^*$$

100312

$$T_1^* = T_B^*$$

288

$$c_1=c_{1a}$$

230

Переріз 3-3

$$c_3=c_{1a}-\Delta c_a$$

227.96

$$P_3^* = P_B^* * \pi_{CT}^*$$

112043.

$$T_3^* = T_B^* + \frac{L_{CT}}{\frac{k}{k-1} * R}$$

298.121

$$\lambda_{3a}=c_3/(18.3*\sqrt{T_3^*})$$

0.721458

$$q_{3a}=1.5774\lambda_{3a}*(1-1/6*\text{Subscript}[\lambda, 3a]^2)^{2.5}$$

0.907041

$$F_3 = (G_B * \sqrt{T_3^*}) / (m_B * P_3^* * q_{3a})$$

0.0587727

$$D_{3k} = D_{BK}$$

0.3562

$$D_{3BT} = 2 * \sqrt{\frac{F_{\text{сумм}} - F_3}{\pi}}$$

0.228137

$$D_{3cp} = (D_{3k} + D_{3BT}) / 2$$

0.292169

Переріз 2-2

$$T_2^* = T_3^*$$

298.121

$$P_2^* = P_B^* * \sqrt{\pi_{\text{ст}}}$$

106015.

$$F_2 = (F_3 + F_1) / 2$$

0.0612777

$$D_{2k} = D_{BK}$$

0.3562

$$D_{2BT} = 2 * \sqrt{\frac{F_{\text{сумм}} - F_2}{\pi}}$$

0.221037

$$D_{2cp} = (D_{2k} + D_{2BT}) / 2$$

0.288618

$$c_2 = (c_3 + c_1) / 2$$

228.98

Уточнюємо площу F_2 :

$$c_{2cp} = c_2$$

228.98

$$\lambda_2 = c_{2cp} / (18.3 * \sqrt{T_2^*})$$

0.724686

$$q_2 = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} * \lambda_2 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} * \lambda_2^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

0.908957

$$F_{2 \text{ ир}} = (G_B * \sqrt{T_2^*}) / (m_B * P_2^* * q_2)$$

0.0619834

Порівняння уточненої площі 2-2 перерізу з початковою, різниця у % ($\Delta F < 10\%$)

$$\Delta F = (F_{2\text{ пр}}/F_2 - 1) * 100$$

1.15162

Визначення кінематичних параметрів потоку повітря в ступені:

Розрахунок кінематичних параметрів потоку для 1го РК за умови що швидкість входу повітря по висоті $c_{1a} = \text{const}$, а вхід повітря в ступінь осьовим тобто $c_{1u} = 0$:

Колові швидкості u (3 перерізи):

$$u_{1к} = u_k$$

195

$$u_{1\text{ср}} = u_{1к} * D_{1\text{ср}}/D_{1к}$$

155.995

$$u_{1\text{вТ}} = u_{1к} * D_{1\text{вТ}}/D_{1к}$$

116.989

Відносна швидкість w у перерізах (3 перерізи):

$$w_{1к} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1к}^2}$$

5 $\sqrt{3637}$

$$w_{1\text{ср}} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1\text{ср}}^2}$$

277.911

$$w_{1\text{вТ}} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1\text{вТ}}^2}$$

258.043

Температура загальмованого потоку у відносному русі (3 перерізи):

$$T_{1\text{вк}}^* = T_B^* + \frac{w_{1к}^2}{2010}$$

133961/402

$$T_{1\text{вк}}^* = T_B^* + \frac{w_{1к}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

334.013

$$T_{1\text{вср}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ср}}^2}{2010}$$

326.425

$$T_{1\text{вср}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ср}}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

327.085

$$T_{1\text{вТ}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{вТ}}^2}{2010}$$

321.128

$$T_{1\text{ вт}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ вт}}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

321.697

Критична швидкість (3 перерізи):

$$w_{1\text{к кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{к}}^*}$$

335.093

$$w_{1\text{ср кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{ср}}^*}$$

331.6

$$w_{1\text{вт кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{вт}}^*}$$

328.857

Зведена швидкість (3 перерізи):

$$\lambda_{w_{1\text{к}}} = w_{1\text{к}} / w_{1\text{к кр}}$$

0.899862

$$\lambda_{w_{1\text{ср}}} = w_{1\text{ср}} / w_{1\text{ср кр}}$$

0.838091

$$\lambda_{w_{1\text{вт}}} = w_{1\text{вт}} / w_{1\text{вт кр}}$$

0.784668

Оскільки $\lambda_{w_{1\text{к}}}$ та $\lambda_{w_{1\text{ср}}} \ll 1.0$ то попереднє закручення повітря НЕ потрібно тому лопатки профілюються за способом $\Gamma = \text{const}$.

