

НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Даценко Вадим Анатолійович

УДК 629.7.03

ДИСЕРТАЦІЯ
МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ АБРАЗИВНОГО ЗНОСУ ПРОТОЧНОЇ
ЧАСТИНИ КОМПРЕСОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБІННОГО
ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ ЙОГО МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

142 Енергетичне машинобудування

14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень.

Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ В. А. Даценко

Науковий керівник Бойко Людмила Георгіївна, доктор технічних наук, професор

Харків – 2026

АНОТАЦІЯ

Даценко В. А. Метод визначення впливу абразивного зносу проточної частини компресора на характеристики газотурбінного двигуна за допомогою його математичної моделі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 Енергетичне машинобудування (14 Електрична інженерія)

Робота виконана в Національному аерокосмічному університеті «Харківський авіаційний інститут», Харків, 2026.

Зміст дисертації. Дисертаційна робота присвячена актуальному питанню визначення впливу абразивного зносу газотурбінного двигуна (ГТД), що експлуатується в умовах підвищеної запиленості атмосфери, на його термогазодинамічні параметри та характеристики шляхом математичного моделювання процесів в двигуні та його вузлах.

На основі аналізу літературних джерел з'ясовано, що експлуатація ГТД в умовах запиленої атмосфери призводить до погіршення його параметрів: збільшується питома витрата палива, зменшується питома потужність двигуна, збільшується температура газу перед турбіною. Також встановлено, що основним фактором, який погіршує термогазодинамічні параметри ГТД, є ерозійне зношування проточної частини компресора. Знос проточної частини компресора також призводить до зміщення його робочих режимів у бік менших витрат і наближення межі області стійкої роботи до лінії робочих режимів, що, в свою чергу, викликає зниження запасу газодинамічної стійкості двигуна. У зв'язку з цим виникає необхідність у виявленні та прогнозуванні впливу абразивного зносу проточної частини газотурбінного двигуна на його термогазодинамічні параметри та характеристики.

Цю задачу вирішують з використанням розрахункових методів та математичних моделей двигунів різного рівня складності. Існуючі на даний час повузлові моделі газотурбінних двигунів 1-го рівня спираються на математичні моделі вузлів 0-го рівня, тобто такі, у яких їх характеристики задаються ззовні у

вигляді таблиць (масивів змінних) або узагальнених залежностей для вузла в цілому. Для лопаткових машин ці дані можуть бути отримані або експериментально, або з використанням бібліотеки характеристик компресорів і турбін за її наявності з подальшим їх масштабуванням відповідно до значень ступеня підвищення (або зниження) тиску і витрати робочого тіла на «розрахунковому» режимі для ГТД, що розглядається. Абразивний знос в таких моделях імітується поправковими коефіцієнтами до вихідних параметрів вузлів ГТД. Недоліком застосування поправкових коефіцієнтів є використання обмеженої інформації стосовно впливу ерозії на різних типах двигунів та режимах роботи. Розрахунки при цьому спрощуються, проте втрачається їх точність.

Моделі 2-го рівня передбачають розрахунок термогазодинамічних параметрів потоку на основі середньомасових показників з урахуванням геометричних параметрів проточної частини та лопаткових решіток на середньому радіусі. Такий рівень деталізації відповідає першому рівню моделювання процесів у вузлах, що дозволяє здійснювати більш глибокий аналіз внутрішньоканальних явищ у турбомашинах. Проте в сучасній практиці моделювання газотурбінних двигунів математичні моделі другого рівня застосовуються обмежено, що зумовлено як складністю їх побудови, так і вимогами до наявності вхідних даних.

Такі методи розрахунку можуть мати суттєві переваги в порівнянні з методами, що базуються на моделях вузлів 0-го рівня, тому що в них може безпосередньо враховуватися зміна геометричних параметрів зношених лопаткових вінців унаслідок ерозії та на основі цього моделюються характеристики лопаткових машин. Такі підходи дозволяють оцінити інтегральний вплив ерозійного зношування на характеристики компресора та двигуна в цілому. Водночас використання осереднених параметрів і характеристик не забезпечує безпосереднього опису просторової нерівномірності пошкоджень лопаток за висотою, що є характерною особливістю абразивного зносу проточної частини осьових компресорів. Урахування цієї нерівномірності в межах одновимірних моделей можливе шляхом коригування узагальнених

характеристик на основі експериментальних або статистичних даних, однак такі дані не завжди є доступними для конкретного типу двигуна та умов експлуатації, що обмежує точність прогнозування його термогазодинамічних параметрів і характеристик.

Враховуючи, що основним фактором, який погіршує термогазодинамічні параметри ГТД внаслідок роботи в запиленій атмосфері, є зношування проточної частини компресора, то окремим напрямком існуючих досліджень є виявлення впливу ерозії на термогазодинамічні параметри та характеристику компресора. Тобто об'єктом дослідження в цих роботах виступає вплив зміни параметрів компресора.

Для аналізу течії в компресорі використовуються методи математичного моделювання впливу ерозійного зношування на його термогазодинамічні параметри, основані як на одновимірному підході (за середнім радіусом), так і методи розрахунку просторової течії.

У зв'язку з цим актуальною є науково-технічна задача розробки розрахункового методу оцінювання впливу абразивного зношування проточної частини компресора на термогазодинамічні параметри та характеристики газотурбінного двигуна, який на основі експериментально визначених змін геометричних параметрів лопаткових вінців дозволяє прогнозувати зміну його працездатності, запасів газодинамічної стійкості, а також основних параметрів і характеристик двигуна в цілому.

Для розв'язання поставленої науково-технічної задачі здійснено удосконалення існуючого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального ГТД та інтегрованого в нього двовимірного підходу до опису осьового багатоступеневого компресора, що дозволило підвищити точність розрахунків та врахувати зміну геометричних параметрів унаслідок зношування. Основу методу розрахунку характеристик двигуна становить нелінійна математична модель, побудована за модульним принципом, що забезпечує врахування узгодженої взаємодії моделей вузлів і їхніх елементів у межах єдиної обчислювальної структури.

Виконано вдосконалення існуючого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів та характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці, що дозволило підвищити точність розрахунків і враховувати зміну геометричних параметрів за висотою лопатки в результаті абразивного зношування, а також вплив шорсткості поверхонь лопаток і збільшеного радіального зазору. Проведено верифікацію методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристики компресора шляхом зіставлення отриманих результатів розрахунку з експериментальними даними.

Для оцінки достовірності математичної моделі ГТД виконано розрахунок і аналіз термогазодинамічних параметрів двигуна з геометрією лопаткових вінців і проточної частини, що не зазнали абразивного зношування. В якості об'єкта дослідження використано турбовальний газотурбінний двигун ТВ3-117-ВМА. Дослідження проводились у діапазоні частот обертання $\bar{n} = 0,9 - 1,0$. Клапани перепуску при цьому були закриті, регулювання компресора здійснювалось поворотом лопаток вхідного напрямного апарату (ВНА) та напрямних апаратів перших чотирьох ступенів (НА1, НА2, НА3, НА4). Отримано характеристику компресора, а також представлено радіальні епюри повних температур, тиску та інших параметрів уздовж проточної частини за лопатковими вінцями; показано, як змінюються кути натікання потоку на робочі колеса за висотою лопатки. Визначено межу стійкої роботи компресора за критерієм еквівалентного коефіцієнта дифузорності. Виконано розрахунок термогазодинамічних параметрів і дросельної характеристики досліджуваного турбовального ГТД. Зіставлення результатів розрахунку характеристик з експериментальними даними показали задовільну збіжність.

Після верифікації методу розрахунку термогазодинамічних параметрів та характеристик ГТД досліджено вплив ерозійного зношування проточної частини та лопаткових вінців компресора на його параметри і на термогазодинамічні параметри і характеристику двигуна в цілому.

Для цього розроблено методику визначення геометричних параметрів осьового компресора, що зазнав абразивного зношування, яка враховує зміну

хорди профілів, геометричних кутів профілів лопаток і кутів установки у різних перетинах за висотою лопатки. З застосуванням цієї методики виконано моделювання поверхонь лопаткових вінців та проточної частини компресора (хорд профілів $b=f(R)$, геометричних кутів входу та виходу профілів лопаток робочих коліс ($\beta_r=f(R)$) та напрямних апаратів ($\alpha_r=f(R)$), кутів установки $\gamma=f(R)$ та ін.), змінених внаслідок абразивного зношування. При цьому, відповідно до аналізу літературних джерел, прийнято, що в перетині на втулці зношування відсутнє.

Аналізуючи зміну геометричних параметрів лопаткових вінців двигуна, що досліджується, виявлено, що інтенсивнішому зношуванню піддається шостий ступінь. Як з'ясовано в результаті аналізу літературних джерел, з віддаленням від входу компресора концентрація пилу зростає в периферійній області. Під час запуску двигуна, коли клапани перепуску відкриті, частка абразивних частинок виходить з проточної частини компресора разом із перепущеним повітрям, що, в свою чергу, зменшує інтенсивність абразивного зношування лопаткових вінців компресора, які розташовані далі по проточній частині.

Ґрунтуючись на отриманих геометричних параметрах лопаткових вінців і проточної частини компресора, що зазнав абразивного зношування, виконано розрахунок його термогазодинамічних параметрів і характеристик. Дослідження проводилося на усталених режимах роботи. У розглянутому діапазоні частот обертання клапани перепуску були закриті. Регулювання компресора здійснювалося шляхом повороту статорних лопаток (ВНА, НА1, НА2, НА3, НА4) за заданим для двигуна законом регулювання.

Проведено аналіз термогазодинамічних параметрів та характеристик зношеного компресора. В зв'язку зі зміною геометричних параметрів лопаткових вінців змінюється і характер їх обтікання. Зокрема, зростають кути натікання потоку на лопаткові вінці по всій висоті лопатки. Це, в свою чергу, може призводити до відриву потоку з поверхонь лопаток. Установлено, що в результаті абразивного зношування проточної частини та лопаткових вінців підвищується повна температура за кожним ступенем по всій висоті проточної частини. Також

знижується повний тиск, особливо це проявляється на периферії проточної частини. Аналіз характеристики компресора показав, що в результаті абразивного зношування знижується ступінь підвищення тиску та зменшуються витрата повітря й ККД. Також суттєво зміщується межа стійкої роботи в бік лінії робочих режимів.

Для аналізу впливу тривалої експлуатації турбовального газотурбінного двигуна в умовах запиленої атмосфери на його термогазодинамічні параметри виконано розрахунок дросельної характеристики ГТД. У результаті виявлено, що, окрім зміщення межі стійкої роботи, зміщується й лінія робочих режимів на характеристиці компресора. Це в сукупності призводить до зменшення запасів газодинамічної стійкості. При зіставленні параметрів зношеного двигуна та двигуна з вихідним компресором встановлено, що в результаті експлуатації знижується питома потужність двигуна та зростає питома витрата палива. Так, питома потужність вихідного двигуна на «розрахунковому» режимі знизилася на 14%, питома витрата палива зросла на 6,4% у відносних величинах, а запас газодинамічної стійкості зменшився на 11,1% в абсолютній величині.

Розроблений метод розрахунку може використовуватися для аналізу та прогнозування технічного стану двигунів при їх роботі в умовах високої запиленості повітря.

Визначено шляхи подальшого розвитку розробленого методу визначення впливу абразивного зношування проточної частини газотурбінного двигуна на його характеристики за рахунок доповнення даного методу урахуванням впливу ерозії на інші вузли двигуна. Крім того, метод може бути розширений для застосування під час дослідження інших типів газотурбінних двигунів.

Наукова новизна роботи:

1. Уперше для розрахункового визначення впливу абразивного зношування проточної частини компресора на характеристики турбовального двигуна, запропоновано метод, оснований на повузловій нелінійній математичній моделі двигуна, що спирається на двовимірний опис багатоступеневого осьового компресора.

2. Набула подальшого розвитку методика визначення геометричних параметрів лопаткових вінців осьового компресора на різних радіусах за обмеженим масивом експериментальних даних про змінення хорди лопаток на середньому радіусі та периферії внаслідок абразивного зносу.
3. Удосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів та характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці шляхом уточнення напівемпіричних залежностей для визначення втрат повного тиску та коефіцієнтів корисної дії ступенів, а також урахування впливу зростання шорсткості поверхонь лопаток і збільшення радіального зазору.

Практичне значення отриманих результатів

1. Розроблений метод розрахункового аналізу впливу абразивного зношування проточної частини компресора на характеристики турбовального газотурбінного двигуна та відповідний комплекс програм забезпечують підвищення обґрунтованості інженерних рішень під час визначення технічного стану двигунів, прогнозування зміни їх експлуатаційних характеристик, оцінки запасів газодинамічної стійкості та прогнозування зростання експлуатаційних витрат, зокрема внаслідок збільшення питомої витрати палива й зменшення питомої потужності.

2. Отримані розрахункові дані щодо просторово-радіальних розподілів параметрів потоку в компресорі (кутів натікання, швидкостей, повної та статичної температури й тиски), а також кількісні показники зміни інтегральних характеристик компресора (ступеня підвищення тиску, ККД і запасів газодинамічної стійкості) дозволяють оцінювати вплив абразивного зношування на ефективність і стійкість роботи компресора, прогнозувати наближення граничних станів і визначати допустимі режими експлуатації.

Упровадження результатів дисертації в науково-дослідницьких роботах, а також в освітньому процесі підтверджено відповідними актами (додаток Б).

Отримані наукові результати можуть бути використані в авіаційній і оборонній промисловості, а також в енергетиці для технічного діагностування та

прогнозування параметрів турбовальних газотурбінних двигунів, що експлуатуються в умовах підвищеного абразивного навантаження. Розроблені методики та програмні засоби призначені для впровадження в системи технічного обслуговування та ремонту авіаційної техніки для оцінки впливу наявного зношування на робочі характеристики двигуна.

Крім того, результати досліджень можуть знайти застосування в навчальному процесі технічних університетів при підготовці фахівців у галузі авіаційного двигунобудування та енергетичного машинобудування.

Ключові слова: турбовальний газотурбінний двигун, осьовий багатоступеневий компресор, абразивний знос, шорсткість поверхні, математичне моделювання, ерозія матеріалу, втрати, дросельна характеристика.

Список публікацій здобувача

Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:

1. Бойко Л. Г., Даценко В.А., Піжанкова Н. В. Визначення дросельної характеристики турбовального ГТД на основі метода математичного моделювання з застосуванням одно- та двовимірних підходів до розрахунку параметрів компресора. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*, 2019, №7/159, С. 21-30. DOI:[10.32620/aktt.2019.7.03](https://doi.org/10.32620/aktt.2019.7.03)

2. Даценко В. А., Дьомін О. Є., Піжанкова Н. В. Визначення положення границі області стійкої роботи осьового багатоступеневого компресора при виконанні розрахункових досліджень. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*, 2020, № 6(166). С. 34-44 DOI:[10.32620/aktt.2020.6.04](https://doi.org/10.32620/aktt.2020.6.04)

3. Даценко В. А. Виявлення впливу шорсткості та радіального зазору на характеристику осьового багатоступеневого компресора. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2024. – №3. – С. 51-58. DOI: [10.32620/aktt.2024.3.04](https://doi.org/10.32620/aktt.2024.3.04)

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

4. Devising a method for calculating the turboshaft gas turbine engine performance involving a blade-by-blade description of the multi-stage compressor in a two-dimensional setting / Бойко Л. Г., Даценко В. А., Дьомін О. Є, Піжанкова Н. В. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021, №4 (8 (112)). С. 59–66. doi: DOI: [10.15587/1729-4061.2021.238538](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238538)

5. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Determining the influence of compressor flow path abrasive wear on the gas turbine engine characteristics. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023, №2 (1 (122)), С. 12–24. doi: DOI: [10.15587/1729-4061.2023.275546](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.275546)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Моделювання втрат у багатоступеневому осьовому компресорі. *Всеукраїнська науково-технічна конференція «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні» ІКТМ – 2018*, тези доповідей, Харків 2018, с.65.

7. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Математичне моделювання процесів у компресорі з використанням одно- та двовимірних підходів. *XXVII міжнародна науково-практична конференція MicroCAD-2019*, тези доповідей, Харків 2019, с. 240

8. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Визначення дросельної характеристики турбовального ГТД на основі метода математичного моделювання з застосуванням одно- та двовимірних підходів до розрахунку параметрів компресора. *XXIV міжнародний конгрес двигунобудівників*, Харків 2019, с. 72.

9. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Моделювання геометричних параметрів лопаточних вінців зношеного компресора. *Тридцять друга всеукраїнська конференція “Нові технології в машинобудуванні”*, Харків 2022, 47-50 стр.. DOI: [10.32620/NLTMB.22](https://doi.org/10.32620/NLTMB.22)

10. Бойко Л.Г., Даценко В.А., Піжанкова Н.В. Особливості проектування високонапірних компресорів малорозмірних ГТД з урахуванням відбору повітря.

Тридцять друга всеукраїнська конференція “Нові технології в машинобудуванні”, Харків 2022, с. 59. DOI: 10.32620/NLTMB.22

11. Даценко В.А Оцінка впливу абразивного зношування компресора на характеристики турбовального газотурбінного двигуна. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – 1882 с.*

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

12. Розробка та удосконалення методів математичного моделювання газотурбінних двигунів, турбомашин та турбоустановок різного призначення: звіт про НДР (заклучн.) / Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»; кер. Л. Г. Бойко (№ держреєстру: 0118U001842). Харків, 2020. 198с.

13. Математичне моделювання газодинамічних процесів та характеристик повітряно-реактивних двигунів, газотурбінних приводів та їх елементів (заклучний) / Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»; кер. О. В. Кіслов; (№ держреєстру: 0121U108283). Харків, 2023. 185 с.

ABSTRACT

Datsenko V. A. Method for Determining the Influence of Abrasive Wear of the Compressor Flow Path on the Gas Turbine Engine Characteristics Using Its Mathematical Model. – Qualification scientific work in manuscript form.

Dissertation submitted for the degree of Doctor of Philosophy in Specialty 142 – Power Engineering (14 – Electrical Engineering).

The work was carried out at the National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, 2026.

Content of the dissertation

The dissertation is devoted to the urgent issue of determining the influence of abrasive wear of a gas turbine engine (GTE), operated under conditions of increased atmospheric dustiness, on its thermogasdynamic parameters and characteristics through mathematical modeling of the processes in the engine and its modules.

Based on the analysis of literature sources, it has been established that the operation of a GTE under dusty atmospheric conditions leads to a deterioration of its parameters: the specific fuel consumption increases, the engine power decreases, and the gas temperature before the turbine rises. It has also been determined that the main factor causing the degradation of the thermogasdynamic parameters of the GTE is the erosive wear of the compressor flow path. Wear of the compressor flow path also results in a shift of its operating modes toward lower mass flow rates and in the approach of the gas-dynamic stability limit to the operating line, which, in turn, leads to a reduction of the engine gas-dynamic stability margin. In this regard, it becomes necessary to identify and predict the influence of abrasive wear of the gas turbine engine flow path on its thermogasdynamic parameters and performance characteristics.

This problem is addressed using computational methods and engine mathematical models with different levels of complexity. The currently existing module-by-module first-level models of gas turbine engines rely on zero-level mathematical models of modules, i.e. those in which their characteristics are set externally in the form of tables (arrays of variables) or generalized dependencies for the module as a whole. For

turbomachinery, these data can be obtained either experimentally or using a library of compressor and turbine performance maps, if available, followed by their scaling according to the values of pressure ratio (or expansion ratio) and mass flow rate at the “design point” of the considered GTE. Abrasive wear in such models is simulated by correction factors applied to the initial parameters of the GTE modules. The disadvantage of applying correction factors is the limited information regarding erosion effects on different types of engines and operating modes. While this approach simplifies the calculations, it inevitably reduces their accuracy.

Second-level models provide for the calculation of the flow thermogasdynamic parameters based on mass-averaged numbers, taking into account the geometric parameters of the flow path and the blade cascades at the mean radius. This level of detail corresponds to the first level of process modeling in engine modules, which makes it possible to carry out a deeper analysis of blade-to-blade channel phenomena in turbomachinery. However, in modern practice of gas turbine engine modeling, second-level mathematical models are applied to a limited extent, due both to the complexity of their development and to the requirements for the availability of input data.

Such calculation methods may have significant advantages compared to methods based on zero-level module models, since they can directly account for changes in the geometric parameters of worn blade rows caused by erosion and, on this basis, model the characteristics of turbomachinery. These approaches make it possible to assess the integral impact of erosive wear on compressor characteristics and on overall engine performance. At the same time, the use of averaged parameters and generalized characteristics does not provide a direct description of the spatial non-uniformity of blade damage along the span, which is a distinctive feature of abrasive wear in the flow path of axial compressors. The consideration of such non-uniformity within one-dimensional models can be achieved by adjusting generalized characteristics based on experimental or statistical data; however, such data are not always available for a specific engine type and operating conditions. This limitation reduces the accuracy of predicting thermogasdynamic parameters and performance characteristics.

Considering that the main factor deteriorating the thermogasdynamic parameters of a gas turbine engine when operating in a dusty atmosphere is the wear of the compressor flow path, a separate line of existing research is devoted to identifying the effect of erosion on the thermogasdynamic parameters and performance map of the compressor. In other words, the object of the study is the influence of changes in compressor parameters.

For the analysis of the flow in the compressor, mathematical modeling methods are used to study the effect of erosion wear on its thermogasdynamic parameters. These methods are based both on the one-dimensional approach (at the mean radius) and on three-dimensional flow calculation methods.

Therefore, the scientific and technical task of developing a method for determining the effect of abrasive wear on the thermogasdynamic parameters of a gas turbine engine is highly relevant. Such a method would enable the prediction of engine performance and characteristics in the presence of module wear, relying on available experimental data on changes in geometric parameters, with primary attention focused on compressor wear.

To address the defined issue, the existing method for calculating the thermogasdynamic parameters and characteristics of a turboshaft gas turbine engine was improved by integrating a two-dimensional approach for describing an axial multistage compressor. This enhancement made it possible to increase calculation accuracy and account for changes in geometric parameters caused by wear. The basis of the engine performance calculation method is a nonlinear mathematical model built on a modular principle, which ensures coordinated interaction of engine module models and their elements within a unified computational framework.

The existing method for calculating the thermogasdynamic parameters and characteristics of an axial multistage compressor in a two-dimensional formulation was improved, which made it possible to increase calculation accuracy and account for changes in geometric parameters along the blade span as a result of abrasive wear, as well as the influence of blade surface roughness and increased radial clearance. Verification of the calculation method for the compressor thermogasdynamic

parameters and characteristics was carried out by comparing the obtained calculation results with experimental data.

To assess the reliability of the GTE mathematical model, the calculation and analysis of the thermogasdynamic parameters of the engine with blade rows and flow path geometry unaffected by abrasive wear were performed. The research object was the turboshaft gas turbine engine TV3-117VMA. The studies were carried out within a range of rotational speeds $\bar{n} = 0,9 - 1,0$. In this case, the bleed valves were closed, and compressor control was performed by adjusting the inlet guide vanes (IGV) and the stator vanes of the first four stages (S1, S2, S3, S4). The compressor performance map, as well as the radial distributions of total temperature, pressure, and other parameters along the flow path behind the blade rows were obtained. It is shown how the flow incidence angles on the rotor blades vary along the blade span. The compressor gas-dynamic stability limit was determined according to the equivalent diffusion factor criterion. The thermogasdynamic parameters and the performance map (throttle characteristic) of the studied turboshaft GTE were calculated. A comparison of the calculated performance maps with experimental data showed satisfactory agreement.

After verification of the method for calculating the thermogasdynamic parameters and characteristics of the GTE, a study was carried out on the effect of erosion wear of the compressor flow path and blade rows on its parameters, as well as on the thermogasdynamic parameters and performance of the engine as a whole.

For this purpose, a methodology was developed to determine the geometric parameters of an axial compressor subjected to abrasive wear, which accounts for changes in the profile chord length, blade profile angles, and stagger angles at different sections along the blade span. Using this methodology, the surfaces of the blade rows and the compressor flow path were modeled, including the profile chords $b = f(R)$, the geometric inlet and outlet angles of rotor blades ($\beta_g = f(R)$) and stator vanes ($\alpha_g = f(R)$), the stagger angles ($\gamma = f(R)$), and others, modified as a result of abrasive wear. At the same time, based on the analysis of literature sources, it was assumed that wear is absent at the hub section.

Analyzing the variation of the geometric parameters of the investigated compressor blade rows, it was found that the sixth stage is subjected to the most intensive wear. According to the review of literature sources, the dust concentration in the peripheral region increases with distance from the compressor inlet. During engine start-up, when the bleed valves are open, a portion of abrasive particles is discharged from the compressor flow path together with the bled air. This, in turn, reduces the intensity of abrasive wear on the blade rows located further downstream in the compressor flow path.

Based on the obtained geometric parameters of the blade rows and the flow path of the compressor subjected to abrasive wear, calculations of its thermogasdynamic parameters and performance maps were carried out. The study was conducted under steady-state operating conditions. In the considered range of rotational speeds, the bleed valves were closed. Compressor control was performed by adjusting the stator vanes (IGV, S1, S2, S3, S4) according to the prescribed engine control law.

An analysis of the thermogasdynamic parameters and the performance map of the worn compressor was carried out. Due to changes in the geometric parameters of the blade rows, the flow pattern around them also changes. In particular, the flow incidence angles on the blade rows increase along the entire blade span, which, in turn, may lead to flow separation from the blade surfaces. It was established that as a result of abrasive wear of the flow path and blade rows, the total temperature behind each stage rises along the entire flow path height. At the same time, the total pressure decreases, with the most significant effect observed in the peripheral region of the flow path. The compressor performance map analysis showed that abrasive wear leads to a reduction in pressure ratio, air mass flow rate, and efficiency. Moreover, the gas-dynamic stability margin shifts considerably toward the operating line.

To analyze the impact of long-term operation of a turboshaft gas turbine engine in a dusty atmosphere on its thermogasdynamic parameters, the engine performance map (throttle characteristic) was calculated. The results revealed that, in addition to a shift of the gas-dynamic stability limit, the operating line on the compressor performance map also shifts. Together, these effects lead to a reduction in the gas-dynamic stability

margin. A comparison between the worn engine and the engine with its original compressor showed that prolonged operation results in decreased specific power and increased specific fuel consumption. At the design operating mode, the worn engine showed a 14% decrease in specific power, a 6.4% relative rise in specific fuel consumption, and an 11.1% absolute reduction in the gas-dynamic stability margin.

The developed calculation method can be used for analyzing and predicting the technical condition of engines operating in high-dust environments.

Further development paths of the proposed method for determining the impact of abrasive wear of the gas turbine engine flow path on its performance have been identified by extending the method to account for the effect of erosion on other engine components.

Scientific novelty of the work:

1) For the first time, a method for the computational assessment of the impact of abrasive wear in the compressor flow path on the performance characteristics of a turboshaft engine has been proposed. The method is based on a component-wise nonlinear mathematical model of the engine and relies on a two-dimensional description of a multistage axial compressor.

2) The methodology for determining the geometric parameters of axial compressor blade rows at different radii based on a limited set of experimental data on the change in blade chord at the mean radius and the tip due to abrasive wear has been further developed.

3) The method for calculating thermogasdynamic parameters and performance characteristics of a multistage axial compressor in a two-dimensional formulation has been improved through the refinement of semi-empirical correlations used to determine total pressure losses and stage efficiency coefficients, as well as by accounting for the effects of increased blade surface roughness and enlarged radial clearance.

Practical significance of the obtained results:

1) The developed method for the computational analysis of the impact of abrasive wear in the compressor flow path on the performance characteristics of a turboshaft gas turbine engine, together with the corresponding software, enhances the substantiation of

engineering decisions in determining the technical condition of engines, forecasting variations in their operational characteristics, assessing gas-dynamic stability margins, and predicting the growth of operating costs, in particular due to increased specific fuel consumption and reduced specific power output.

2) The obtained computational data on the spatial and radial distributions of flow parameters within the compressor (including incidence angles, velocities, total and static temperatures and pressures), as well as quantitative indicators of changes in the integral compressor characteristics (pressure ratio, efficiency, and gas-dynamic stability margins), make it possible to evaluate the effect of abrasive wear on compressor efficiency and stability, to predict the approach to limiting states, and to determine permissible operating regimes.

The implementation of the dissertation results in research activities as well as in the educational process has been confirmed by the relevant official acts (Appendix B).

The obtained scientific results can be applied in the aviation and defense industries for technical diagnostics, parameter forecasting, and modernization of turboshaft gas turbine engines operating under increased abrasive loading. The developed methods and software can be implemented in aircraft maintenance and repair systems to assess the impact of wear on engine performance, as well as in the design procedure of new types of compressors with enhanced erosion resistance. In addition, the research outcomes may be used in the educational process of technical universities for training specialists in the fields of aircraft engine engineering and power engineering.

Keywords: turboshaft gas turbine engine, axial multistage compressor, abrasive wear, roughness, mathematical modeling, material erosion, losses, engine performance map (throttle characteristic).

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ,	22
ВСТУП.....	25
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ТЕХНІЧНИЙ СТАН ДВИГУНА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ. ЕРОЗІЙНЕ ЗНОШУВАННЯ ЯК ОСНОВНИЙ ФАКТОР	34
1.1 Вплив роботи газотурбінного двигуна в умовах запиленої атмосфери на його технічний стан	35
1.2 Аналіз пошкоджень і погіршення параметрів компресора, спричинених ерозією.....	37
1.3. Математичне моделювання зношування проточної частини компресора....	42
1.4. Методи оцінки зміни параметрів газотурбінного двигуна внаслідок абразивного зношування	47
1.5. Висновки до першого розділу.....	50
Література до першого розділу.....	52
РОЗДІЛ 2. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА З МЕТОЮ ВРАХУВАННЯ ЗНОШУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ.....	60
2.1. Основні положення.....	60
2.2. Основні рівняння.....	61
2.3. Математична модель компресора.....	64
2.3.1 <i>Основні положення методу розрахунку термогазодинамічних параметрів та сумарної характеристики компресора</i>	<i>64</i>
2.3.2 <i>Напівемпіричні залежності для аналізу прояву реальних властивостей течії.....</i>	<i>66</i>

2.3.3 Удосконалення методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і сумарної характеристики компресора	71
2.3.4 Межа стійкої роботи компресора	73
2.4. Математичні моделі інших вузлів	74
2.5. Організація обчислювального процесу для розв'язання системи рівнянь ...	76
2.6. Моделювання геометричних параметрів компресора з урахуванням ерозійного зношування	78
2.7. Висновки до другого розділу	87
Література до другого розділу	88
РОЗДІЛ 3. ВЕРИФІКАЦІЯ ТА ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ТВаД З УДОСКОНАЛЕНИМ ДВОВИМІРНИМ ОПИСОМ КОМПРЕСОРА	91
3.1. Об'єкт дослідження	91
3.2. Аналіз течії в компресорі вихідного двигуна	94
3.2.1. Характеристика компресора	94
3.2.2. Зміна параметрів робочого тіла вздовж проточної частини компресора	96
3.3 Аналіз параметрів турбовального двигуна з використанням моделі не зношеного компресора в його системі	100
3.4. Висновки до третього розділу	101
Література до третього розділу	102
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ВПЛИВУ АБРАЗИВНОГО ЗНОШУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ КОМПРЕСОРА НА ЙОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА	103
4.1. Моделювання геометричних параметрів компресора з урахуванням зношування	103

4.2. Результати розрахунку параметрів і характеристики компресора з урахуванням абразивного зношування	108
4.2.1. Аналіз термогазодинамічних параметрів компресора після ерозійного зношування	108
4.2.2. Характеристика компресора, що зазнав абразивного зношування	111
4.3. Вплив абразивного зношування багатоступеневого осьового компресора на параметри турбовального двигуна	113
4.4. Висновки до четвертого розділу	117
4.5. Література до четвертого розділу	118
ВИСНОВКИ	119
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	121
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	124

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ,

Умовні позначення та символи

π^*	– ступінь підвищення або зниження тиску за параметрами загальмованого потоку;
η^*	– ізоентропічний коефіцієнт корисної дії, що визначається за параметрами загальмованого потоку;
n	– частота обертання ротора, об/хв;
z	– кількість ступенів;
G	– масова витрата, кг/с;
L^*	– питома робота, Дж/кг;
k	– показник ізоентропи;
R	– газова стала, Дж/(кг К), радіус, м;
ΔK_y	– запас газодинамічної стійкості;
σ	– коефіцієнт відновлення повного тиску;
C_p	– питома теплоємність при $p = \text{const}$, Дж/(кг К);
N_e	– питома потужність двигуна, кВт;
C_e	– питома витрата палива, кг/(кВт ч);
T	– температура, К;
P	– тиск, Па;
C, W, U	– абсолютна, відносна та колова швидкості, м/с;
α	– геометричні кути лопаток та кути потоку в абсолютному русі, град; коефіцієнт надлишку повітря;
β	– геометричні кути лопаток та кути потоку у відносному русі, град;
γ	– кут установки профіля, град;

c_{\max}	– максимальна товщина профіля, м;
b	– хорда, м;
t	– крок решітки;
$Z_{\text{Л}}$	– число лопаток;
θ	– кут вигину профіля, град;
χ	– кути нахилу дотичних до середньої лінії профілю, град;
Δ	– різниця параметрів;
h	– висота лопатки, м;
D_{eq}	– еквівалентний коефіцієнт дифузорності;
$\Delta r_{\text{заз}}$	– радіальний зазор, м;
ξ	– коефіцієнт втрати повного тиску;
i	– кут натікання, град;
δ	– кут відставання, град;
k_s	– еквівалентна шорсткість.

Індекси

*	– параметри загальмованого потоку;
—	– відносні величини;
p	– «розрахунковий» режим;
Γ	– геометричні параметри;
opt	– оптимальний режим;
$вих$	– вихідні параметри;
$зн$	– параметри, що відповідають зношеному стану;
1	– параметри на вході;
2	– параметри на виході;
$пр$	– зведені параметри;
Π	– повітря;

пит	– питомі параметри;
г	– газ;
ст	– ступінь.

Скорочення

ГТД	– газотурбінний двигун;
ТВаД	– турбовальний двигун;
К	– компресор;
Т	– турбіна;
ТС	– турбіна силова;
КС	– камера згоряння;
ВНА	– вхідний напрямний апарат;
РК	– робоче колесо;
НА	– напрямний апарат;
МСР	– межа стійкої роботи;

ВСТУП

Актуальність теми. Робота газотурбінного двигуна в умовах запиленої атмосфери призводить до зношування елементів проточної частини та, як наслідок, до погіршення його параметрів і характеристик. Збільшується питома витрата палива та зменшується питома потужність двигуна. Для підтримки одного й того ж рівня потужності збільшується температура газу перед турбіною. Крім цього, зношування лопаток призводить до зміщення робочих режимів компресора в бік менших витрат і зміщення межі області стійкої роботи, що, в свою чергу, викликає зниження запасу газодинамічної стійкості компресора.

Найбільшому зношуванню від пилу піддаються вертолітні ГТД, що працюють на малих висотах в найбільш запиленій атмосфері, а також ГТД, що встановлені на бронетанковій техніці. При експлуатації ГТД у таких несприятливих умовах сильнішому зношуванню піддається компресор, а особливо – його лопатки.

Ерозійне зношування елементів проточної частини ГТД висуває цілий ряд проблем перед двигунобудуванням. Головною проблемою є запобігання зношування або його суттєва затримка без помітного погіршення характеристик ГТД. Що стосується лопаток ГТД, це завдання вирішується різними способами - застосуванням зносостійких матеріалів, напилення на лопатки спеціального твёрдосплавного покриття, розробкою пилозахисних пристроїв, спеціальним профілюванням та іншими шляхами.

Другою, не менш важливою проблемою, є проблема надійного контролю зношування елементів проточної частини ГТД з ув'язкою степені зношування вузлів та зміною їх характеристик.

Для контролю степені зношування можуть застосовуватися різні індикатори зношування. Однак, ще немає індикаторів зношування, що добре відображають зношування лопаток робочих коліс і напрямних апаратів компресора, а також

вони не дозволяють оцінити вплив зміни характеристики компресора на параметри двигуна.

Широкого поширення набули роботи, пов'язані з розробкою методів прогнозування впливу абразивного зношування. Ці роботи можна розділити на дві категорії: експериментальні методи дослідження погіршення параметрів компресора та двигуна загалом і методи математичного моделювання впливу ерозії на ці параметри. Нині застосовуються математичні моделі різного рівня складності. Вони дозволяють оперативно проводити розрахункові оцінки впливу відхилення геометричних параметрів проточної частини від номінальних значень на характеристики окремих вузлів і двигуна загалом, а також не вимагають значних фінансових витрат порівняно з експериментом.

Проте існуючі підходи до оцінювання впливу ерозійного зношування на параметри газотурбінного двигуна здебільшого ґрунтуються на використанні одновимірних методів розрахунку термогазодинамічних параметрів вузлів або на застосуванні поправкових коефіцієнтів до номінальних характеристик елементів, що зазнали зношування. Такі підходи дозволяють оцінити інтегральний вплив деградації проточної частини на характеристики компресора та двигуна в цілому.

Водночас у межах одновимірних моделей вплив абразивного зношування, як правило, враховується опосередковано – шляхом коригування осереднених параметрів і узагальнених характеристик на основі експериментальних або статистичних даних. Це не забезпечує прямого врахування просторової нерівномірності пошкоджень лопаткових вінців за висотою, а також змін локальних геометричних параметрів, що є характерною особливістю абразивного зношування осьових компресорів.

Крім того, доступність і повнота експериментальних даних, необхідних для коректного налаштування таких моделей, істотно обмежені для конкретних типів двигунів і умов експлуатації. У результаті одновимірні підходи, основані на розрахунку параметрів за середнім радіусом, хоча й є ефективними для аналізу загальних тенденцій зміни характеристик, не завжди дозволяють з достатньою точністю відобразити вплив ерозійних змін, локалізованих переважно в

периферійній області проточної частини, на термогазодинамічні параметри вузлів і двигуна в цілому.

Окремим напрямом досліджень є математичне моделювання впливу ерозійного зношування безпосередньо на термогазодинамічні параметри компресора, що реалізується як у межах одновимірного підходу (на основі розрахунків за середнім радіусом), так і за допомогою методів просторового моделювання течії. Проте такі дослідження зосереджені виключно на компресорі й не враховують вплив ерозійного зношування на параметри газотурбінного двигуна в цілому, що обмежує їх використання для аналізу його працездатності.

Тому актуальною є науково-технічна задача розробки методу визначення впливу абразивного зношування проточної частини на термогазодинамічні параметри та характеристики газотурбінного двигуна під час його експлуатації в умовах запиленої атмосфери.

Мета й задачі дослідження

Метою дослідження є розробка методу визначення впливу абразивного зношування проточної частини компресора на термогазодинамічні параметри та характеристики газотурбінного двигуна з використанням його математичної моделі. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

1. Виконати аналіз факторів, що впливають на технічний стан газотурбінного двигуна в процесі експлуатації. Здійснити критичний огляд сучасного стану методів, моделей і підходів до прогнозування впливу ерозійного зношування проточної частини двигуна на його термогазодинамічні параметри та характеристики під час експлуатації в умовах запиленої атмосфери.
2. Удосконалити метод розрахунку експлуатаційних характеристик турбовального двигуна, який базується на повузловій нелінійній математичній моделі з використанням двовимірного опису багатоступеневого осьового компресора, з метою урахування ерозійного зношування його проточної частини.

3. Розробити методику визначення геометричних параметрів осьового компресора, що зазнав абразивного зношування.
4. Удосконалити існуючий метод розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці для врахування зміни геометричних параметрів лопаткових вінців унаслідок абразивного зношування, а також впливу шорсткості поверхонь лопаток і збільшеного радіального зазору.
5. Провести верифікацію методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального двигуна з двовимірним описом компресора в його складі: визначити термогазодинамічні параметри та характеристики газотурбінного двигуна з вихідною геометрією проточної частини та порівняти отримані результати з експериментальними даними.
6. Виконати аналіз впливу абразивного зношування елементів проточної частини компресора на термогазодинамічні параметри та характеристики багатоступеневого компресора та турбовального газотурбінного двигуна.

Об'єкт дослідження – термогазодинамічні процеси в проточній частині турбовального газотурбінного двигуна за наявності абразивного зношування проточної частини.