Величина поперечного закручування:

$$c_{a\text{к}} = c_{1a}$$

230

$$c_{a\text{ср}} = c_{1a}$$

230

$$c_{a\text{вт}} = c_{1a}$$

230

$$c_{1u\text{к}} = u_{1\text{к}} \cdot \sqrt{(w_{1\text{к}})^2 - (c_{a\text{к}})^2}$$

0

$$c_{1u\text{вт}} = c_{1u\text{к}} * D_{1\text{к}} / D_{1\text{вт}}$$

0.

Кут між вектором швидкості c_1 і коловим напрямком:

$$\alpha_1 = \text{ArcTan}[c_{aK}/c_{1uK}] * 57.296$$

Power::infy: Infinite expression 1/0 encountered.

Indeterminate

Проекція відносної швидкості біля втулки на коловий напрямок:

$$w_{1u_{BT}} = u_{1BT} - c_{1u_{BT}}$$

116.989

Закрутка потоку у втулковому перерізі РК:

$$\Delta c_{u_{BT}} = L_{CT}/u_{1BT}$$

85.4781

Додатковий розрахунок за $\rho = \text{const}$ (ρ обираємо в межах 0.6...0.7) визначаємо кінематичні параметри потоку:

$$\rho = 0.68$$

0.68

$$\Delta w_{uK} = L_{CT}/u_{1K}$$

2000/39

$$\Delta w_{u_{CP}} = L_{CT}/u_{1CP}$$

64.1048

$$\Delta w_{u_{BT}} = L_{CT}/u_{1BT}$$

85.4781

Величина поперечного закручування в перерізах:

$$c_{1uK} = u_{1K} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{uK}$$

36.759

$$c_{1u_{CP}} = u_{1CP} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{u_{CP}}$$

17.8658

$$c_{1u_{BT}} = u_{1BT} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{u_{BT}}$$

-5.30255

Величина осьової швидкості в перерізах:

$$c_{1aK} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1K}^2 - u_{1CP}^2)}$$

223.822

$$c_{1a_{CP}} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1CP}^2 - u_{1CP}^2)}$$

230.

$$c_{1a_{BT}} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1BT}^2 - u_{1CP}^2)}$$

234.693

Величина загальної швидкості потоку у перерізах:

$$c_{1k} = \sqrt{c_{1uk}^2 + c_{1ak}^2}$$

226.82

$$c_{1cp} = \sqrt{c_{1ucp}^2 + c_{1acp}^2}$$

230.693

$$c_{1bt} = \sqrt{c_{1ubt}^2 + c_{1abt}^2}$$

234.753

Величина відносної швидкості:

$$w_{1uk} = u_{1k} - c_{1uk}$$

158.241

$$w_{1ucp} = u_{1cp} - c_{1ucp}$$

138.129

$$w_{1ubt} = u_{1bt} - c_{1ubt}$$

122.292

Перевірка умови $w_{1u} > \Delta w_u$, якщо не виконується - задаємо нове значення ρ і перераховуємо частину розрахунка під ним:

$$w_{1uk} > \Delta w_{uk}$$

True

$$w_{1ucp} > \Delta w_{ucp}$$

True

$$w_{1ubt} > \Delta w_{ubt}$$

True

Температура загальмованого потоку:

$$T_{w1k}^* = T_B^* + \frac{(u_{1k} - 2 * c_{1uk}) * u_{1k}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

299.988

$$T_{w1cp}^* = T_B^* + \frac{(u_{1cp} - 2 * c_{1ucp}) * u_{1cp}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

297.494

$$T_{w1bt}^* = T_B^* + \frac{(u_{1bt} - 2 * c_{1ubt}) * u_{1bt}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

295.554

Відносна швидкість:

$$w_{1k} = \sqrt{c_{1ak}^2 + w_{1uk}^2}$$

274.11

$$w_{1cp} = \sqrt{c_{1a cp}^2 + w_{1u cp}^2}$$

268.29

$$w_{1BT} = \sqrt{c_{1a BT}^2 + w_{1u BT}^2}$$

264.643

Зведена швидкість:

$$\lambda_{w1k} = w_{1k} / w_{1k kp}$$

0.818012

$$\lambda_{w1cp} = w_{1cp} / w_{1cp kp}$$

0.809078

$$\lambda_{w1BT} = w_{1BT} / w_{1BT kp}$$

0.804736

За результатами порівняння $\Gamma = \text{const}$ та $\rho = \text{const}$ обираємо 1, оскільки ρ не проходить за критерієм

перевірки $w_{1u} > \Delta w_u$, в діапазоні $\rho = 0.6 \dots 0.7$.

$$d_{BT} = D_{1BT} / D_{1k}$$

0.599944

Підвищена складність виготовлення лопаток у випадку якщо:

$$d_{BT} \leq 0.5$$

True

Додаток В

Розрахунок термодинамічних та геометричних параметрів другого ступеня

Розрахункова схема та основні параметри дозвукового ступеня осьового компресора:

Початкові дані:

$$P_B^* = 112\,043$$

112043

$$T_B^* = 298.121$$

298.121

$$G_B = 13.9577$$

13.9577

$$c_{1a} = 228.16$$

228.16

$$u_k = 195$$

195

$$D_{BK} = 0.3562$$

0.3562

$$D_{BVT} = 0.228137$$

0.228137

$$u_{VT} = (u_k * D_{BVT}) / D_{BK}$$

124.893

$$L_k = 490252$$

490252

$$L_{CT} = 21010.8$$

21010.8

$$\eta_{CT}^* = 0.93$$

0.93

Допоміжні величини:

$$k = 1.41$$

1.41

$$R = 287.3$$

287.3

$$\Delta c_a = 3.86$$

3.86

$$m_B = 0.040348$$

0.040348

$$\alpha_{2cp}=3.2757$$

3.2757

Розрахунок:

$$F_{сумм}=\pi*(\text{Subscript}[D, \text{BK}]/2)^2$$

0.0996501

Переріз 1-1

$$D_{1к}=D_{BK}$$

0.3562

$$D_{1BT}=D_{BBT}$$

0.228137

$$D_{1cp}=(D_{1к}+D_{1BT})/2$$

0.292169

$$\pi_{CT}^* = \left(1 + \frac{L_{CT} * \eta_{CT}^*}{\frac{k}{k-1} * R * T_B^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

1.24719

$$F_1=\pi*(\text{Subscript}[D, 1к]/2)^2-\pi*(\text{Subscript}[D, 1BT]/2)^2$$

0.0587729

$$P_1^* = P_B^*$$

112043

$$T_1^* = T_B^*$$

298.121

$$c_1=c_{1a}$$

228.16

Переріз 3-3

$$c_3=c_{1a}-\Delta c_a$$

224.3

$$P_3^* = P_B^* * \pi_{CT}^*$$

139738.

$$T_3^* = T_B^* + \frac{L_{CT}}{\frac{k}{k-1} * R}$$

319.386

$$\lambda_{3a}=c_3/(18.3*\sqrt{T_3^*})$$

0.685836

$$q_{3a}=1.5774\lambda_{3a}*(1-1/6*\text{Subscript}[\lambda, 3a]^2)^{2.5}$$

0.882112

$$F_3 = (G_B * \sqrt{T_3^*}) / (m_B * P_3^* * q_{3a})$$

0.0501545

$$D_{3k} = D_{BK}$$

0.3562

$$D_{3BT} = 2 * \sqrt{\frac{F_{\text{сумм}} - F_3}{\pi}}$$

0.251037

$$D_{3cp} = (D_{3k} + D_{3BT}) / 2$$

0.303619

Переріз 2-2

$$T_2^* = T_3^*$$

319.386

$$P_2^* = P_B^* * \sqrt{\pi_{\text{ст}}}$$

125127.