Предмет дослідження – математичні моделі та розрахункові методи, що описують вплив абразивного зношування проточної частини осьового багатоступеневого компресора на термогазодинамічні параметри та характеристики турбовального газотурбінного двигуна.

Методи дослідження

В дисертаційній роботі застосовано методи математичного моделювання робочих процесів у проточній частині газотурбінного двигуна та осьового багатоступеневого компресора, оснований на розв'язанні системи рівнянь газової динаміки з урахуванням умов сумісної роботи вузлів ГТД. Для верифікації отриманих результатів використано дані експериментальних досліджень осьового компресора та турбовального двигуна.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Уперше для розрахункового визначення впливу абразивного зношування проточної частини компресора на характеристики турбовального двигуна, запропоновано метод, оснований на повузловій нелінійній математичній моделі двигуна, що спирається на двовимірний опис багатоступеневого осьового компресора.

2. Набула подальшого розвитку методика визначення геометричних параметрів лопаткових вінців осьового компресора на різних радіусах за обмеженим масивом експериментальних даних про змінення хорди лопаток на середньому радіусі та периферії внаслідок абразивного зносу.

3. Удосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці шляхом уточнення напівемпіричних залежностей для визначення втрат повного тиску та коефіцієнтів корисної дії ступенів, а також урахування впливу зростання шорсткості поверхонь лопаток і збільшення радіального зазору.

Практична цінність отриманих результатів

1. Розроблений метод розрахункового аналізу впливу абразивного зносу проточної частини компресора на характеристики турбовального газотурбінного двигуна та відповідний комплекс програм забезпечують підвищення обґрунтованості інженерних рішень під час визначення технічного стану двигунів, прогнозування зміни їх експлуатаційних характеристик, оцінки запасів газодинамічної стійкості та прогнозування зростання експлуатаційних витрат, зокрема внаслідок збільшення питомої витрати палива і зменшення питомої потужності.

2. Отримані розрахункові дані щодо просторово-радіальних розподілів параметрів потоку в компресорі (кутів натікання, швидкостей, повних і статичних температур та тисків), а також кількісні показники зміни інтегральних характеристик компресора (ступеня підвищення тиску, ККД і запасів газодинамічної стійкості) дозволяють оцінювати вплив абразивного зносу на

ефективність і стійкість роботи компресора, прогнозувати наближення граничних станів та визначати допустимі режими експлуатації.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, висновки й рекомендації, викладені в дисертації та представлені до захисту, виконані особисто автором. У дисертації відсутні результати, що належать співавторам, разом з якими опубліковано наукові праці.

Постановка деяких задач і аналіз результатів в опублікованих наукових працях проводилися разом з науковим керівником або співавторами. У наукових працях, виконаних у співавторстві, здобувачеві належать такі результати: у роботах [1, 4] розроблено метод розрахунку характеристик турбовального газотурбінного двигуна з використанням повузлової математичної моделі, що спирається на двовимірний опис багатоступеневого компресора, виконана верифікація методу шляхом зіставлення з експериментальними даними; у роботі [2] проаналізовано підходи до визначення межі області газодинамічної стійкості компресора розрахунковим шляхом, виконано розрахунок двовимірної течії в осьовому багатоступеневому компресорі, проведено зіставлення розрахункових даних із результатами фізичного експерименту; у роботі [5] розроблено методіку визначення геометричних параметрів проточної частини та лопаткових вінців осьового компресора, що зазнав абразивного зношування, вдосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів та характеристик осьового багатоступеневого компресора у двовимірній постановці, виконано аналіз впливу абразивного зношування елементів проточної частини компресора на термогазодинамічні параметри та характеристики турбовального газотурбінного двигуна.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

В основу дисертаційного дослідження покладено результати робіт, які проводилися автором на кафедрі теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» у рамках держбюджетних тем: «Розробка та удосконалення методів математичного моделювання газотурбінних двигунів, турбомашин та турбоустановок різного

призначення» №ДР 0118U001842, 2020р; «Математичне моделювання газодинамічних процесів та характеристик повітряно-реактивних двигунів, газотурбінних приводів та їх елементів» №ДР 0121U108283, 2023.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційного дослідження доповідались на Всеукраїнській науково-технічній конференції «Інтегровані комп'ютерні технології у машинобудуванні» (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», 2018 р.), XXVII, XXVIII міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Україна, м. Харків, Національний технічний університет «ХПІ», 2019 – 2020 рр.), XXIV міжнародному конгресі двигунобудівників, (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», 2019 р.), XXXII всеукраїнській конференції «Нові технології в машинобудуванні» (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», 2022 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено в 5 статтях, з яких 3 статті входять до переліку наукових фахових видань України [1 – 3], і 2 статті у виданнях, що реферуються в базі даних Scopus [4, 5]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковано в 5 тезах науково-технічних конференцій [6–10] і двох технічних звітах за результатами НДР [11, 12].

Усі положення наукової новизни дисертації отримано автором самостійно. У статтях, що опубліковано в співавторстві, проведення досліджень і аналіз результатів виконано автором особисто; формулювання задач і висновків виконано разом із науковим керівником і частково зі співавторами публікацій; підготовку науково-технічних статей виконано за участю співавторів.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається з анотації на двох мовах, вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і 2 додатків. Загальний обсяг дисертації становить 125 сторінок; на них 54 рисунки та 2 таблиці за текстом; список використаних джерел з 128 найменувань на 14 сторінках; 2 додатки на 5 сторінках.

Література до вступу

1. Бойко Л. Г., Даценко В.А., Піжанкова Н. В. Визначення дросельної характеристики турбовального ГТД на основі метода математичного моделювання з застосуванням одно- та двовимірних підходів до розрахунку параметрів компресора.». *Авіаційно-космічна техніка та технологія*, 2019, №7/159, С. 21-30. DOI: [10.32620/aktt.2019.7.03](https://doi.org/10.32620/aktt.2019.7.03)
2. Даценко В. А., Дьомін О. Є., Піжанкова Н. В. Визначення положення границі області стійкої роботи осьового багатоступеневого компресора при виконанні розрахункових досліджень. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*, 2020, № 6(166). С. 34-44 DOI: [10.32620/aktt.2020.6.04](https://doi.org/10.32620/aktt.2020.6.04)
3. Даценко В. А. Виявлення впливу шорсткості та радіального зазору на характеристику осьового багатоступеневого компресора. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2024, №3. С. 51-58. DOI: [10.32620/aktt.2024.3.04](https://doi.org/10.32620/aktt.2024.3.04)
4. Devising a method for calculating the turboshaft gas turbine engine performance involving a blade-by-blade description of the multi-stage compressor in a two-dimensional setting / Бойко Л. Г., Даценко В. А, Дьомін О. Є, Піжанкова Н. В. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021, №4 (8 (112)). С. 59–66. doi: [DOI: 10.15587/1729-4061.2021.238538](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238538)
5. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Determining the influence of compressor flow path abrasive wear on the gas turbine engine characteristics. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023, №2 (1 (122)), С. 12–24. doi: [DOI: 10.15587/1729-4061.2023.275546](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.275546)
6. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Моделювання втрат у багатоступеневому осьовому компресорі. *Всеукраїнська науково-технічна конференція «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні» ІКТМ – 2018*, тези доповідей, Харків 2018, с.65.
7. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Математичне моделювання процесів у компресорі з використанням одно- та двовимірних підходів. *XXVII міжнародна науково-практична конференція MicroCAD-2019*, тези доповідей, Харків 2019, с. 240

8. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Визначення дросельної характеристики турбовального ГТД на основі метода математичного моделювання з застосуванням одно- та двовимірних підходів до розрахунку параметрів компресора. *XXIV міжнародний конгрес двигунобудівників*, Харків 2019, с. 72.

9. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Моделювання геометричних параметрів лопаточних вінців зношеного компресора. *Тридцять друга всеукраїнська конференція “Нові технології в машинобудуванні”*, Харків 2022, С. 47-50. [DOI: 10.32620/NLTMB.22](https://doi.org/10.32620/NLTMB.22)

10. Бойко Л.Г., Даценко В.А., Піжанкова Н.В. Особливості проектування високонапірних компресорів малорозмірних ГТД з урахуванням відбору повітря. *Тридцять друга всеукраїнська конференція “Нові технології в машинобудуванні”*, Харків 2022, с. 59. [DOI: 10.32620/NLTMB.22](https://doi.org/10.32620/NLTMB.22)

11. Даценко В.А. Оцінка впливу абразивного зношування компресора на характеристики турбовального газотурбінного двигуна. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025*, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – 1882 с.

12. Розробка та удосконалення методів математичного моделювання газотурбінних двигунів, турбомашин та турбоустановок різного призначення: звіт про НДР (заключн.) / Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»; кер. Л. Г. Бойко; викон.: В. А. Даценко та ін. (№ держреєстру: 0118U001842). Харків, 2020. 198 с.

13. Математичне моделювання газодинамічних процесів та характеристик повітряно-реактивних двигунів, газотурбінних приводів та їх елементів (заключний) / Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»; кер. О. В. Кіслов; викон.: В. А. Даценко та ін. (№ держреєстру: 0121U108283). Харків, 2023. 185 с.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ТЕХНІЧНИЙ СТАН ДВИГУНА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ. ЕРОЗІЙНЕ ЗНОШУВАННЯ ЯК ОСНОВНИЙ ФАКТОР

У процесі експлуатації газотурбінного двигуна діють експлуатаційні фактори, які негативно впливають на його роботу. У роботі [1] наведено наступний перелік зареєстрованих експлуатаційних проблем, які призводять до зниження параметрів ГТД:

- ерозія поверхонь лопаток, спричинена попаданням твердих частинок;
- забруднення найдрібнішими частинками пилу, пилком, сольовим туманом, комахами, що осідають на поверхнях лопаток;
- збільшення осьових і радіальних зазорів між лопатками та корпусом через зношування внаслідок попадання твердих частинок;
- поглинання води під час дощу;
- пошкодження сторонніми предметами, спричинені градом, гравієм на злітно-посадковій смузі та потраплянням птахів.

Згідно з роботою [2], до основних експлуатаційних факторів, що погіршують працездатність газотурбінного двигуна, відносять корозію, ерозію та потрапляння сторонніх предметів. Їхній комплексний вплив представлений на рис. 1.1.

У роботах [3, 4] описано наступний вплив пилу на стан ГТД:

- ерозійне зношування лопаток компресора;
- погіршення охолодження турбіни в зв'язку із забрудненням системи повітряного охолодження;
- забруднення паливних форсунок і паливного колектора;
- утворення склоподібних відкладень на соплових лопатках турбіни;
- проникнення пилу в порожнини підшипників і в масляну систему.

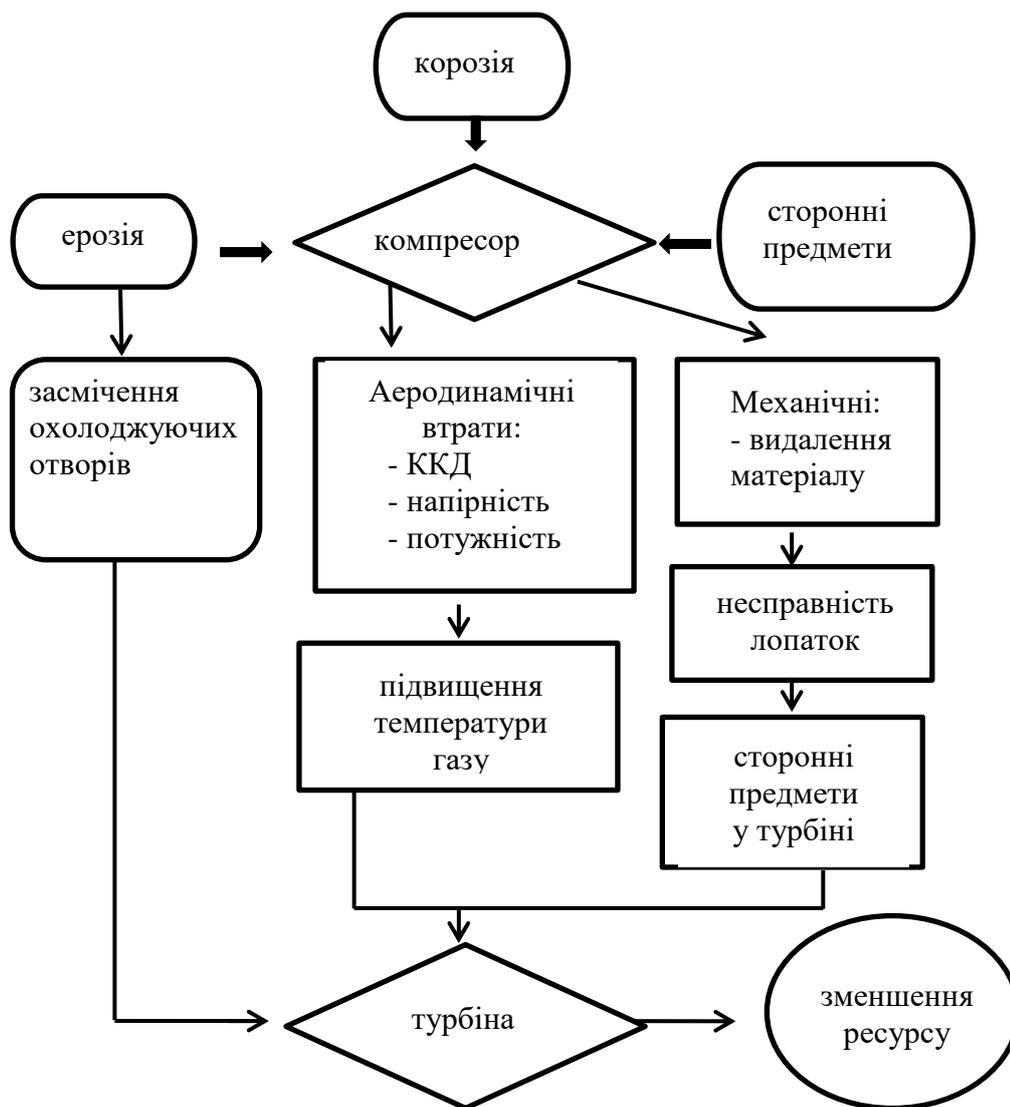


Рис. 1.1 – Спільний вплив ерозії, корозії та попадання сторонніх предметів на роботу двигуна [2]

Основним з перерахованих вище факторів, що згубно впливають на працездатність ГТД, згідно з [5], безсумнівно, є ерозійне зношування проточної частини компресора.

1.1 Вплив роботи газотурбінного двигуна в умовах запиленої атмосфери на його технічний стан

Істотний вплив піску та пилу на працездатність ГТД було виявлено під час експлуатації авіаційної техніки в період воєнних дій у В'єтнамі, Афганістані та Іраку. Найчастіше при виконанні різних завдань авіаційному транспорту

доводиться здійснювати зліт і посадку на ґрунтових злітно-посадкових смугах і майданчиках, а також працювати на малих висотах або зависати над землею в хмарі пилу (див. наприклад, рис. 1.2 відповідно до [6 – 8]).

З такою ж проблемою зіткнулися в період відпрацювання та експлуатації танкових ГТД (танка типу Т-80 у СРСР і танка типу «Абрамс» у США). Цей досвід, а також досвід експлуатації стаціонарних ГТУ, показали, що найсильніше негативному впливу піддається компресор двигуна.



Рис. 1.2 – Експлуатація авіаційного транспорту в умовах запиленої атмосфери

Концентрація пилу поблизу втулки несучого гвинта згідно з [6] може складати $0,05 \dots 0,25 \text{ г/м}^3$. Експлуатація за таких умов неодмінно призводить до погіршення роботи двигуна. Так, у роботі [9] сказано, що втрата потужності та запасу міцності в результаті ерозії лопаток компресора викликали зняття деяких гелікоптерів з експлуатації менш ніж через 20 годин нальоту.

У роботі [10] представлені результати дослідження погіршення характеристик двигуна JT9D і його причин. Дослідження ґрунтується на історичних записах і даних, отриманих від п'яти авіакомпаній, двох виробників планерів і компанії Pratt&Whitney Aircraft за період з початку 1973 р. до кінця 1976 р. На рис. 1.3 представлений передбачуваний розподіл причин погіршення характеристик двигунів при ресурсі до 3500 льотних годин. З рисунку видно, що в 40% двигунів їх параметри знизилися через ерозію проточної частини.

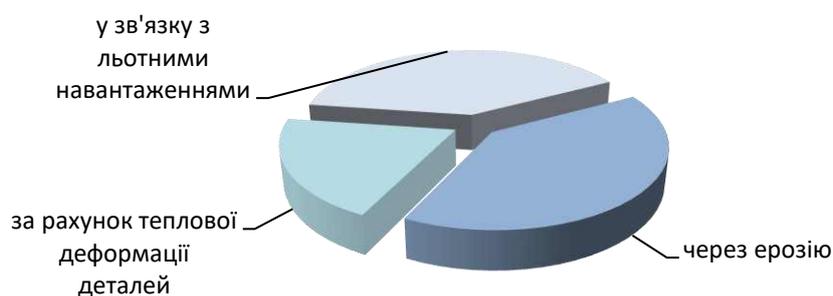


Рис. 1.3 – Передбачуваний розподіл причин погіршення характеристик двигуна JT9D при напрацюванні до 3500 льотних годин

У роботі [11] встановлено, що експлуатація літальних апаратів у зонах з підвищеною запиленістю суттєво знижує працездатність двигуна та може скоротити термін його використання на 50%.

1.2 Аналіз пошкоджень і погіршення параметрів компресора, спричинених ерозією

При роботі ГТД в умовах запиленої атмосфери ступінь пошкодження поверхні робочих і напрямних лопаток компресора, а також інших елементів конструкції залежить від властивостей матеріалу елементів конструкції двигуна (твердості поверхні, чутливості до швидкості деформації, орієнтації та розміру зерен матеріалу, температури поверхні) [12]; від властивостей еродуючих частинок (щільності, розміру, здатності кришитися, твердості, форми та гостроти

кромки) [13, 14]; концентрації частинок у повітрі; сумарної маси частинок, що пройшли через ГТД; від режиму роботи, на якому відбувається потрапляння частинок [15].

Згідно з [16], аналіз впливу на зношування хімічного складу пилу показав, що небезпеку становить вміст у ній найбільш твердих кварцевих сполук, які найсильніше спричиняють еродуючий ефект.

У роботі [17] експериментально досліджено реакцію поверхонь із низьковуглецевої сталі та алюмінію при зіткненні з еродуючими частинками (SiC) з діаметром 120 мкм. Частинки SiC потрапляли в потік стисненого повітря, ударяючись об поверхню з різними швидкостями та кутами. У результаті встановлено, що максимальна швидкість ерозії відбувається при куті 15 град обох матеріалів, а найнижча швидкість ерозії спостерігається при куті удару 90 град обох матеріалів.

Ерозія, згідно з [18], розподіляється на пластичну та крихку. При пластичній ерозії на поверхні лопаток утворюються забоїни. Крихка ерозія викликає появу мікротріщин. У роботі [19] представлено залежність величини ерозії від кута удару для пластичних і крихких матеріалів (рис. 1.4). Пластичні метали, які в дослідженні [17], демонструють пікову ерозію при невеликому куті удару (крива а), тоді як крихкі матеріали виявляють максимальне зношування при зіткненні під прямим кутом (крива б).

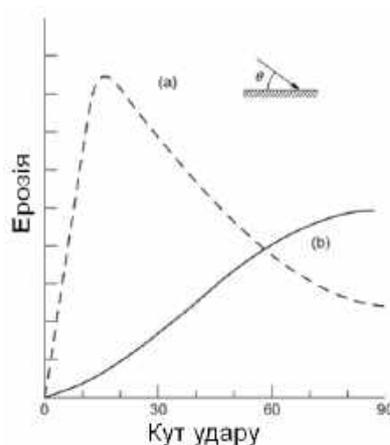


Рис. 1.4 – Залежність величини ерозії від кута зіткнення еродуючих частинок з поверхнею для пластичних (а) і крихких (б) матеріалів

Згідно з [20], частинки розміром менше 10 мкм не мають достатньої енергії, щоб викликати пошкодження. Варто зазначити, що найбільші частинки пилу досить швидко осідають, тоді як дрібніші частинки залишаються в зваженому стані в повітрі тривалий час. Так, при дослідженнях з відбором проб пилу з повітря поблизу до вертольотів Мі-1 і Мі-4 в роботі [21] встановлено, що в районі з піщаним і супіщаним ґрунтом біля поверхні землі вміст великих частинок пилу розміром більше 200 мкм 20%, але на висоті 2-2,5 м від землі – 2-3%.