$$F_2 = (F_3 + F_1) / 2$$

0.0544637

$$D_{2k} = D_{BK}$$

0.3562

$$D_{2BT} = 2 * \sqrt{\frac{F_{\text{сумм}} - F_2}{\pi}}$$

0.239861

$$D_{2cp} = (D_{2k} + D_{2BT}) / 2$$

0.29803

$$c_2 = (c_3 + c_1) / 2$$

226.23

Уточнюємо площу F_2 :

$$c_{2cp} = c_2$$

226.23

$$\lambda_2 = c_{2cp} / (18.3 * \sqrt{T_2^*})$$

0.691737

$$q_2 = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} * \lambda_2 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} * \lambda_2^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

0.886196

$$F_{2 \text{ ир}} = (G_B * \sqrt{T_2^*}) / (m_B * P_2^* * q_2)$$

0.0557532

Порівняння уточненої площі 2-2 перерізу з початковою, різниця у % ($\Delta F < 10\%$)

$$\Delta F = (F_{2\text{ пр}}/F_2 - 1) * 100$$

2.36769

Визначення кінематичних параметрів потоку повітря в ступені:

Розрахунок кінематичних параметрів потоку для 1го РК за умови що швидкість входу повітря по висоті $c_{1a} = \text{const}$, а вхід повітря в ступінь осьовим тобто $c_{1u} = 0$:

Колові швидкості u (3 перерізи):

$$u_{1к} = u_k$$

195

$$u_{1\text{ ср}} = u_{1к} * D_{1\text{ ср}}/D_{1к}$$

159.946

$$u_{1\text{ вт}} = u_{1к} * D_{1\text{ вт}}/D_{1к}$$

124.893

Відносна швидкість w у перерізах (3 перерізи):

$$w_{1к} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1к}^2}$$

300.137

$$w_{1\text{ ср}} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1\text{ ср}}^2}$$

278.639

$$w_{1\text{ вт}} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1\text{ вт}}^2}$$

260.106

Температура загальмованого потоку у відносному русі (3 перерізи):

$$T_{1\text{ вк}}^* = T_B^* + \frac{w_{1к}^2}{2010}$$

342.938

$$T_{1\text{ вк}}^* = T_B^* + \frac{w_{1к}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

343.708

$$T_{1\text{ ср}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ ср}}^2}{2010}$$

336.748

$$T_{1\text{ ср}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ ср}}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

337.411

$$T_{1\text{ вт}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ вт}}^2}{2010}$$

331.78

$$T_{1\text{ вт}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ вт}}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

332.358

Критична швидкість (3 перерізи):

$$w_{1\text{ к кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{ вк}}^*}$$

339.921

$$w_{1\text{ ср кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{ в ср}}^*}$$

336.793

$$w_{1\text{ вт кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{ в вт}}^*}$$

334.262

Зведена швидкість (3 перерізи):

$$\lambda_{w_{1\text{ к}}} = w_{1\text{ к}} / w_{1\text{ к кр}}$$

0.882959

$$\lambda_{w_{1\text{ ср}}} = w_{1\text{ ср}} / w_{1\text{ ср кр}}$$

0.82733

$$\lambda_{w_{1\text{ вт}}} = w_{1\text{ вт}} / w_{1\text{ вт кр}}$$

0.77815

Оскільки $\lambda_{w_{1\text{ к}}}$ та $\lambda_{w_{1\text{ ср}}} \ll 1.0$ то попереднє закручення повітря НЕ потрібно тому лопатки профілюються за способом $\Gamma = \text{const}$.

Величина поперечного закручування:

$$c_{a\text{ к}} = c_{1a}$$

228.16

$$c_{a\text{ ср}} = c_{1a}$$

228.16

$$c_{a\text{ вт}} = c_{1a}$$

228.16

$$c_{1u\text{ к}} = u_{1\text{ к}} \cdot \sqrt{(w_{1\text{ к}})^2 - (c_{a\text{ к}})^2}$$

0.

$$c_{1u\text{ вт}} = c_{1u\text{ к}} * D_{1\text{ к}} / D_{1\text{ вт}}$$

0.