Відповідно до роботи [13], інтенсивність ерозії прямо пропорційна до концентрації пилу, якщо концентрація складає до 1 г/м³. При подальшому зростанні концентрації зношування уповільнюється через зіткнення абразивних частинок. На рис. 1.5 представлено зміну розподілу концентрації пилу вздовж проточної частини багатоступеневого компресора, наведену в роботі [5]. З рисунка видно, що з віддаленням від входу компресора концентрація зростає в периферійній області. Подібні результати отримано в роботі [22], де межа запиленої зони в міру віддалення від входу в компресор наближається до периферії.

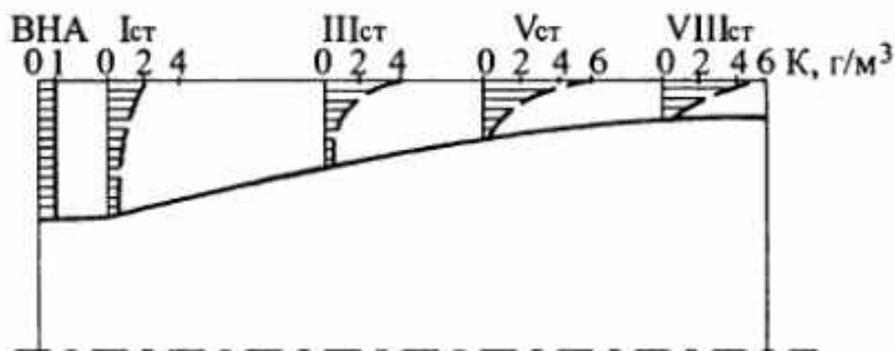


Рис. 1.5 – Концентрація пилу вздовж проточної частини осьового компресора

Такий розподіл пов'язаний із впливом відцентрової сили на більш важкі порівняно з повітрям частинки пилу.

Для кількісної оцінки ерозії найчастіше застосовують параметр E , представлений у роботі [23], який зіставляє видалення матеріалу в результаті ерозії та масу частинки. Одиниця виміру часто виражається в мг металу/г частки:

$$E = \frac{\text{маса видаленого матеріалу}}{\text{маса піщаних частинок}}.$$

Для визначення цього параметру існує безліч залежностей, які в тій чи іншій мірі враховують згадані вище фактори, що впливають на величину ерозії: див., наприклад, [24, 25].

Відповідно до робіт [1, 27, 28], погіршення параметрів і сумарної характеристики компресора внаслідок ерозії пояснюється наступним:

- 1) підвищеною шорсткістю поверхні лопатки;
- 2) збільшенням радіального зазору між робочими лопатками та корпусом компресора;
- 3) зміною товщини вхідної та вихідної кромки лопатки в цілому;
- 4) зменшенням довжини хорди.

Однак, згідно з [29], вплив зміни товщини вздовж профілю має незначний вплив на загальні динамічні характеристики профілю.

У роботі [30] розглянуто вплив зміни кута установки профілю при постійному куті натікання потоку. Тим самим зафіксовано, що зі збільшенням дифузорності в решітках при тих же геометричних параметрах профілю та параметрах потоку інтенсивність ерозійного зношування збільшується.

Шорсткість поверхні істотно впливає на примежовий шар. При низьких числах Рейнольдса (Re) шорсткість відносно нешкідлива, але зі збільшенням числа Рейнольдса примежовий шар стає дуже чутливим до шорсткості: див., наприклад, [31, 32]. У роботі [33] проводилося експериментальне дослідження впливу шорсткості на характеристики осьового компресора. Шорсткість імітувалася шляхом наклеювання наждакового паперу різної зернистості на поверхню лопаток. У результаті встановлено, що величина шорсткості $k_s = 180$ мкм на лопатці призводить до зниження ККД на 13 % і зниження на 30 % ступеня підвищення статичного тиску порівняно з гладкими лопатками. Відповідно до роботи [34], величина шорсткості $k = 0,1-0,25$ мм призводить до зменшення коефіцієнта корисної дії на 3 %, а при збільшенні висоти шорсткості до 0,5 мм ККД зменшується на 8 %. У роботі [35] експериментально встановлено,

що зниження витрати повітря та збільшення втрат в основному пов'язане з шорсткістю на стороні коритця. Однак для чисел Рейнольдса, вищих за 500000, шорсткість спинки додатково знижує ступінь підвищення тиску та збільшує втрати. При випробуваннях статорних лопаток [36] встановлено, що шорсткість викликає вихроутворення в двогранному куті на втулці до 30% висоти лопатки, що призводить до збільшення кута відставання та високих втрат. Подібні результати було отримано в роботі [37], а також виявлено, що коли збільшується тільки шорсткість робочих лопаток, параметри компресора залишаються майже на тому ж рівні, як і в компресора, в якому всі лопатки є шорсткими, що відображає те, що шорсткість поверхні напрямних апаратів мало впливає на працездатність багатоступеневого компресора.

Відповідно до [38], типове значення шорсткості при виробництві лопаток становить $R_a = 0,5-0,6$ мкм, що з використанням кореляції Коха і Сміта [39] дає еквівалентну шорсткість піщинок $k_s = 3,1-3,7$ мкм. У процесі експлуатації при зношуванні лопаток це значення може збільшитися до $k_s = 20$ мкм. У роботах [40, 41] приймається, що шорсткість зношеної лопатки становить $k_s = 40$ мкм.

У роботі [42] запропоновано параметр k^+ , що враховує комплексний вплив шорсткості та числа Рейнольдса. Для значення k^+ нижче 5 втрати практично не залежать від шорсткості (аеродинамічно гладка область), у той час як для $5 < k^+ < 70$ втрати визначаються числом Re і k_s (перехідний режим), а коли k^+ перевищує 70, ефект Re менш важливий, а втрати в основному залежать від k_s .

Суттєві втрати тиску виникають у радіальному зазорі. Ці втрати в основному пов'язані з перетіканням робочого тіла в зазорі між корпусом і лопаткою через різницю тисків на спинці й коритці лопатки (рис. 1.6).

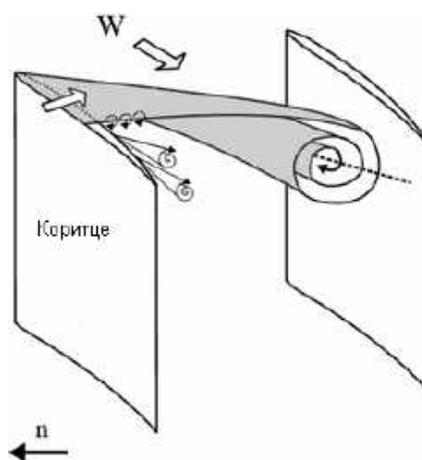


Рис. 1.6 – Перетікання в радіальному зазорі

Однак, реальна картина течії дуже складна, і вплив величини радіального зазору на характеристики ступеня, відповідно до [43], є неоднозначним. За відсутності радіального зазору між кінцевою поверхнею лопатки та торцевою поверхнею виникає відрив. Струмінці, що перетікають через радіальний зазор, призводять до зменшення цього відриву. Таким чином, існує оптимальне значення радіального зазору (наприклад, [44, 45, 46]), при якому втрати тиску в кінцевих областях є мінімальними. Так, у роботі [47] зазначено, що збільшення відносного радіального зазору на 1 % призводить до зниження ККД приблизно на 2 %, а при збільшенні до 3,5 %, відповідно до роботи [48], ступінь підвищення тиску зменшується на 15 %. Також у роботі [49] показано, що, окрім зниження напірності та ефективності, при збільшенні зазору в ступені, спостерігається зменшення запасів газодинамічної стійкості.

1.3. Математичне моделювання зношування проточної частини компресора

Раніше виконані роботи з дослідження ерозійного зношування ГТД умовно можна поділити на дві групи. Це, по-перше, роботи, метою яких є підвищення ресурсу елементів ГТД, що зазнавали зношування. І, по-друге, роботи, присвячені розробці методів контролю та аналізу впливу абразивного зношування елементів проточної частини двигуна, насамперед компресора.

Нині збільшення ресурсу ГТД, що працює в запилених умовах, можна забезпечити двома способами. Це або встановлення пилозахисного пристрою на

вході в двигун (див. наприклад, [50]), або підвищення стійкості до зношування окремих деталей шляхом застосування більш міцних матеріалів або покриттів (див., наприклад, [51]).

Широкого розвитку набули роботи, пов'язані з розробкою методів прогнозування впливу абразивного зношування. Ці роботи можна розділити на дві категорії: експериментальні методи дослідження погіршення параметрів компресора та двигуна загалом і методи математичного моделювання впливу ерозії на ці параметри.

У Національному аерокосмічному університеті «Харківський авіаційний інститут» на кафедрі теорії авіаційних двигунів проводилися експериментальні дослідження з метою аналізу впливу на роботу турбовального ГТД запиленого повітря з використанням спеціального стенду для випробування осьових компресорів [52]. Імітація роботи компресора в умовах запиленої атмосфери виконувалася шляхом подачі на вхід до нього абразивних елементів у вигляді піску та пилу. В результаті, ґрунтуючись на експериментальних даних про випробування різних компресорів, отримано закономірності зношування лопаток і погіршення характеристик цих компресорів при різному дисперсному складі пилу та часу напрацювання.

У роботі [26] для опису зношування лопаток використано параметр K_v : відношення площі зношування лопаток робочих коліс і напрямних апаратів до площі поверхонь лопаток нового компресора. Проведено випробування шестиступеневого компресора. У першому випадку зношування моделювалося шляхом пошкоджень вхідної й вихідної кромки лопатки (рис 1.7, а), а в другому – виконувалося заокруглення лопаток робочого колеса в периферійній області (рис. 1.7, б).

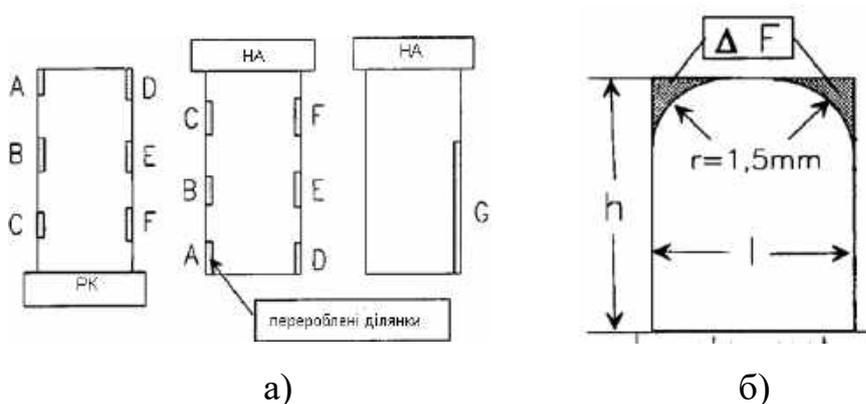


Рис. 1.7 – Моделювання зношування на вхідній і вихідній кромках (а) і в периферійній частині лопатки (б) [26]

У результаті отримано лінійні залежності зміни масової витрати, ККД компресора й запасу стійкості від параметра K_v .

Нині з достатньо високим розвитком можливостей обчислювальної техніки широко застосовуються методи математичного моделювання ерозійного зношування. У роботах [53, 54] представлено методику чисельного моделювання параметрів потоку в проточній частині багатоступеневого осьового компресора з урахуванням зношування лопаток із використанням програмного модуля Ansys CFX. Вплив пилової ерозії на зміну газодинамічних характеристик компресора оцінюється з урахуванням величини зношування хорди в периферійній частині лопаток і величини радіального зазору (рис. 1.8 (а)). Прийнято лінійне зменшення хорди за висотою лопатки, а також, що величини зношування на вхідній та вихідній кромках однакові. Оскільки лопатки робочих коліс зношуються інтенсивніше, зношуванням напрямних апаратів у роботі нехтують.

У роботі [55], ґрунтуючись на методі розрахунку параметрів компресора на середньому радіусі, розробленому на кафедрі теорії авіаційних двигунів ХАІ [56], виконано оцінку впливу ерозії лопаток на сумарні характеристики компресора. Як і в роботі [53] розподіл зношування за висотою лопатки прийнято лінійним, а величини зношування вхідної та вихідної кромки – однаковими (рис. 1.8(б)). Так само прийняті припущення, що максимальна товщина профілю та її положення, форма середньої лінії, кут установки профілю та радіальний зазор не змінюються.

Урахування зношування моделюється зміною геометричних параметрів на середньому радіусі.

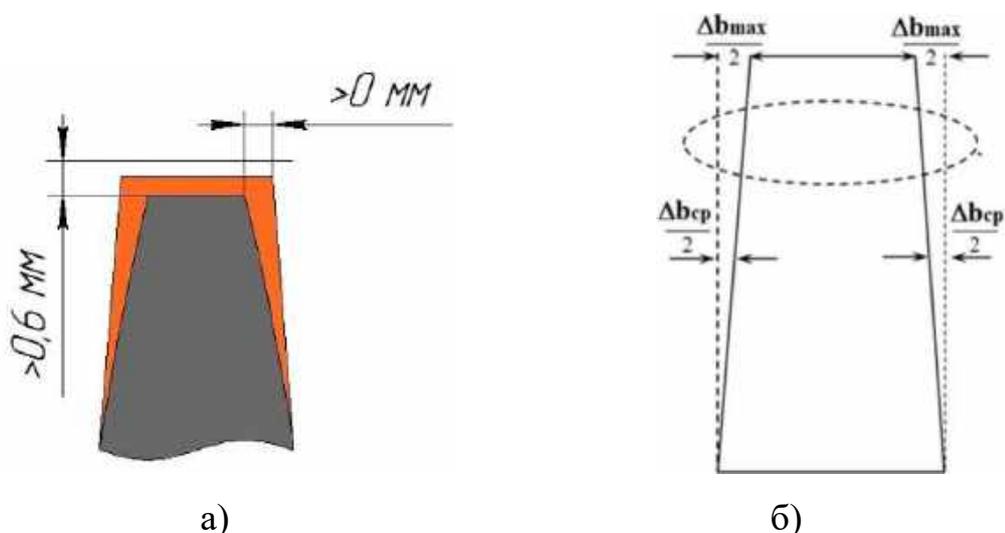


Рис. 1.8 – Модель зношування лопатки РК: а) – [54]; б) – [55]

Варто зазначити, що прийняті моделі зношування в цих роботах не повною мірою відображають реальну картину зношування, тому що ерозія лопаток має нелінійний за висотою характер і інтенсивність зношування вхідної й вихідної кромки різна, що підтверджується роботами [22, 57, 58].

Цей недолік ураховано в роботі [59], де представлена оцінка впливу нелінійного за висотою ерозійного зношування лопатки робочого колеса (рис. 1.9) на характеристики ступеня компресора ГТД вертольота з використанням програмного модуля Ansys CFX.

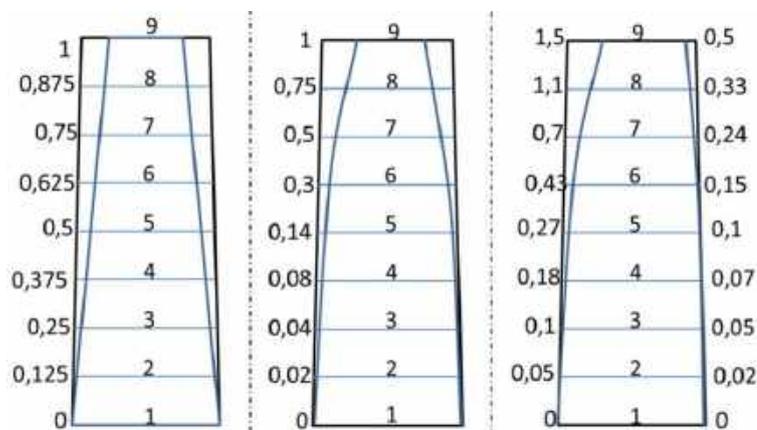


Рис. 1.9 – Моделювання різних видів зношування хорди лопаток робочого колеса

[59]

У результаті встановлено, що результати розрахунків при однаковому зношуванні хорди (2 мм) у периферійному перетині, але з різними розподілами за висотою лопатки істотно відрізняються між собою. Показано, що різниця ККД становить близько 2 %, а напірна характеристика зміщується на 3-5 %.

У роботі [57] для оцінки впливу зношування проточної частини компресора на його параметри також використовується пакет Ansys CFX. Геометричні параметри, необхідні для отримання твердотільних моделей лопаткових вінців компресора, отримано шляхом вимірювання (рис. 1.10).

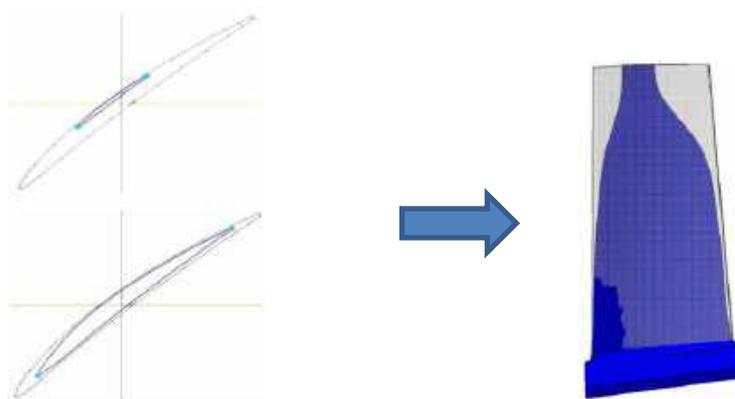


Рис. 1.10 – Зіставлення вихідного та зношеного лопаткових вінців [57]

У роботі [60] для оцінки зміни геометричних параметрів профілів виконувалося препарування зношених лопаток в декількох перетинах по висоті з подальшим створенням шліфів. Для прогнозування змін характеристик багатоступеневого осьового компресора в результаті ерозійного зношування використовувалася двовимірною осесиметрична математична модель.

З представленого вище аналізу способів оцінки впливу зношування лопаток на працездатність компресора видно, що в практиці застосовуються як методи розрахунку параметрів компресора, основані на одновимірному розрахунку на середньому радіусі, так і методи розрахунку просторової течії. Однак варто зазначити, що ці роботи не описують вплив ерозійного зношування на параметри двигуна в цілому.

1.4. Методи оцінки зміни параметрів газотурбінного двигуна внаслідок абразивного зношування

Після проходження через компресор пил і пісок, або вулканічний попіл, відповідно до [61, 62], викликають відкладення та склоподібне нашарування на поверхнях гарячої частини двигуна, у тому числі прилипання частинок до стінок камери згоряння. Однак у дослідженні [63] при аналізі впливу осадження сумішей пилу в гарячій частині двигуна T56 не було виявлено жодних відкладень на стінках камери згоряння. Наявність або відсутність склоподібних відкладень у камері згоряння та турбіні залежить від температури газу в камері згоряння. Так, компанією Calspan Corporation проводилися експериментальні дослідження впливу потрапляння пилу до тракту газотурбінних двигунів [64–67]. Було встановлено, що на двигунах J57, TF33, F107, які мають температуру газу близько 870 °С, немає слідів склоподібних відкладень, на відміну від двигунів F100, F101, F112-WR-100 зі значно вищою температурою газу в камері згоряння.

У свою чергу, згідно з [68], зношування камери згоряння може призвести до зміни температури газів, що виходять (як зменшити, так і збільшити температуру газу). У будь-якому випадку результати небажані, оскільки це призводить або до втрати потужності (недогрівання), або скорочення терміну служби компонентів (перегрівання) двигуна.

Зношування турбіни в результаті попадання в двигун пилу має схожі з компресором прояви. Процес ерозії турбінних лопаток, як і компресорних, відповідно до [69], залежить від траєкторії частинок, швидкості частинок і від кута удару частинки. Однак, головним погіршуючим фактором виходу з ладу турбінних лопаток, згідно з [70], є утворення склоподібних відкладень на поверхнях лопаток. Ці відкладення не тільки призводять до зміни шорсткості, що підвищує втрати, але й можуть у разі зменшити термін експлуатації перших ступенів турбіни через закупорку охолоджувальних отворів.

У роботі [71] погіршення характеристик двигуна в результаті експлуатації моделюється за допомогою зміщення характеристик основних вузлів двигуна

(рис. 1.11) шляхом внесення поправочних коефіцієнтів для параметрів цих вузлів: ступеня підвищення тиску, масової витрати та ККД компресора; ККД камери згоряння; масової витрати, ступеня зниження тиску та ККД турбіни.

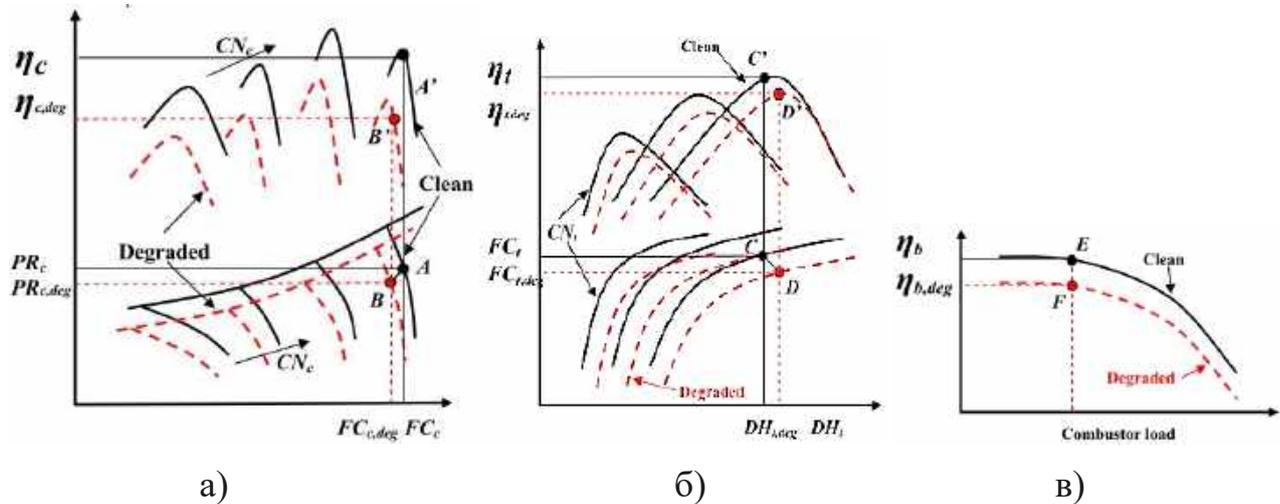


Рис. 1.11 – Зміщення характеристик вузлів двигуна після введення поправок на зношування [71]: а – погіршення характеристики компресора; б – погіршення характеристики турбіни; в – погіршення характеристики камери згоряння;

----- - зношений (Degraded) вузол;
 ————— - вихідний (Clean) вузол.

У роботі [72] для прогнозування зміни працездатності газотурбінного двигуна за часом використовується комерційна програма GasTurb [73]. Характеристики компресора й турбіни в цій програмі вибираються із закладених у базу даних характеристик цих вузлів, а погіршення їх параметрів моделюється шляхом введення поправок до вихідних параметрів незношених компонентів двигуна. Схожу модель представлено в роботі [74]. Одновимірна модель, основана на підході "підсумовування характеристик ступенів", використовується для "масштабування" компресорів, підтримуючи модель двигуна нульового рівня.

У роботах [75, 76] представлено модель двигуна Siemens V94.2, у якій погіршення параметрів моделюється на підставі розрахунку сумарних характеристик компресора та турбіни на середньому радіусі з урахуванням зношування. Слід зазначити, що під зношуванням у цій роботі розуміється

«комбінована модель несправності» (combined fault model) компресора й турбіни. Тобто на погіршення параметрів перших ступенів компресора впливає забруднення, останніх ступенів – ерозія, а на всіх проміжних ступенях існує рівномірна зміна впливу цих чинників. Погіршення сумарних характеристик компресора та турбіни моделюється шляхом введення поправочних коефіцієнтів до ККД та степені підвищення або зниження тиску конкретного ступеня.

В роботі [77] представлена модель двигуна з поступеним описом компресора на середньому радіусі. Однак погіршення характеристик компресора моделюється лише збільшенням шорсткості та радіального зазору. Зміна інших геометричних параметрів компресора в системі двигуна при цьому не розглядається.

Таким чином, існуючі математичні моделі газотурбінного двигуна, в яких враховується вплив абразивного зношування, умовно можна поділити на дві основні категорії. До першої належать моделі, в яких зношування проточної частини враховується шляхом введення поправкових коефіцієнтів до узагальнених характеристик вузлів газотурбінного двигуна без прямого розрахунку змінених термогазодинамічних характеристик. Такі моделі дозволяють оцінити інтегральний вплив деградації елементів проточної частини на параметри двигуна, однак їх точність значною мірою залежить від наявності та повноти експериментальних або статистичних даних.

До другої категорії належать моделі, що передбачають розрахунок характеристик вузлів на середньому радіусі з урахуванням геометричних параметрів лопаткових вінців. Застосування такого підходу забезпечує більш детальний аналіз впливу зміни геометрії проточної частини на робочі процеси в компресорі. Водночас використання осереднених за радіусом параметрів не дозволяє безпосередньо відобразити просторову нерівномірність абразивного зношування, яке для осьових компресорів зазвичай є найбільш інтенсивним у периферійній області проточної частини, що обмежує точність оцінювання зміни термогазодинамічних параметрів і характеристик двигуна.

1.5. Висновки до першого розділу

У результаті представленого аналізу літературних джерел встановлено, що експлуатація ГТД в умовах запиленої атмосфери призводить до суттєвих погіршень параметрів двигуна й може спричинити достроковий ремонт або навіть його зняття з експлуатації. Основним фактором, що впливає на погіршення параметрів двигуна при його експлуатації в умовах запиленої атмосфери, є абразивне зношування проточної частини та лопаткових вінців компресора. Абразивне зношування компресора не тільки призводить до погіршення його характеристики, але й може призводити до прояву нестійкості та виникнення помпажу.

З метою зменшення ерозійного зношування застосовуються різні методи: встановлення пилозахисних пристроїв на вході в двигун, використання абразивно-стійких матеріалів лопаток і покриттів на них. Однак повністю усунути абразивне зношування не вдається.

Проблему аналізу впливу абразивного зношування на параметри та характеристику компресора вирішують шляхом використання різних методів розрахунку його параметрів, що ґрунтуються як на одновимірному розрахунку (розрахунок на середньому радіусі), так і на розрахунку просторової течії.

Для оцінки впливу ерозійного зношування на термогазодинамічні параметри та характеристики ГТД широке застосування отримали методи математичного моделювання. Проте такі математичні моделі ГТД враховують абразивне зношування на підставі методів розрахунку термогазодинамічних параметрів вузлів у одновимірній постановці, або зовсім не розраховують характеристики зношених вузлів, а імітують зношування поправковими коефіцієнтами до вихідних параметрів цих вузлів. Недоліком використання поправкових коефіцієнтів є використання обмеженої статистичної інформації щодо ерозії. Розрахунки при цьому спрощуються, проте втрачається їх точність. Одновимірні методи розрахунку термогазодинамічних параметрів вузлів базуються на використанні осереднених за радіусом характеристик і геометричних параметрів

проточної частини. Такий підхід дозволяє врахувати інтегральний вплив абразивного зношування. Водночас застосування осереднених параметрів не забезпечує безпосереднього опису просторової нерівномірності зношування лопаткових вінців за висотою, яке для осьових компресорів зазвичай є найбільш інтенсивним у периферійній області проточної частини. Це обмежує можливість адекватного відображення впливу локальних геометричних змін на робочі параметри компресора та газодинамічну стійкість двигуна. Для врахування впливу нерівномірності зношування лопаток за висотою, доцільно при побудові моделі ГТД спиратися на розрахунок компресора в двовимірній або просторовій постановці. Однак останній підхід є дуже ресурсно затратним. Тому для побудови відповідної моделі доцільним є використання двовимірного підходу до опису багатоступеневого компресора.

Таким чином, для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Розробити методику визначення геометричних параметрів осьового компресора, що зазнав абразивного зношування.
2. Удосконалити існуючий метод розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці для врахування зміни його геометричних параметрів у результаті абразивного зношування, а також впливу шорсткості поверхонь лопаток і збільшеного радіального зазору.
3. Удосконалити метод розрахунку експлуатаційних характеристик турбовального двигуна, який базується на повузловій нелінійній математичній моделі з використанням двовимірного опису багатоступеневого осьового компресора, з метою урахування ерозійного зношування його проточної частини.
4. Провести верифікацію методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального двигуна з двовимірним описом компресора в його складі: визначити термогазодинамічні параметри та характеристики

газотурбінного двигуна з вихідною геометрією проточної частини та порівняти отримані результати з експериментальними даними.

5. Виконати аналіз впливу абразивного зношування елементів проточної частини компресора на термогазодинамічні параметри й характеристики багатоступеневого компресора та турбовального газотурбінного двигуна.

Література до першого розділу

1. Lakshminarasimha A. N., Boyce M. P., Meher-Homji C. B. Modeling and Analysis of Gas Turbine Performance Deterioration. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1994, Vol. 116, P. 46-52.

2. Saravanamuttoo H. Erosion, Corrosion and Foreign Object Damage in Gas Turbines. *Technical Evaluator's Report. In AGARD-CP-558*; North Atlantic Treaty Organization: Rotterdam, The Netherlands, 1994; p. P.T.1.

3. Добряков Ю. И. Испытания авиационных ГТД на стойкость к воздействию пыли (песка). *Двигатель*. 2011. № 2 (74). 10-12стр.

4. Еникеев Г. Г. Комплексная защита газотурбинного двигателя, эксплуатирующегося в запыленной атмосфере и морской среде / *Вестник УГАТУ* // 2013. № 3. (56). С.41–48

5. Григорьева В. А., Пономарева Б. А. Вертолетные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение. 2007. 490 с.

6. Добряков Ю. И. На земле пыль есть! Проблемы разработки эффективного вертолетного ГТД. *Двигатель*. 2009. № 2.(62). 4-6 с.

7. Электронный ресурс. Режим доступа: <https://www.gov.uk/government/news/3d-technology-helps-helicopters-land-on-sand> (дата звернення 31.10.2022)

8. Электронный ресурс. Режим доступа: <https://carakoom.com/blog/posmotrite-kak-voennyj-samolet-c130j-super-hercules-saditsya-i-vzletaet-priamo-v-pustyne> (дата звернення 31.10.2022)

9. Sirs R. C. The Operation of Gas Turbine Engines in Hot & Sandy Conditions- Royal Air Force Experiences in the Gulf War. *AGARD-CP- 558*, Paper No. 2, May 1994. 358 p.

10. G. P. Sallee. Performance Deterioration Based on Existing (Historical) Data. JT9D Jet Engine Diagnostics Program. *NASA Lewis Research Center Cleveland, Ohio* 44135, 1978, 217p.

11. Wensky T., Winkler L., Friedrichs J. Environmental Influences on Engine Performance Degradation. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*. 2010. GT2010-22748. 6p.

12. Ruff, A. W. and Wiederhorn, S. M. Erosion by Solid Particle Impact. *Treatise on Material Science and Technology*. 1979. Vol. 16. P. 69-126.

13. Перельман, Р. Г. Эрозионная прочность деталей двигателей и энергоустановок летательных аппаратов. М.: Машинобудування. 1980. 245 с.

14. Tabakoff, W. Review Turbomachinery Performance Deterioration Exposed to Solid Particles Environments. *ASME Journal of Fluids Engineering*. 1984. Vol. 106. P. 106-125.

15. Сиротин Н. Н. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей. М.: РИА "ИМ-Информ". 2002. 442 с.

16. Шальман Ю. И. Износ и изменение параметров осевой и центробежной ступеней компрессора при работе на запыленном воздухе *Сб. науч. ст. «Вертолетные газотурбинные двигатели» под ред. Масленникова М. М.* М.: Машинобудування. 1966. 202 с.

17. Subsurface behavior of ductile material by particle impacts and its influence on wear mechanism / Biswas S., Cenna A., Williams K., Jones M. *Procedia Engineering*. 2014. №90. P. 160 – 165.

18. Доброхотов В. Д., Чарний Ю. С., Кравцов Л. Ф. Эрозионный износ газоперекачивающих агрегатов. М: Ротапринт ВНИИЭгаспрома. 1973. 33 с.

19. Hutchings I., Shipway P. Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials. Second Edition Publisher: Elsevier. 2017. 412 p.

20. Kurz, R.; Brun, K. Gas Turbine Tutorial-Maintenance and Operating Practices Effects on Degradation and Life. *In Proceedings of the 36th Turbomachinery Symposium*; Texas A&M University: College Station, TX, USA, 2007. P. 173-186.

21. Гинсбург Л.Е., Никитин Е.И. Исследование запыленности воздуха вблизи вертолетов Ми-1 и Ми-4 в эксплуатационных условиях. *Сб. науч. ст. «Вертолетные газотурбинные двигатели» под ред. Масленникова М. М. М.: Машиностроение. 1966. 202 с.*

22. Кривошеев И.А., Струговец С.А., Камаева Р.Ф. Анализ влияния частиц пыли на параметры ступеней осевого компрессора. *Вестник Воронежского государственного технического университета. 2011. Том 7. № 7. С. 35 - 40.*

23. Schmidt N, Grauer F, Pfitzner J Modelling approach for calculation of leading edge deterioration of fan blades due to erosion during the engine pre-design process *ISABE-2017 conference. September 2017. paper No.21385. 18p.*

24. Meng H.C., Ludema K.C. Wear models and predictive equations: their form and content. *WEAR. 1995. 181-183. P. 443-457.*

25. Solid particle erosion behaviour and protective coatings for gas turbine compressor blades—a review. / Alqallaf J.; Ali N.; Teixeira J. A.; Addali A. *Processes. 2020. №8 (984). 42 p. doi:10.3390/pr8080984.*

26. Schmucker J. Performance Deterioration of Axial Compressors Due to Blade Defects. *AGARD CONFERENCE PROCEEDINGS 558: «Erosion, Corrosion and Foreign Object Damage Effects in Gas Turbines».* May 1994. Paper No. 16. 358p.

27. Hamed, A.; Tabakoff, W.; Singh, D. Modeling of Compressor Performance Deterioration Due to Erosion. *Int. Journal Rotating Machine. 1998. №4. p. 243–248.*

28. Kurz R., Brun K., Wollie M. Degradation Effects on Industrial Gas Turbines *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air. 2008. GT2008-50020. 12p.*

29. Interpretation of Gas Turbine Response Due to Dust Ingestion / Batcho P. F., Moller J. C, Padova C, and Dunn M. G. *Asme Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1987. Vol. 109. pp. 344-352.*

30. Tabakoff W., Balan C. Compressor cascade performance deterioration caused by sand ingestion. *NASA CR 168067*. 1982. 67p.
31. Schreiber H., Steinert W., Kusters B. Effects of Reynolds Number and Free-Stream Turbulence on Boundary Layer Transition in a Compressor Cascade *Journal of Turbomachinery*. 2002. Vol. 124. P. 1-9.
32. Leipold R., Boese M., Fottner L. The influence of technical surface roughness caused by precision forging on the flow around a highly loaded compressor cascade *Journal of Turbomachinery*. 2000. 122 (3). P. 416-424.
33. Bammert K. Woelk G. The influence of the blading surface roughness on the aerodynamic behavior and characteristic of an axial compressor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1980. №2(102). P. 283–287.
34. Дорошенко Е. В. Вплив абразивного зношування лопаток на ефективність лопаткового вінця ступені осьового компресора. *Проблеми тертя та зношування*. 2016. № 2. С. 56-61.
35. Effects of Reynoldsnumber and surface roughness magnitude and location oncompressor cascade performance / Back S. C, Hobson G. V, Song S. J, Millsaps K. T. *Journal of Turbomachinery*. 2012. 134(5). p.1–6.
36. Gbadebo S. A., Hynes T. P., Cumpsty N. A. Influence of surface roughness on three-dimensional separation in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*. 2004. Vol. 126. p.455-463.
37. The Influence of Geometry Deformation on a Multistage Compressor / Teng X., Chu W., Zhang H., Liu K., Li J. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2018. GT2018-75935. 12p.
38. The Effect of Ultrapolish on a Transonic Axial Rotor / Roberts W. B., Thorp S., Prahst P. S., Strazisar A J. *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2005. GT2005-69132. 7p.
39. Koch C. C., Smith L. H. Loss Sources and Magnitudes in Axial low Compressors. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1976. № 98, P. 411–424.

40. Performance evaluation of non-uniformly fouled axial compressor stages by means of computational fluid dynamic analyses / Aldi N., Morini M., Pinelli M., Spina P. R., Suman A., Venturini M. *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2013. Paper GT2013-95580, 11p.

41. Numerical Analysis of the Effects of Surface Roughness Localization on the Performance of an Axial Compressor Stage / Aldi N., Morini M., Pinelli M., Spina P. R., Suman A., Venturini M. *Energy Procedia*. 2014. №45. p.1057 – 1066. doi:10.1016/j.egypro.2014.01.111

42. Schlichting H., Gersten K. *Boundary-Layer Theory*. Ninth Edition. Berlin, Publisher: Springer-Verlag. 2017. 814p.

43. Xuemin Y., Jiankun Z., Chunxi L. Effect of blade tip pattern on performance of a twin-stage variable-pitch axial fan *Energy. March*. 2017. No. 126. pp. 535-563.

44. Wennerstrom A.J. Experimental study of high-through flow transonic axial compressor stage. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1984. Vol. 106. P. 552-560.

45. Influence of Tip Clearance on Flow Characteristics of Axial Compressor / Song M., Xie H., Yang B., Zhang S. *Processes*. 2020. No. 8 (1445), 20p.

46. Compressor Efficiency Variation With Rotor Tip Gap From Vanishing to Large Clearance / Sakulkaew, S., Tan, C., Donahoo, E., Cornelius, C., Montgomery, M. *Proceedings ASME Turbo Expo*. Paper GT2012-68367. 14p.

47. Нечаев Р. М., Федоров Р. М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Т.1. М: Машиностроение, 1977. 312с.

48. Kurz R., Brun K. Degradation in Gas turbine Systems *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2001. Vol. 123. P. 70-77.

49. Aerodynamic Effects in a Transonic Compressor With Nonaxisymmetric Tip Clearance / Jüngst M., Liedtke S., Schiffer H. P., Becker B. *Proceedings ASME Turbo Expo*. Paper GT2018-75404. 13p

50. Przybyła, B.S., Przysowa, R. and Zapałowicz, Z. Implementation of a new inlet protection system into HEMS fleet. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*. 2019. Vol. 92 No. 1, pp. 67-79. DOI: 10.1108/AEAT-11-2018-0289

51. Corrosion mechanism investigation of TiN/Ti coating and TC4 alloy for aircraft compressor application / Sun Z., He G., Meng Q., Li Y., Tian X. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2020. Vol. 33 No 6, pp 1824–1835. DOI: 10.1016/j.cja.2019.08.015.

52. Бусургин А. В., Егорова А. И., Ершов В. Н. Стенд для испытания осевых компрессоров на базе турбовального. *Энергетическое машиностроение*. 1978. Вып. 25. С. 85-90.

53. Двірник Я.В., Павленко Д.В. Влияние пылевой эрозии на газодинамические характеристики осевого компрессора ГТД *Вісник двигунобудування*. 2017. № 1. С. 56–66.

54. Двірник Я.В., Павленко Д.В. Методика моделирования течения потока в осевом компрессоре ГТД численным методом. *Вісник двигунобудування*. 2014. № 1. С. 34–40.

55. Баришева Є. С., Дьомін О. Є., Зеленський Р. Л. Моделювання характеристик багатоступеневого осьового компресора авіаційного двигуна з урахуванням ерозійного зносу лопаток. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2017. № 6 (141). С. 58–64.

56. Бойко Л. Г., Дьомін О. Є., Піжанкова Н. В. Метод розрахунку термогазодинамічних параметрів турбувального газотурбінного двигуна на основі повінцевого опису лопаткових машин. Частина II. Визначення параметрів ступенів та багатоступеневих компресорів. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2019. № 1(153). С. 18–28.