Кут між вектором швидкості c_1 і коловим напрямком:

$$\alpha_1 = \text{ArcTan}[c_{a_k}/c_{1u_k}] * 57.296$$

$$57.296 \text{ ArcTan}[c_{ka}/c_{ku}]$$

Проекція відносної швидкості біля втулки на колівий напрямок:

$$w_{1u_{BT}} = u_{1BT} - c_{1u_{BT}}$$

$$124.893$$

Закрутка потоку у втулковому перерізі РК:

$$\Delta c_{u_{BT}} = L_{CT}/u_{1BT}$$

$$168.231$$

Додатковий розрахунок за $\rho = \text{const}$ (ρ обираємо в межах 0.6...0.7) визначаємо кінематичні параметри потоку:

$$\rho = 0.68$$

$$0.68$$

$$\Delta w_{u_k} = L_{CT}/u_{1k}$$

$$107.748$$

$$\Delta w_{u_{cp}} = L_{CT}/u_{1cp}$$

$$131.362$$

$$\Delta w_{u_{BT}} = L_{CT}/u_{1BT}$$

$$168.231$$

Величина поперечного закручування в перерізах:

$$c_{1u_k} = u_{1k} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{u_k}$$

$$8.52615$$

$$c_{1u_{cp}} = u_{1cp} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{u_{cp}}$$

$$-14.498$$

$$c_{1u_{BT}} = u_{1BT} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{u_{BT}}$$

$$-44.1499$$

Величина осьової швидкості в перерізах:

$$c_{1a_k} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1k}^2 - u_{1cp}^2)}$$

$$222.506$$

$$c_{1a_{cp}} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1cp}^2 - u_{1cp}^2)}$$

$$228.16$$

$$c_{1a_{BT}} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1BT}^2 - u_{1cp}^2)}$$

$$232.598$$

Величина загальної швидкості потоку у перерізах:

$$c_{1k} = \sqrt{c_{1uk}^2 + c_{1ak}^2}$$

222.669

$$c_{1cp} = \sqrt{c_{1u\text{cp}}^2 + c_{1a\text{cp}}^2}$$

228.62

$$c_{1вт} = \sqrt{c_{1u\text{вт}}^2 + c_{1a\text{вт}}^2}$$

236.751

Величина відносної швидкості:

$$w_{1u\text{к}} = u_{1\text{к}} - c_{1u\text{к}}$$

186.474

$$w_{1u\text{cp}} = u_{1\text{cp}} - c_{1u\text{cp}}$$

174.444

$$w_{1u\text{вт}} = u_{1\text{вт}} - c_{1u\text{вт}}$$

169.042

Перевірка умови $w_{1u} > \Delta w_u$, якщо не виконується - задаємо нове значення ρ і перераховуємо частину розрахунка під ним:

$$w_{1u\text{к}} > \Delta w_{u\text{к}}$$

True

$$w_{1u\text{cp}} > \Delta w_{u\text{cp}}$$

True

$$w_{1u\text{вт}} > \Delta w_{u\text{вт}}$$

True

Температура загальмованого потоку:

$$T_{w1\text{к}}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{(u_{1\text{к}} - 2 * c_{1u\text{к}}) * u_{1\text{к}}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

315.681

$$T_{w1\text{cp}}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{(u_{1\text{cp}} - 2 * c_{1u\text{cp}}) * u_{1\text{cp}}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

313.414

$$T_{w1\text{вт}}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{(u_{1\text{вт}} - 2 * c_{1u\text{вт}}) * u_{1\text{вт}}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

311.595

Відносна швидкість:

$$w_{1\text{к}} = \sqrt{c_{1a\text{к}}^2 + w_{1u\text{к}}^2}$$

290.312

$$w_{1\text{cp}} = \sqrt{c_{1a\text{cp}}^2 + w_{1u\text{cp}}^2}$$

287.207

$$w_{1BT} = \sqrt{c_{1aBT}^2 + w_{1uBT}^2}$$

287.536

Зведена швидкість:

$$\lambda_{w1K} = w_{1K} / w_{1Kкр}$$

0.854058

$$\lambda_{w1cp} = w_{1cp} / w_{1cpкр}$$

0.852769

$$\lambda_{w1BT} = w_{1BT} / w_{1BTкр}$$

0.860212

За результатами порівняння $\Gamma = \text{const}$ та $\rho = \text{const}$ обираємо 1, оскільки ρ не проходить за критерієм