57. Гумеров А. В., Акмалетдинов Р. Г. Моделирование эрозионного износа лопатки компрессора *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2011. №3(27). С. 233 – 239.

58. Двірник Я.В., Павленко Д.В. Оценка предельного состояния лопаток компрессора вертолетных ГТД по частоте собственных колебаний. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2016. № 7 (134). С. 79–83.

59. Потапов В. А., Санько А. А. Моделирование характеристик многоступенчатого осевого компрессора турбовального газотурбинного двигателя

с учётом нелинейности эрозионного износа его лопаток. *Научный Вестник МГТУ ГА*. 2020. Том 23, № 05 С.39-53.

60. Беляев Д. В., Пикула Э. Р., Талызина В. С. Оценка деформации характеристик осевого компрессора в условиях длительной эксплуатации. *Изв. вуз. Авиационная техника*. 1993. №1. С.50-54.

61. Venti M., Lekki J., Loy-Kraft G. Vehicle Integrated Propulsion Research (VIPR) III Volcanic Ash Environment (VAE) Preliminary Visual and Teardown Observations. *NASA Technical Reports*. 2016. TN30644, 34p.

62. Hamed A., Tabakoff W., and Wenglarz R. Erosion and deposition in turbomachinery. *Journal Propulsion and Power*. 2006. Vol. 22, no. 2. P. 350–360.

63. Deposition of Volcanic Materials in the Hot Sections of Two Gas Turbine Engines / Kim J., Dunn M. G., Baran A. J., Wade D. P., and Tremba E. L. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1993. Vol. 115, no. 3, P. 641–651.

64. Dunn, M.G. Performance Deterioration of a Second F100 Turbofan Engine Upon Exposure to a Simulated Nuclear Dust Environment. 1991. Technical Report No. DNA-TR-90-72-V3.

65. Dunn, M.G. Influence of Ingested Nuclear Cloud Dust and Overpressure Waves on Gas Turbine Engine Behavior. 1993. Technical Report No. DNA-TR-93-2. 107 p.

66. Baran A.J., Dunn M.G. The Response of a Second F112-WR-100 Advanced Cruise Missile Engine to a Dust-Laden Environment. 1995. Technical Report No. DNA-TR-94-46. 141 p.

67. Baran A.J., Dunn M.G. The Response of a YF101-GE-100 Engine to a "Most Probable" Nuclear Dust Environment. 1993. Technical Report No. DNA-TR-92-121. 231p.

68. Zachary J. Assessing Performance Degradation in Gas Turbines for Power Applications: A Challenging Task *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2007. Paper GT2007-27976. 9p.

69. Mazur Z, Campos-Amezcuca R, and Campos-Amezcuca A. Numerical simulation of erosion in modified nozzles of axial flow turbine. *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2006. Paper GT2006-90027. 9p.

70. Cosher H.R., Dunn M.G. Comparison of the Sensitivity to Foreign Particle Ingestion of the GE-F101 and P/W-F100 Engines to Modern Aircraft Engines *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2016. Paper GT2016-56052. 11p.

71. Li Y. G. Gas Turbine Performance and Health Status Estimation Using Adaptive Gas Path Analysis *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2009, Paper GT2009-59168. 13p.

72. Freire R.L.A., Barbosa J.R. Development and Validation of a Methodology for Stationary Gas Turbine Performance Prognostic *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2013. Paper GT2013-95916. 10p.

73. GasTurb Program, режим доступу: <http://www.gasturb.de> (дата звернення 15.03.2021)

73. Aretakis N., Roumeliotis I., Mathioudakis K. Performance Model “Zooming” for In-Depth Component Fault Diagnosis *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2010. Paper GT-2010-23262. 11p.

74. Hosseini S.H.R., Khaledi H., Soltani M.R. New Model Based Gas Turbine Fault Diagnostics Using 1D Engine Model and Nonlinear Identification Algorithms / *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2009. Paper GT2009-59439. 11p.

75. Rezasoltani M., Khaledi H., Hosseini S.H.R. Effect of Aging on operating conditions and Dynamic Behavior of Gas Turbine engines. *1st National Conference of Thermal Power plants. Tehran, Iran*. 2009, 9p.

76. Axial Compressor Degradation Effects on Heavy Duty Gas Turbines Overall Performances / Astrua P., Cecchi S., Piola S., Silingardi A., Bonzani F. *Proceedings ASME Turbo Expo*. 2013. Paper GT2013-95497. 11p.

РОЗДІЛ 2. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА З МЕТОЮ ВРАХУВАННЯ ЗНОШУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

2.1. Основні положення

Згідно з наведеними в першому розділі даними експериментальних досліджень, найбільшому впливу пилової ерозії в газотурбінному двигуні піддається осьовий компресор. Саме цей вузол найсильніше зношується та має основний вплив на погіршення параметрів усього двигуна. У зв'язку з цим опис компресора в системі двигуна вимагає підвищеної деталізації.

На сьогоднішній день для опису процесів у двигуні поширилися методи математичного моделювання. Математична модель ГТД являє собою сукупність рівнянь, умов і обмежень, прийнятих для опису реальних фізичних процесів у двигуні, з яких одна частина відображає умови спільної роботи основних вузлів і елементів, а інша частина описує їх властивості та характеристики.

Відповідно до [1], за рівнем моделювання математичні моделі можуть бути класифіковані наступним чином: моделі нульового, I, II, III рівнів. На нульовому рівні моделювання двигун сприймається як «чорний ящик». Такі моделі пов'язують основні параметри ГТД із зовнішніми умовами або режимами роботи за допомогою формальних залежностей (таблиць, апроксимуючих функцій). Отже, тип двигуна, його конструкція та параметри не впливають на вигляд математичної моделі. Вихідною інформацією є характеристики двигуна, а вхідною – параметри, що визначають режим роботи, які включають закони регулювання й зовнішні умови.

На першому рівні використовують систему «чорних ящиків», кожен з яких лише на рівні характеристик описує один або декілька вузлів двигуна. Геометричні розміри проточної частини в цих моделях явно не фігурують, вони враховані в характеристиках вузлів.

Для вирішення завдання аналізу впливу абразивного зношування проточної частини та лопаткових вінців компресора на характеристики двигуна моделі нульового та першого рівня не підходять, тому що в їх складі відсутні математичні моделі вузлів або вони представлені формальним описом їх характеристик і не розкривають фізичну сутність процесів, які протікають в окремих ступенях.

На другому рівні моделювання вузли турбокомпресорної групи деталізовані поступенево або по лопаткових вінцях у одновимірній постановці. При цьому протікання робочого тіла через решітку лопаткових вінців описується рівняннями балансу витрат і потужностей з урахуванням зміни швидкості на середньому діаметрі кожного ступеня або кожного лопаткового вінця. Однак, для аналізу впливу абразивного зношування такі моделі мають обмежену точність, оскільки течія розглядається тільки на середньому радіусі, а абразивне зношування більшою мірою проявляється в периферійній області.

На третьому рівні моделюється двовимірна течія робочого тіла в проточній частині лопаткових машин.

Для деталізації та аналізу робочих процесів у турбовальному двигуні, що зазнав абразивного зношування, в цій роботі застосовано метод розрахунку параметрів ГТД [2], в основу якого покладено нелінійну математичну модель турбовального ГТД із повінцевим описом багатоступеневого компресора в двовимірній постановці.

2.2. Основні рівняння

При побудові математичної моделі ГТД використано модульний принцип, який передбачає створення системи взаємопов'язаних та взаємодіючих між собою моделей вузлів (вхідного пристрою, компресора, камери згоряння, турбіни, вихідного пристрою) та їх елементів.

На рис. 2.1 показано блок-схему розрахунку параметрів ГТД.

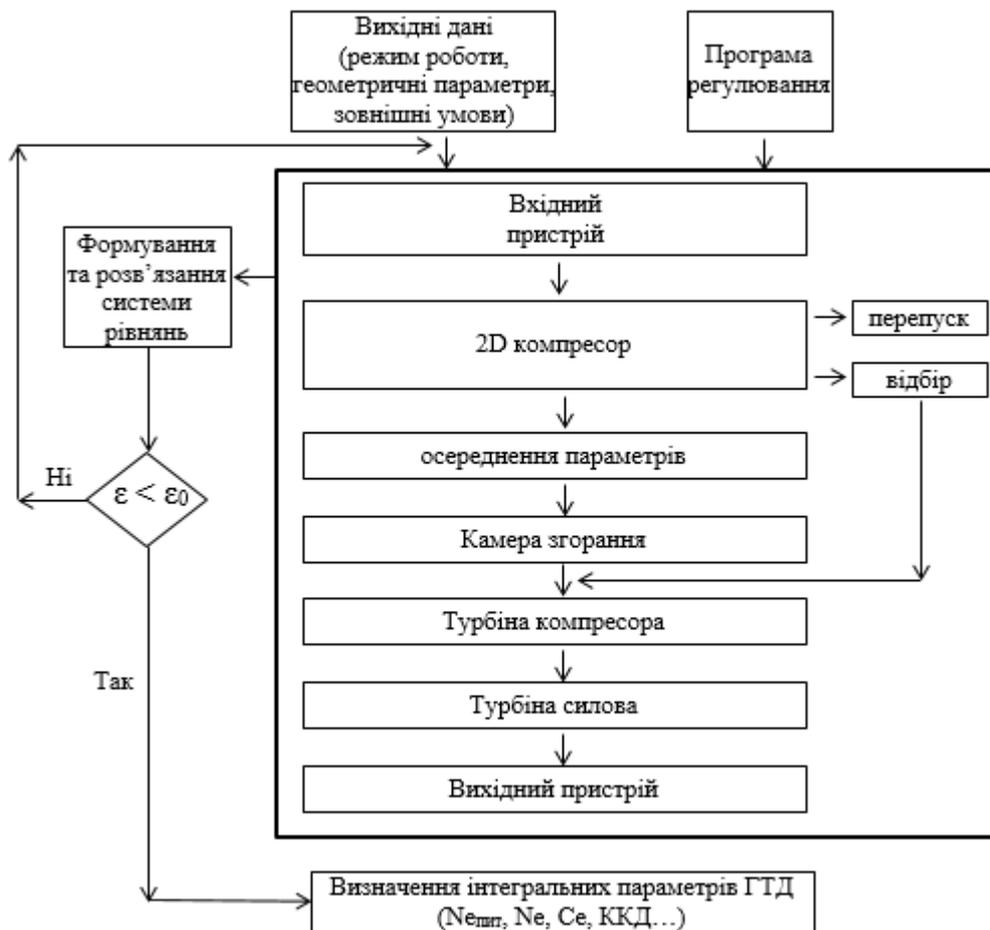


Рис. 2.1 – Блок-схема методу розрахунку термогазодинамічних параметрів турбовального газотурбінного двигуна з двовимірним описом компресора

Особливістю представленого підходу є двовимірний опис осьового компресора в системі двигуна. Інші блоки представлено узагальненими характеристиками.

При відомій геометрії проточної частини, атмосферних умовах і прийнятому законі регулювання визначення інтегральних параметрів двигуна зводиться до пошуку незалежних змінних, які дозволяють визначити термогазодинамічні параметри в характерних перетинах двигуна при виконанні умови спільної роботи турбокомпресорної групи.

Так, одновальний ГТД з вільною турбіною однозначно може бути описаний математичною моделлю при заданій програмі регулювання з наступним набором незалежних змінних: кутова координата точки на напірній лінії характеристики

компресора при постійних обертах X , зведена частота обертання ротора газогенератора $n_{\text{пр}}$, коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння $\alpha_{\text{кз}}$, ступінь зниження повного тиску в турбіні компресора $\pi_{\text{т}}^*$ і ступінь зниження повного тиску в силівій турбіні $\pi_{\text{тс}}^*$.

У свою чергу, умови спільної роботи елементів одновального ТВаД однозначно задаються наступним набором рівнянь:

– баланс витрат робочого тіла через компресор і турбіну компресора:

$$G_{\text{II}}(1 - \bar{G}_{\text{Від}} - \bar{G}_{\text{ОХОЛТК}} - \bar{G}_{\text{пер}} + q_{\text{Пал}}) - G_{\text{ГТК}} = 0;$$

– баланс витрат робочого тіла через компресор і силову турбіну:

$$G_{\text{II}}(1 - \bar{G}_{\text{Від}} - \bar{G}_{\text{ОХОЛТК}} - \bar{G}_{\text{пер}} + q_{\text{Пал}}) - G_{\text{ГТС}} = 0;$$

– баланс потужностей компресора та турбіни компресора:

$$G_{\text{II}} L_{\text{к}}^* - G_{\text{ГТК}} L_{\text{тк}}^* \eta_{\text{М}} = 0.$$

Відсутні рівняння для складання системи та пошуку незалежних змінних можна отримати, задавши закон регулювання двигуна.

Таким чином, система рівнянь має наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{\text{II}}(1 - \bar{G}_{\text{Відб}} - \bar{G}_{\text{ОХОЛТК}} - \bar{G}_{\text{пер}} + q_{\text{Пал}}) - G_{\text{ГТК}} = 0 \end{array} \right. \quad (2.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{\text{II}}(1 - \bar{G}_{\text{Відб}} - \bar{G}_{\text{ОХОЛТК}} - \bar{G}_{\text{пер}} + q_{\text{Пал}}) - G_{\text{ГТС}} = 0 \end{array} \right. \quad (2.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{\text{II}} L_{\text{к}}^* - G_{\text{ГТК}} L_{\text{тк}}^* \eta_{\text{М}} = 0 \end{array} \right. \quad (2.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\text{вих.пр.}} - F_{\text{вих.пр.з.}} = 0 \end{array} \right. \quad (2.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{\text{Г}}^* - T_{\text{Г.з.}}^* = 0 \text{ або } \bar{n}_{\text{ГГ}} - \bar{n}_{\text{ГГ.з.}} = 0 \end{array} \right. \quad (2.5)$$

У цій системі рівнянь:

- 1 рівняння – баланс витрат через компресор і турбіну компресора;
- 2 рівняння – баланс витрат через компресор і турбіну силову;
- 3 рівняння – баланс потужностей на валу газогенератора;
- 4 рівняння – умова незмінності площі вихідного пристрою;
- 5 рівняння – умова регулювання шляхом зміни температури газу $T_{\text{Г}}^*$ або зведеної частоти обертання ротора газогенератора $\bar{n}_{\text{ГГ}}$.

Ця система рівнянь дозволяє визначити незалежні змінні (X , $n_{\text{пр}}$, $\alpha_{\text{кз}}$, $\pi_{\text{т}}^*$, $\pi_{\text{тс}}^*$), тобто режим роботи кожного вузла та двигуна в цілому.

2.3. Математична модель компресора

Моделювання осьового компресора в системі двигуна зводиться до визначення змінних X і $n_{\text{пр}}$, що однозначно задають положення робочої точки на характеристиці компресора:

$$\begin{cases} \pi_{\text{к}}^* = f(X, n_{\text{пр}}), \\ \eta_{\text{кз}}^* = f(X, n_{\text{пр}}), \\ G_{\text{пр}} = f(X, n_{\text{пр}}). \end{cases} \quad (2.6)$$

Таким чином, отримавши значення X і $n_{\text{пр}}$ при відомих параметрах повітря на вході ($T_{\text{в}}^*$, $P_{\text{в}}^*$) однозначно визначаються параметри компресора: ступінь підвищення повного тиску $\pi_{\text{к}}^*$ і ККД при заданій частоті обертання та витраті повітря, а також термогазодинамічні параметри робочого тіла на виході з компресора.

У свою чергу, для визначення співвідношень (2.6) використовується метод перевірного розрахунку термогазодинамічних параметрів і сумарної характеристики компресора у двовимірній постановці.

2.3.1 Основні положення методу розрахунку термогазодинамічних параметрів та сумарної характеристики компресора

Для визначення термогазодинамічних параметрів осьових компресорів і аналізу структури потоку використовується метод перевірного розрахунку в двовимірній постановці. Метод дозволяє визначати структуру течії та сумарні характеристики багатоступеневого компресора та окремих його елементів. Його

застосування дає змогу аналізувати узгодженість роботи лопаткових вінців на різних режимах і оцінювати вплив зміни геометричних параметрів.

На рис. 2.2 представлено схему проточної частини осьового багатоступеневого компресора, що має Z ступенів.

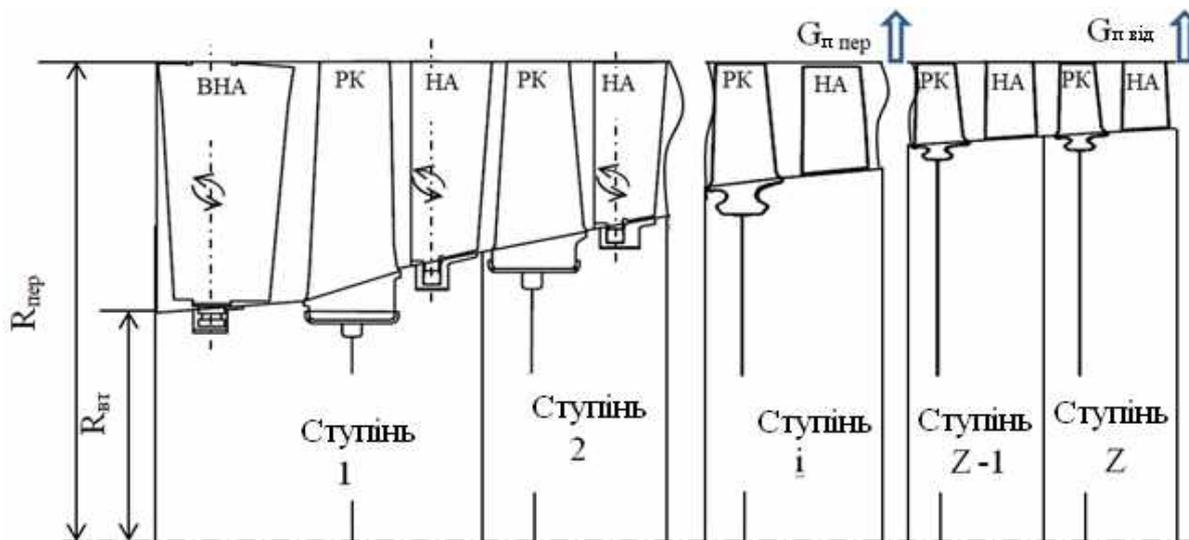


Рис. 2.2 – Схема проточної частини багатоступеневого осьового компресора

За основу взято метод, описаний у роботі [3]. Він призначений для визначення радіальної структури течії в зазорах між лопатковими вінцями, а також інтегральних параметрів течії в багатоступеновому компресорі в широкому діапазоні стаціонарних режимів за витратою й частотою обертання. Метод дозволяє наближено враховувати ефекти турбулентного перенесення параметрів потоку в радіальному напрямку, а також формування торцевих прикордонних шарів з урахуванням підведення енергії з ядра потоку та їх впливу на течію в ядрі потоку.

Для виконання розрахунку проточна частина розбивається на струмінці току. Характеристики решіток профілів, розташованих на різних радіусах, визначаються з використанням напівемпіричних залежностей.

Зниження витрати повітря через ступінь призводить до збільшення кутів натікання на лопатки, зростання втрат. При досягненні критичних значень кутів натікання виникають зривні явища в окремих перетинах лопаткового вінця. У

разі, коли більшість елементарних перетинів вінця працює на режимах зриву, передбачається, що ступінь загалом досяг межі області стійкої роботи.

Зі збільшенням витрати в окремих решітках, розташованих на різних радіусах, можуть бути досягнуті критичні значення швидкості течії, такі перетини прийнято вважати «замкненими». У цьому випадку витрата робочого тіла перерозподіляється між рештою перетинів. Якщо більшість прохідних перетинів «замкнена», ступінь загалом вважається «замкненим».

Сумарні параметри ступеня (ступінь підвищення тиску та ККД) можуть бути визначені шляхом інтегрування параметрів потоку по радіусу з використанням законів збереження маси, енергії та ентропії в осередненій течії. Аналогічно визначаються значення π_k^* і ККД для багатоступеневого компресора в цілому на кожному з досліджуваних режимів.

У якості вихідних даних для розрахунку задаються наступні параметри:

- форма проточної частини;
- геометричні параметри лопаткових вінців за висотою лопатки (геометричні кути лопаток на вході та виході як функції відповідного радіуса $\beta_{r1}(\alpha_{r1}) = f(R)$, $\beta_{r2}(\alpha_{r2}) = f(R)$, кут установки профілю γ , хорда профілю $b = f(R)$, максимальна товщина профілю $c_{\max} = f(R)$, форма середньої лінії профілю, число лопаток Z_l , радіальний зазор $\Delta r_{\text{заз}}$, та ін);
- режим роботи компресора (частота обертання ротора та витрата повітря);
- умови на вході в проточну частину компресора (повний тиск P^* і повна температура T^*), розподілені за радіусом.

2.3.2 Напівемпіричні залежності для аналізу прояву реальних властивостей течії

Для отримання радіального розподілу параметрів використовують принцип максимуму потоку механічної енергії, запропонований В. М. Єршовим [4], і характеристики решіток профілів лопаткових вінців, розташованих на різних

радіусах, що визначаються на підставі узагальнених напівемпіричних залежностей.

Втрати енергії в проточній частині осьового компресора представлено як суму складових: профільних, вторинних, торцевих втрат і втрат у радіальному зазорі:

$$\xi_{\Sigma} = \xi_{\text{пр}} + \xi_{\text{вт}} + \xi_{\text{т}} + \xi_{\text{р.з.з.}} \quad (2.7)$$

Для визначення складових у цьому рівнянні використано напівемпіричні залежності. Просторова картина втрат схематично представлена на рис. 2.3.

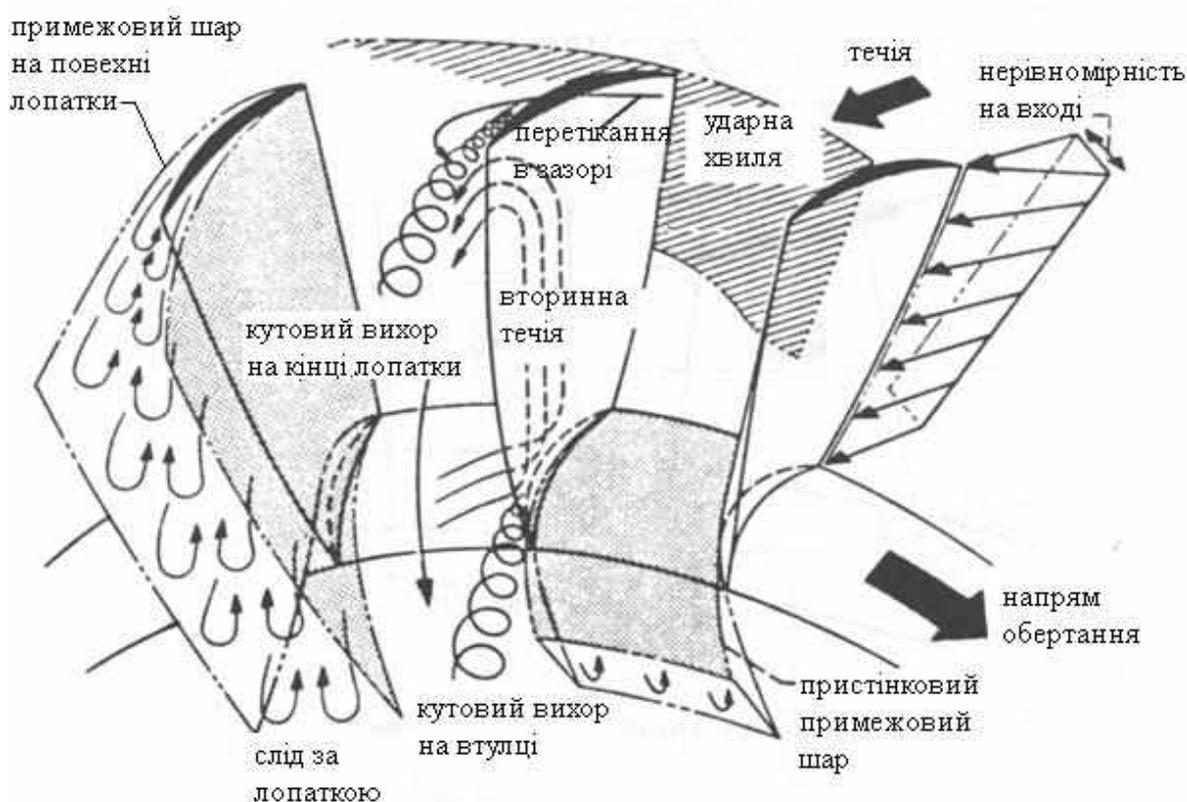


Рис. 2.3 – Тривимірне зображення втрат у лопатковому вінці [5]

В якості критерія аеродинамічної навантаженості решіток Лібляйном у роботі [6] запропоновано еквівалентний коефіцієнт дифузорності D_{eq} . На підставі результатів продувок решіток у цій же роботі представлено співвідношення між еквівалентним коефіцієнтом дифузорності D_{eq} , відношенням товщини втрати імпульсу в сліді до хорді δ^{**}/b та коефіцієнтом профільних втрат.

Відповідно до [7], при значному відхиленні кута натікання потоку від

«оптимального» в решітці різко збільшуються втрати повного тиску (рис. 2.4). Цей факт обумовлений збільшенням примежового шару та подальшим відривом потоку з боку спинки внаслідок великих позитивних кутів натікання або відривом потоку з боку коритця при великих негативних кутах натікання. На рис. 2.5 представлено основні геометричні параметри решітки профілів і кути потоку.

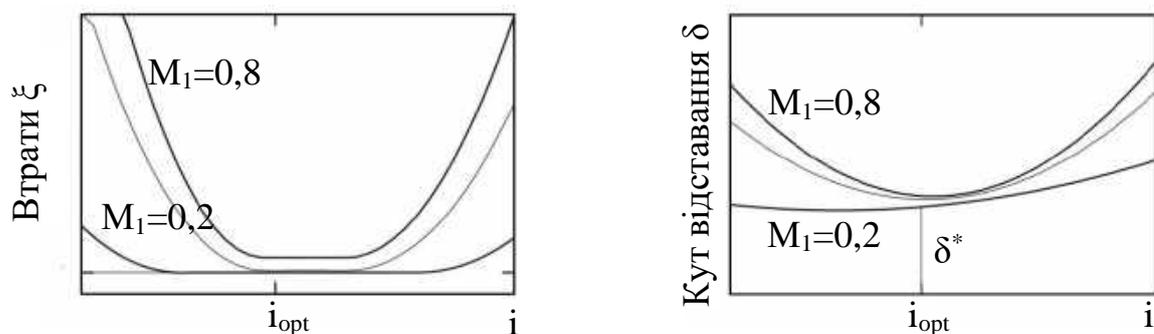


Рис. 2.4 – Зростання втрат при відмінності кута натікання від «оптимального» i_{opt}

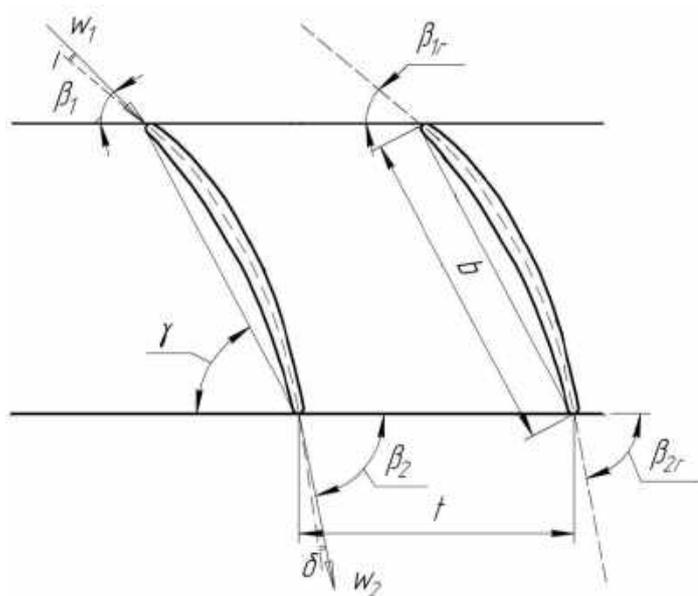


Рис 2.5 – Основні параметри решітки профілів

Оптимальний кут натікання, відповідно до [7], з урахуванням числа Маха [8] визначається наступною залежністю:

$$i_{opt} = (K_i)_{sh} (K_i)_t (i_0)_{10} + n\theta + (i_{opt} - i), \quad (2.8)$$

де $(K_i)_{sh}$ – коефіцієнт, що залежить від типу профілю, зокрема для профілю, утвореного двома дужками кола (double circular airfoil (DCA)) або кількома дужками (multiple circular airfoil (MCA)) $K_{sh} = 0,7$, для профілю C-series $K_{sh} = 1,1$, а

для профілю типу NACA 65-(A 10) $K_{sh} = 1,0$.

$(K_i)_t$ – коефіцієнт, що залежить від відносної товщини профілю. Відповідно до [9], даний коефіцієнт можна обчислити, використовуючи наступні залежності:

для NACA – 65 і C-series:

$$(K_i)_t = 19,2 \left(\frac{C_{max}}{b} \right) - 122,3 \left(\frac{C_{max}}{b} \right)^2 + 312,5 \left(\frac{C_{max}}{b} \right)^3,$$

для DCA і MCA:

$$(K_i)_t = 14 \left(\frac{C_{max}}{b} \right) - 101,2 \left(\frac{C_{max}}{b} \right)^2 + 312,5 \left(\frac{C_{max}}{b} \right)^3,$$

$(i_0)_{10}$ – кут натікання не вигнутого профілю з відотною товщиною 10%.

Даний кут залежить від кута набігання потоку та густоти решітки профілів;

n – коефіцієнт корекції для кута вигину профілю;

θ – кут вигину профілю;

$(i_{opt} - i)$ – корекція оптимального кута натікання в залежності від числа Маха.

Визначається відповідно до [8]:

для профілю типу DCA:

$$(i_{opt} - i) = 0,7238M_1 + 7,5481;$$

для профілю типу MCA:

$$(i_{opt} - i) = 1,3026M_1 + 5,7380$$

На режимах, відмінних від оптимального, еквівалентний коефіцієнт дифузності D_{eq} визначається за допомогою залежності:

$$D_{eq} = K_1 + a(i - i_{opt})^{1,43} + K_2 \frac{\sin^2 \beta_1}{b/t} \left(\operatorname{ctg} \beta_1 - \frac{C_{2a}}{C_{1a}} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \frac{C_{1a}}{C_{2a}} \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1}, \quad (2.9)$$

де, $K_1 = 1,03 + 0,77\bar{c}_{max}$; $K_2 = 0,4 + \bar{c}_{max}$;

$a = 0,0117$ для профілю типу NACA65;

$a = 0,007$ для профілю типу DCA та MCA.

Відношення товщини втрати імпульсу в сліді до хорди на режимі, відмінному від оптимального, визначається відповідно до [10]. Ця залежність дозволяє врахувати значення числа Маха потоку, що набігає:

$$\frac{\delta^{**}}{b} = \left(\frac{\delta^{**}}{b} \right)_{\text{opt}} + K(D_{\text{eq}} - D_{\text{eq opt}}), \quad (2.10)$$

$$\text{де, } K = \begin{cases} 0,032e^{10,109(M_1 - M_{\text{ref}})}, \text{ при } (D_{\text{eq}} - D_{\text{eq opt}}) > 0 \\ 0,016e^{16,864(M_1 - M_{\text{ref}})}, \text{ при } (D_{\text{eq}} - D_{\text{eq opt}}) < 0 \end{cases},$$

$$M_{\text{ref}} = \begin{cases} -1,464\sqrt{\frac{W_{\text{seff}}}{b}} + 1,043, \text{ при } (D_{\text{eq}} - D_{\text{eq opt}}) < 0 \\ -1,464\sqrt{\frac{W_{\text{seff}}}{b}} + 1,198, \text{ при } (D_{\text{eq}} - D_{\text{eq opt}}) > 0 \end{cases},$$

W_{seff} – величина, що враховує геометричні параметри решітки.

Важливим параметром для точного моделювання течії в решітках профілів є кут відставання потоку. Для режиму роботи, що відповідає мінімуму втрат, кут відставання описується формулою Картера [11].

$$\delta_{\text{Carter}}^* = \frac{m\theta}{\sqrt{b/t}},$$

$$m = \begin{cases} 0,126 + 0,0001823\gamma + 0,00000214\gamma^2, \text{ для профілю типу NACA65} \\ 0,216 + 0,000972\gamma + 0,00000232\gamma^2, \text{ для профілю типу DCA} \end{cases},$$

Для режимів, на яких кут натікання не відповідає оптимальному, кут відставання визначається відповідно до [12]:

$$\delta_{\Gamma} = \delta^* + P_2 \varepsilon^*,$$

$$\text{де, } \varepsilon^* = \theta - \delta^* + i_{\text{opt}},$$

$$P_2 = aP_1^2 + bP_1 + c,$$

$$P_1 = \left(\frac{i - i_{\text{opt}}}{\varepsilon^*} \right),$$

при $P_1 \geq 0$, $a=-0,2928$; $b=0,5588$; $c=-0,008090$,

при $P_1 < 0$, $a=-0,3452$; $b=0,48$; $c=-0,0001191$.

Кут відставання, що відповідає мінімуму втрат у цій залежності, визначається, відповідно до [13], наступним чином:

$$\delta^* = -1,099379 + 3,0186(\delta_{\text{Carter}}^*) - 0,1988(\delta_{\text{Carter}}^*)^2, \quad (2.11)$$

де δ_{Carter}^* - кут відставання Картера.

2.3.3 Удосконалення методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і сумарної характеристики компресора

З метою розширення можливостей і області застосування метода перевірного розрахунку двовимірної течії в багатоступеневих осьових компресорах та їх характеристик, його було удосконалено з метою врахування зміни шорсткості поверхонь лопаткових вінців і радіального зазору за допомогою наведених нижче залежностей.

Урахування впливу шорсткості поверхні лопатки здійснюється з використанням коефіцієнта тертя λ , запропонованого в роботі [14]:

$$\lambda = \left\{ -1,8 \lg \left[\frac{6,9}{\text{Re}} + \left(\frac{k_s / b}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right\}^{-2} \quad (2.12)$$

де Re – число Рейнольдса, що визначається по хорді,

k_s – еквівалентна шорсткість,

b – хорда.

Цей коефіцієнт тертя використовується для визначення співвідношення втрат вихідного та зношеного (з підвищеною шорсткістю) профілів відповідно до [15]:

$$\frac{1 - \eta_{\text{вихід}}}{1 - \eta_{\text{знош}}} = \frac{(1 - a) + a \frac{\lambda_{\text{вихід}}}{\lambda_{\text{вихід,критич}}}}{(1 - a) + a \frac{\lambda_{\text{знош}}}{\lambda_{\text{вихід,критич}}}}, \quad (2.13)$$

де k – частка профільних втрат від сумарних. $k=0,4$ для осьового компресора і $k=0,7$ для відцентрового компресора,

$\lambda_{\text{вих}}$ – коефіцієнт тертя для вихідного профілю,

$\lambda_{\text{зн}}$ – коефіцієнт тертя зношеного профілю,

$\lambda_{\text{вих,кр}}$ – коефіцієнт тертя для вихідного профілю при критичному значенні числа Рейнольдса.

Також до методу вводиться уточнююча залежність [16] з метою оцінки впливу радіального зазору на ККД компресора. Цей підхід успішно реалізовано в низці робіт [17, 18].

$$\Delta\eta = \frac{0,7(s/h)\psi}{\cos\beta_m} \left[1 + 10 \sqrt{\frac{\overline{Ca}}{\psi} \frac{s/b}{\cos\beta_m}} \right], \quad (2.14)$$

де s – радіальний зазор;

h – висота лопатки;

b – хорда;

\overline{Ca} – коефіцієнт витрати, який визначається як

$$\overline{Ca} = \frac{C_a}{U};$$

ψ – коефіцієнт навантаження, який визначається як

$$\psi = \frac{2C_p\Delta T^*}{\rho U^2};$$

β_m – середній кут течії.

Для уточнення оцінки кута відставання використано залежність [19], відповідно до якої значення кута відставання коригується за допомогою поправок, що залежать від різних факторів:

$$\delta = \delta_{\Gamma} + \Delta\delta_{M>M_C} + \Delta\delta_{AVDR}, \quad (2.15)$$

де δ_{Γ} – кут відставання, який визначається геометрією профілю;

$\Delta\delta_{M>M_C}$ – поправка до кута відставання при надкритичних швидкостях потоку, що набігає, зумовлена відривом потоку з-під стрибка ущільнення на спинці профілю;

$\Delta\delta_{AVDR}$ – поправка до кута відставання, зумовлена зміною осьових складових швидкості в межах лопаткового вінця.

При надкритичних швидкостях потоку, що набігає, поправка до кута відставання, зумовлена відривом потоку через стрибки ущільнення на спинці профілю, відповідно до [20], має вигляд:

$$\Delta\delta_{M_1 > M_C} = \begin{cases} 0, & \text{при } M_1 < M_C \\ 8,0(M - M_C), & \text{при } M_1 > M_C \end{cases}.$$

Для визначення критичного значення числа Маха M_C використовується залежність, відповідно до [21]:

$$M_C = 2,925 - 2,948D_{eq} + 1,17D_{eq}^2 - 0,1614D_{eq}^3.$$

Поправка до кута відставання, зумовлена зміною осьових складових швидкості, відповідно до [22]:

$$\Delta\delta_{AVDR} = 10(1 - C_{a2} / C_{a1}).$$

2.3.4 Межа стійкої роботи компресора

Визначення межі стійкої роботи належить до найбільш складних завдань аеродинаміки осьового компресора. Нестійкі режими роботи багатоступеневого компресора в системі двигуна можуть мати різні прояви. Якщо розглядати причини виникнення цих явищ, що стосуються власне компресора, то це, спочатку, зрив потоку з профілів лопаткових вінців.

Обертовий зрив представляє собою складне нестационарне явище, що залежить від великої кількості факторів. У зв'язку з цим для визначення положення межі стійкої роботи багатоступеневого осьового компресора широко використовуються напівемпіричні критерії, отримані на основі узагальнення експериментальних даних.

На основі виконаного аналізу критеріїв газодинамічної стійкості [23], для визначення положення МСР використовується еквівалентний коефіцієнт дифузорності D_{eq} [24]. Вважається, що відрив характеризується граничним значенням D_{eq} . Передбачається, що ступінь знаходиться в режимі зриву, коли в

більшості елементарних перетинів лопатки еквівалентні коефіцієнти дифузорності досягнули граничного значення.

2.4. Математичні моделі інших вузлів

При моделюванні інших вузлів ГТД використовуються узагальнені залежності, отримані на основі експлуатаційних даних.

Як параметр, що характеризує роботу вхідного пристрою, використовується коефіцієнт відновлення повного тиску. Оскільки розглядається турбовальний двигун, течію на вході прийнято вважати дозвуковою. У зв'язку з цим прийнято, що

$$\sigma_{\text{вх}} = \sigma_{\text{вхр}} = \text{const}. \quad (2.16)$$

Камера згоряння моделюється з використанням рівняння теплового балансу, що дозволяє визначити значення параметрів газу на виході та оцінити зміну повноти згоряння η_{Γ} в залежності від параметрів робочого тіла на вході та коефіцієнта надлишку повітря $\alpha_{\text{кз}}$.

Залежність $\eta_{\Gamma} = f(P_{\text{к}}^*, T_{\text{к}}^*, \alpha_{\text{кз}})$ представлена апроксимуючим співвідношенням, отриманим на основі експлуатаційних характеристик камер згоряння, запропонованим у роботі [25]:

$$\eta_{\Gamma} = \begin{cases} \eta_{\text{Гр}} \left[1 - 0,08a - 0,06(1 - \bar{T}_{\text{к}})(1 + a)^2 \right] & \text{при } P_{\text{к}}^* \geq 150 \text{ кПа} \\ \eta_{\text{Гр}} \left[1 - 0,6(1 - \bar{P}_{\text{к}})^3 \right] \left[1 - 0,08a - 0,06(1 - \bar{T}_{\text{к}})(1 + a)^2 \right] & \text{при } P_{\text{к}}^* < 150 \text{ кПа} \end{cases}, \quad (2.17)$$

$$\text{де } \bar{P}_{\text{к}} = P_{\text{к}}^* / 150000, \quad \bar{T}_{\text{к}} = T_{\text{к}}^* / T_{\text{кр}}^*, \quad a = \left| \frac{\alpha_{\text{кз}}}{\alpha_{\text{кзр}}} - 1 \right|^{1,4}.$$

При цьому коефіцієнт відновлення повного тиску $\sigma_{\text{кз}} = \sigma_{\text{кзр}} = \text{const}$.