перевірки $w_{1u} > \Delta w_u$, в діапазоні $\rho = 0.6 \dots 0.7$.

$$d_{BT} = D_{1BT} / D_{1K}$$

0.640474

Підвищена складність виготовлення лопаток у випадку якщо:

$$d_{BT} \leq 0.5$$

True

Додаток Г

Розрахунок термодинамічних та геометричних параметрів третього ступеня

Розрахункова схема та основні параметри дозвукового ступеня осьового компресора:

Початкові дані:

$$P_B^* = 139\,738$$

139738

$$T_B^* = 319.386$$

319.386

$$G_B = 13.9577$$

13.9577

$$c_{1a} = 224.31$$

224.31

$$u_k = 195$$

195

$$D_{BK} = 0.3562$$

0.3562

$$D_{BVT} = 0.251037$$

0.251037

$$u_{BT} = (u_k * D_{BVT}) / D_{BK}$$

137.429

$$L_k = 490252$$

490252

$$L_{CT} = 25450$$

25450

$$\eta_{CT}^* = 0.9$$

0.9

Допоміжні величини:

$$k = 1.41$$

1.41

$$R = 287.3$$

287.3

$$\Delta c_a = 4.67$$

4.67

$$m_B = 0.040348$$

0.040348

$$\alpha_{2cp}=3.2757$$

3.2757

Розрахунок:

$$F_{сумм}=\pi*(\text{Subscript}[D, \text{BK}]/2)^2$$

0.0996501

Переріз 1-1

$$D_{1к}=D_{BK}$$

0.3562

$$D_{1BT}=D_{BBT}$$

0.251037

$$D_{1cp}=(D_{1к}+D_{1BT})/2$$

0.303619

$$\pi_{CT}^* = \left(1 + \frac{L_{CT} * \eta_{CT}^*}{\frac{k}{k-1} * R * T_B^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

1.27249

$$F_1=\pi*(\text{Subscript}[D, 1к]/2)^2-\pi*(\text{Subscript}[D, 1BT]/2)^2$$

0.0501546

$$P_1^* = P_B^*$$

139738

$$T_1^* = T_B^*$$

319.386

$$c_1=c_{1a}$$

224.31

Переріз 3-3

$$c_3=c_{1a}-\Delta c_a$$

219.64

$$P_3^* = P_B^* * \pi_{CT}^*$$

177815.

$$T_3^* = T_B^* + \frac{L_{CT}}{\frac{k}{k-1} * R}$$

345.144

$$\lambda_{3a}=c_3/(18.3*\sqrt{T_3^*})$$

0.646041

$$q_{3a}=1.5774\lambda_{3a}*(1-1/6*\text{Subscript}[\lambda, 3a]^2)^{2.5}$$

0.850983

$$F_3 = (G_B * \sqrt{T_3^*}) / (m_B * P_3^* * q_{3a})$$

0.0424719

$$D_{3k} = D_{BK}$$

0.3562

$$D_{3BT} = 2 * \sqrt{\frac{F_{\text{сумм}} - F_3}{\pi}}$$

0.269818

$$D_{3cp} = (D_{3k} + D_{3BT}) / 2$$

0.313009

Переріз 2-2

$$T_2^* = T_3^*$$

345.144

$$P_2^* = P_B^* * \sqrt{\pi_{\text{ст}}}$$

157631.

$$F_2 = (F_3 + F_1) / 2$$

0.0463133

$$D_{2k} = D_{BK}$$

0.3562

$$D_{2BT} = 2 * \sqrt{\frac{F_{\text{сумм}} - F_2}{\pi}}$$

0.260597

$$D_{2cp} = (D_{2k} + D_{2BT}) / 2$$

0.308398

$$c_2 = (c_3 + c_1) / 2$$

221.975

Уточнюємо площу F_2 :

$$c_{2cp} = c_2$$

221.975

$$\lambda_2 = c_{2cp} / (18.3 \sqrt{T_2^*})$$

0.652909

$$q_2 = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} * \lambda_2 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} * \lambda_2^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

0.856316

$$F_{2 \text{ ир}} = (G_B * \sqrt{T_2^*}) / (m_B * P_2^* * q_2)$$

0.047612

Порівняння уточненої площі 2-2 перерізу з початковою, різниця у % ($\Delta F < 10\%$)

$$\Delta F = (F_{2\text{ пр}}/F_2 - 1) * 100$$

2.80411

Визначення кінематичних параметрів потоку повітря в ступені:

Розрахунок кінематичних параметрів потоку для 1го РК за умови що швидкість входу повітря по висоті $c_{1a} = \text{const}$, а вхід повітря в ступінь осьовим тобто $c_{1u} = 0$:

Колові швидкості u (3 перерізи):

$$u_{1к} = u_k$$

195

$$u_{1\text{ ср}} = u_{1к} * D_{1\text{ ср}}/D_{1к}$$

166.215

$$u_{1\text{ вт}} = u_{1к} * D_{1\text{ вт}}/D_{1к}$$

137.429

Відносна швидкість w у перерізах (3 перерізи):

$$w_{1к} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1к}^2}$$

297.22

$$w_{1\text{ ср}} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1\text{ ср}}^2}$$

279.181

$$w_{1\text{ вт}} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_{1\text{ вт}}^2}$$

263.062

Температура загальмованого потоку у відносному русі (3 перерізи):

$$T_{1\text{ вк}}^* = T_B^* + \frac{w_{1к}^2}{2010}$$

363.336

$$T_{1\text{ вк}}^* = T_B^* + \frac{w_{1к}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

364.091

$$T_{1\text{ ср}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ ср}}^2}{2010}$$

358.163

$$T_{1\text{ ср}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ ср}}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

358.829

$$T_{1\text{ вт}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ вт}}^2}{2010}$$

353.815

$$T_{1\text{ вт}}^* = T_B^* + \frac{w_{1\text{ вт}}^2}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

354.406

Критична швидкість (3 перерізи):

$$w_{1\text{к кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{к}}^*}$$

349.856

$$w_{1\text{ср кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{ср}}^*}$$

347.318

$$w_{1\text{вт кр}} = \sqrt{2 * \frac{k}{k+1} R * T_{1\text{вт}}^*}$$

345.171

Зведена швидкість (3 перерізи):

$$\lambda_{w_{1\text{к}}} = w_{1\text{к}} / w_{1\text{к кр}}$$

0.849552

$$\lambda_{w_{1\text{ср}}} = w_{1\text{ср}} / w_{1\text{ср кр}}$$

0.80382

$$\lambda_{w_{1\text{вт}}} = w_{1\text{вт}} / w_{1\text{вт кр}}$$

0.762121

Оскільки $\lambda_{w_{1\text{к}}}$ та $\lambda_{w_{1\text{ср}}} \ll 1.0$ то попереднє закручення повітря НЕ потрібно тому лопатки профілюються за способом $\Gamma = \text{const}$.

Величина поперечного закручування:

$$c_{a\text{к}} = c_{1a}$$

224.31

$$c_{a\text{ср}} = c_{1a}$$

224.31

$$c_{a\text{вт}} = c_{1a}$$

224.31

$$c_{1u\text{к}} = u_{1\text{к}} \cdot \sqrt{(w_{1\text{к}})^2 - (c_{a\text{к}})^2}$$

0.

$$c_{1u\text{вт}} = c_{1u\text{к}} * D_{1\text{к}} / D_{1\text{вт}}$$

0.

Кут між вектором швидкості c_1 і коловим напрямком:

$$\alpha_1 = \text{ArcTan}[c_{aK}/c_{1uK}] * 57.296$$

Power::infy: Infinite expression 1/0. encountered.

Indeterminate

Проекція відносної швидкості біля втулки на коловий напрямок:

$$w_{1u_{BT}} = u_{1BT} - c_{1u_{BT}}$$

137.429

Закрутка потоку у втулковому перерізі РК:

$$\Delta c_{u_{BT}} = L_{CT}/u_{1BT}$$

185.187

Додатковий розрахунок за $\rho = \text{const}$ (ρ обираємо в межах 0.6...0.7) визначаємо кінематичні параметри потоку:

$$\rho = 0.68$$

0.68

$$\Delta w_{uK} = L_{CT}/u_{1K}$$

5090/39

$$\Delta w_{u_{CP}} = L_{CT}/u_{1CP}$$

153.115

$$\Delta w_{u_{BT}} = L_{CT}/u_{1BT}$$

185.187

Величина поперечного закручування в перерізах:

$$c_{1uK} = u_{1K} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{uK}$$

-2.85641

$$c_{1u_{CP}} = u_{1CP} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{u_{CP}}$$

-23.3691

$$c_{1u_{BT}} = u_{1BT} * (1 - \rho) - 1/2 * \Delta w_{u_{BT}}$$

-48.616

Величина осьової швидкості в перерізах:

$$c_{1aK} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1K}^2 - u_{1CP}^2)}$$

219.512

$$c_{1a_{CP}} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1CP}^2 - u_{1CP}^2)}$$

224.31

$$c_{1a_{BT}} = \sqrt{c_{1a}^2 - 2 * (1 - \rho)^2 * (u_{1BT}^2 - u_{1CP}^2)}$$

228.265

Величина загальної швидкості потоку у перерізах:

$$c_{1k} = \sqrt{c_{1uk}^2 + c_{1ak}^2}$$

219.531

$$c_{1cp} = \sqrt{c_{1ucp}^2 + c_{1acp}^2}$$

225.524

$$c_{1bt} = \sqrt{c_{1ubt}^2 + c_{1abt}^2}$$

233.385

Величина відносної швидкості:

$$w_{1uk} = u_{1k} - c_{1uk}$$

197.856

$$w_{1ucp} = u_{1cp} - c_{1ucp}$$

189.584

$$w_{1ubt} = u_{1bt} - c_{1ubt}$$

186.045

Перевірка умови $w_{1u} > \Delta w_u$, якщо не виконується - задаємо нове значення ρ і перераховуємо частину розрахунка під ним:

$$w_{1uk} \geq \Delta w_{uk}$$

True

$$w_{1ucp} \geq \Delta w_{ucp}$$

True

$$w_{1ubt} \geq \Delta w_{ubt}$$

True

Температура загальмованого потоку:

$$T_{w1k}^* = T_B^* + \frac{(u_{1k} - 2 * c_{1uk}) * u_{1k}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

339.193

$$T_{w1cp}^* = T_B^* + \frac{(u_{1cp} - 2 * c_{1ucp}) * u_{1cp}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

337.298

$$T_{w1bt}^* = T_B^* + \frac{(u_{1bt} - 2 * c_{1ubt}) * u_{1bt}}{2 * \frac{k}{k-1} R}$$

335.706

Відносна швидкість:

$$w_{1k} = \sqrt{c_{1ak}^2 + w_{1uk}^2}$$

295.521

$$w_{1cp} = \sqrt{c_{1a cp}^2 + w_{1u cp}^2}$$

293.695

$$w_{1BT} = \sqrt{c_{1a BT}^2 + w_{1u BT}^2}$$

294.479

Зведена швидкість:

$$\lambda_{w1k} = w_{1k} / w_{1k kp}$$

0.844694

$$\lambda_{w1cp} = w_{1cp} / w_{1cp kp}$$

0.845608

$$\lambda_{w1BT} = w_{1BT} / w_{1BT kp}$$

0.853139

За результатами порівняння $\Gamma = \text{const}$ та $\rho = \text{const}$ обираємо 1, оскільки ρ не проходить за критерієм

перевірки $w_{1u} > \Delta w_u$, в діапазоні $\rho = 0.6 \dots 0.7$.

$$d_{BT} = D_{1BT} / D_{1k}$$

0.704764

Підвищена складність виготовлення лопаток у випадку якщо:

$$d_{BT} \leq 0.5$$

True