Графічне зображення характеристики камери згоряння представлено на рис. 2.6 у вигляді залежностей $\bar{\eta}_{\Gamma} = f(\bar{P}_{\text{к}})$ і $\bar{\eta}_{\Gamma} = f(\bar{T}_{\text{к}}, \bar{\alpha}_{\text{кз}})$.

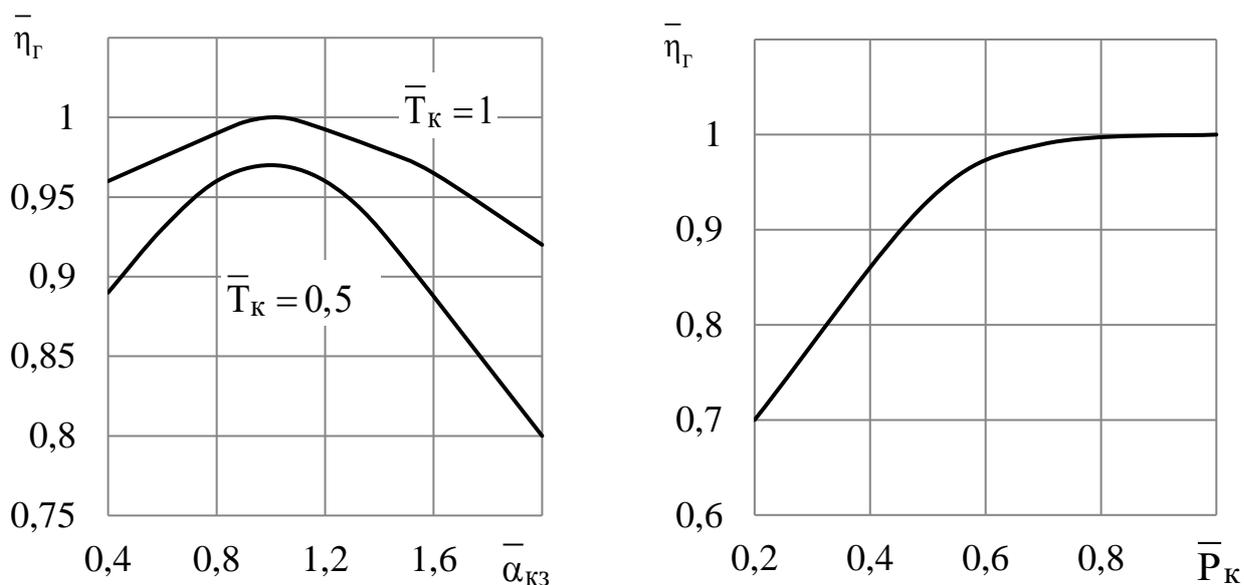


Рис. 2.6 – Характеристика камери згорання

Математична модель турбіни основана на співвідношеннях наближеного розрахунку характеристик газової турбіни, що наведено в роботі [26]:

$$\begin{cases} \eta_T^* = f(\lambda_u, \pi_T^*), \\ G_Z = f(\lambda_u, \pi_T^*). \end{cases} \quad (2.18)$$

де $\bar{G}_Z = G_\Gamma \sqrt{T_\Gamma^*} / P_\Gamma^*$ – параметр витрати газу через турбіну,

π_T^* – ступінь зниження повного тиску в турбіні,

η_T^* – ККД турбіни,

$$\lambda_u = \frac{U_{серТ}}{\sqrt{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma + 1} R_\Gamma T_\Gamma^*}} \text{ – зведена колова швидкість.}$$

Типову характеристику турбіни представлено на рис. 2.7.

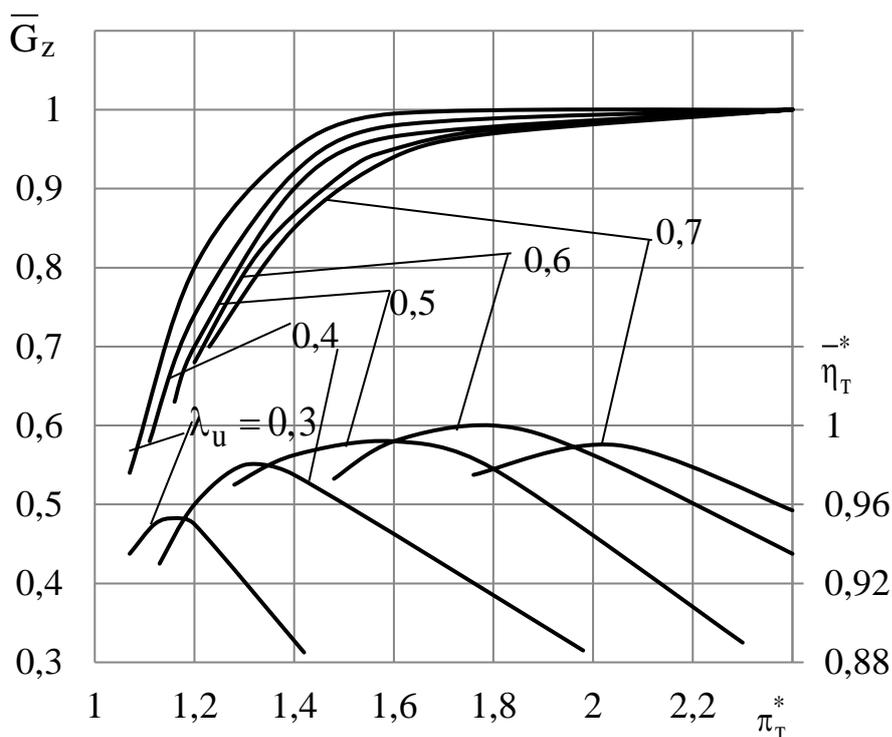


Рис. 2.7 – Типова характеристика турбіни

2.5. Організація обчислювального процесу для розв'язання системи рівнянь

Система рівнянь, що описують термогазодинамічні процеси в турбовальному двигуні може бути представлена в наступному вигляді:

$$\begin{cases} f_1(x_1, x_2, \dots, x_5) = 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_5) = 0 \\ \dots\dots\dots \\ f_5(x_1, x_2, \dots, x_5) = 0 \end{cases}, \quad (2.19)$$

де x_1, x_2, \dots, x_5 – незалежні змінні ($X, n_{пр}, \alpha_{кз}, \pi_T^*, \pi_{ТС}^*$). Підставивши в ліві частини рівнянь будь-які значення незалежних змінних, у правій частині отримаємо значення, що відрізняються від нуля, які називаються нев'язками рівнянь. У випадку, коли нев'язки досить малі, система рівнянь може бути перетворена наступним чином:

де n – число рівнянь;

Δu_i – нормоване значення i -тої нев'язки.

Рішення вважається досягнутим, якщо N менше заздалегідь заданої похибки ξ .

2.6. Моделювання геометричних параметрів компресора з урахуванням ерозійного зношування

У відомих підходах до моделювання впливу ерозійного зношування лопаткових вінців осьового компресора використовуються як одновимірні, так і просторові математичні моделі. У просторових математичних моделях форма лопаток задається безпосередньо в розрахунковій області. У такому випадку для урахування зношування достатньо внести зміни до окремих геометричних параметрів, зокрема хорди профілю, оскільки інші геометричні характеристики лопатки автоматично враховуються просторовою постановкою задачі.

У даній роботі для аналізу впливу абразивного зношування використовується двовимірна математична модель багатоступеневого осьового компресора. За цих умов для розрахунку термогазодинамічних параметрів компресора необхідно задати геометричні параметри за висотою лопаткових вінців та проточної частини зношеного компресора. До таких параметрів належать: геометричні кути лопаток робочих коліс (β_r) та напрямних апаратів (α_r), кут установки профілю γ , хорда профілю b , максимальна товщина профілю c_{\max} , форма середньої лінії профілю, кількість лопаток Z_l , радіальний зазор $\Delta r_{\text{р.з.з.}}$, шорсткість та ін. Ці параметри представлено на рис. 2.8.

У зв'язку з цим у дисертаційній роботі набула подальшого розвитку методика параметризації геометричних змін лопаткових вінців осьового компресора, що зазнав абразивного зношування, адаптована до використання в двовимірних математичних моделях.

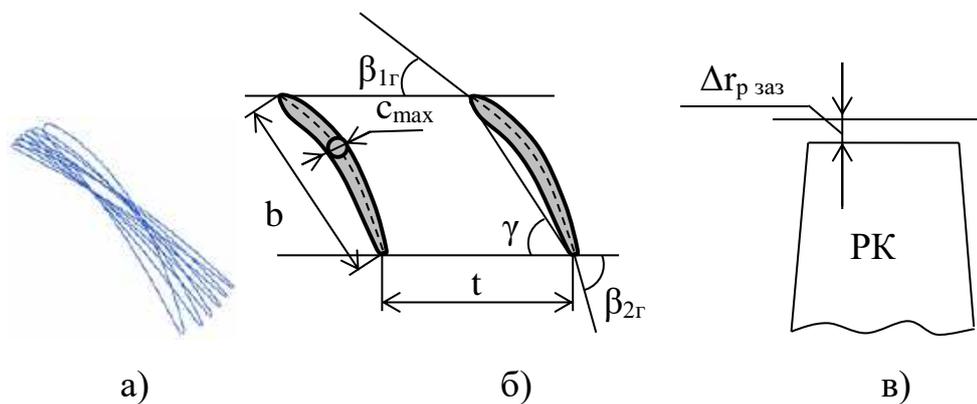


Рис. 2.8 – Геометричні параметри лопаткового вінця:

- а) перетини профіля лопатки на різних радіусах за висотою;
- б) параметри решітки профілів;
- в) величина радіального зазору

Відповідно до даних, представлених у літературних джерелах, зношування лопаткового вінця, в першу чергу, проявляється на вхідній і вихідній кромках. Зменшення хорди на цих ділянках (Δb_1 і Δb_2) тягне за собою збільшення геометричного кута входу (β_{1r}) і зменшення геометричного кута виходу (β_{2r}). Це призводить до суттєвого зменшення кута вигину профілю ($\theta = \beta_{2r} - \beta_{1r}$). Якщо середня лінія профілю представлена дужкою кола, то зношування вхідної й вихідної кромки мають рівноцінний вплив на кут вигину. Тобто, при однаковій величині зношування вхідної та вихідної частини профілю геометричні кути входу та виходу змінюються однаково. Однак, якщо середня лінія профілю описана параболою або іншою кривою, її кривизна вздовж профілю розподілена нерівномірно, відповідно, зношування вхідної та вихідної кромки по-різному впливає на кут вигину.

При зношуванні лопатки, крім кута вигину профілю, суттєво змінюється кут натікання на профіль $i = \beta_{1r} - \beta_1$ (рис. 2.9а), який визначає характер обтікання профілю. Зношування профілю по вхідній кромці призводить до збільшення кута натікання, що при значних величинах може призводити до утворення зриву потоку з боку розрідження профілю (рис. 2.9, б).

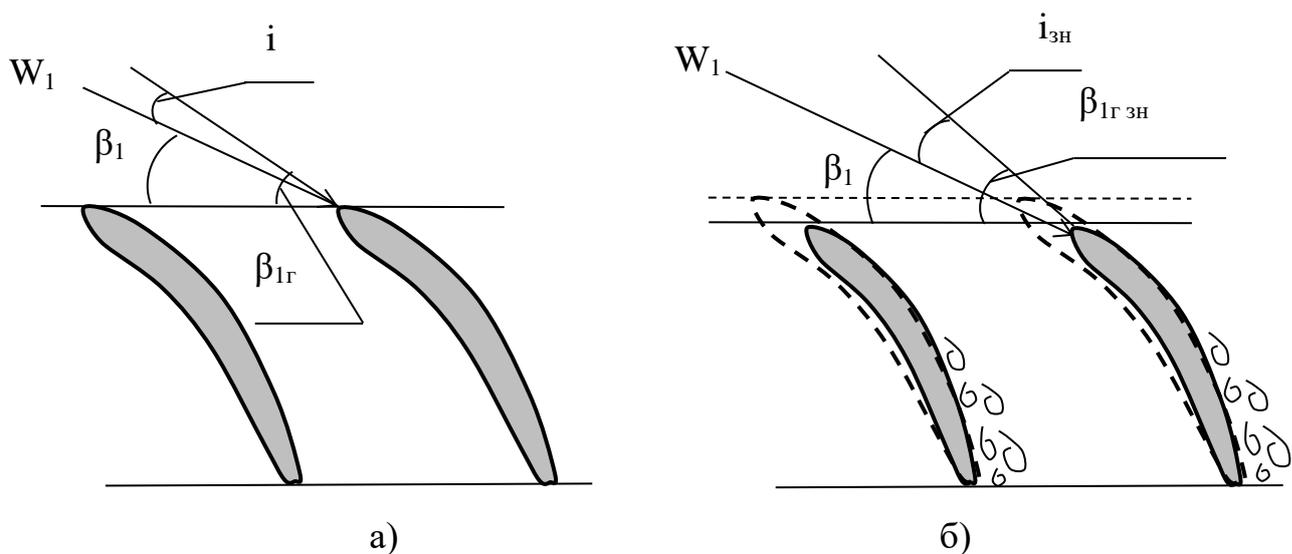


Рис. 2.9 – Вплив зношування на обтікання профілю РК при різних кутах натікання:

а – вихідний кут натікання, б – збільшений за рахунок зношування кут натікання;

————— – зношений профіль,

- - - - - – вихідний профіль

Відрив потоку з боку розрідження профілю в сукупності зі зменшенням кута вигину профілю призводить до суттєвого зниження кута повороту потоку $\Delta\beta$ у решітці.

При зношуванні вихідної кромки робочого колеса змінюється геометричний кут виходу потоку та кут натікання на наступний за ним напрямний апарат, що може призводити до зриву потоку зі сторони тиску профілю. Трикутники швидкостей і решітки профілів для цього випадку спрощено представлено на рис. 2.10.

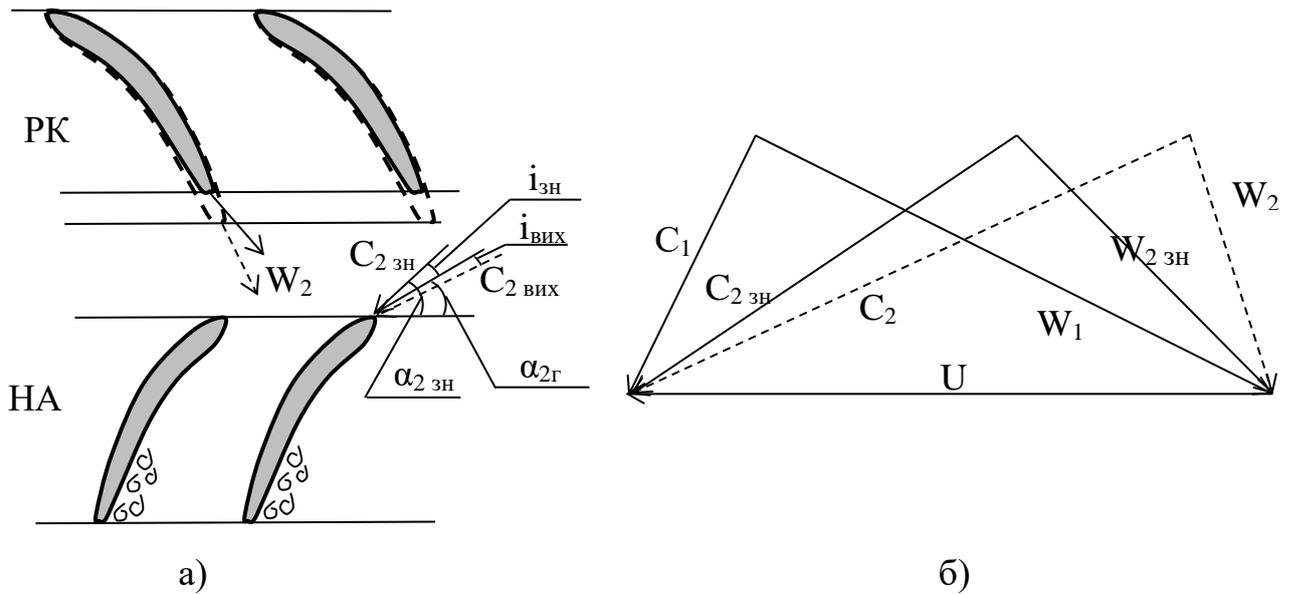


Рис. 2.10 – Течія в решітці профілів при зношуванні вихідної кромки:

а) решітки профілів; б) трикутники швидкостей,

————— – зношений профіль,
 - - - - - – вихідний профіль

Збільшення кута натікання внаслідок зношування вхідної кромки спричиняє збільшення коефіцієнта втрат ξ та зменшення діапазону безривних режимів роботи решітки та лопаткового вінця в цілому. На рис. 2.11 представлено залежності кута повороту потоку та втрат від кута натікання для вихідного й зношеного профілів у решітці.

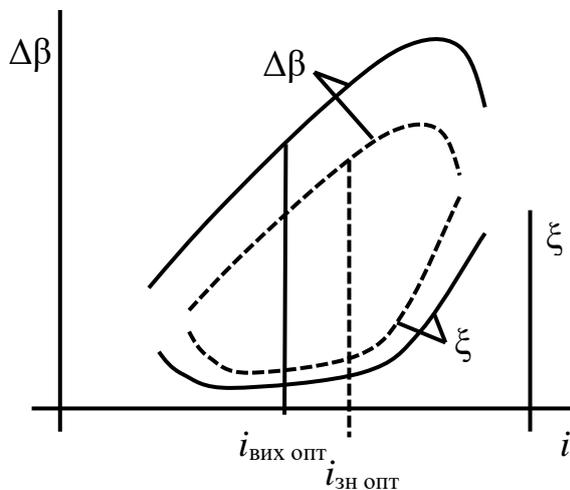


Рис. 2.11 – Залежність кута повороту потоку та коефіцієнта втрат від кута натікання потоку в решітці

————— – вихідний профіль
 - - - - - – зношений профіль

Для оцінки величини зношування елементів проточної частини компресора в процесі експлуатації контролюється зміна радіального зазору та хорди обмеженої кількості лопаткових вінців. Найчастіше це перше робоче колесо та кілька лопаткових вінців, до яких є доступ через оглядові вікна. Для більш детального аналізу ерозійного зношування може виконуватися обезлопачування компресора під час капітального ремонту або препарування лопаткових вінців після зняття двигуна з експлуатації. У результаті препарування отримують координати спинки та коритця зношеного профілю в декількох перетинах за висотою лопатки.

З отриманих координат профілю можна знайти координати його середньої лінії. Координати середньої лінії визначають шляхом вписування кіл у обводи профілю. Зіставлення вихідного та зношеного профілів, а також їх середніх ліній, показано на рис. 2.12.

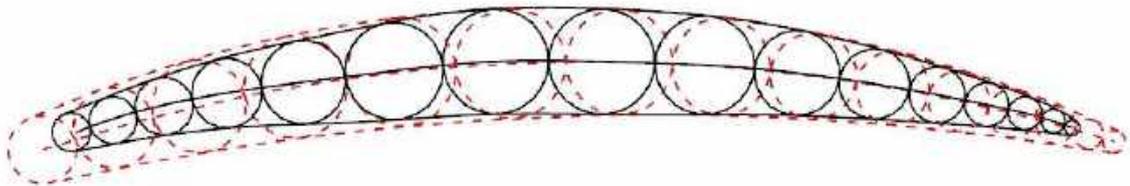


Рис. 2.12 – Зіставлення вихідного та зношеного профілів

————— – зношений профіль,
 - - - - - – вихідний профіль

На підставі даних про зношування хорди профілю, а також даних про форму середньої лінії, можна визначити зміну геометричних кутів профілів лопаткових вінців.

Для компресорних лопаток у якості середньої лінії профілю використовується дужка кола або інша лінія з кривизною, що плавно змінюється.

На рис. 2.13 показана середня лінія профілю, якщо вона задана дужкою кола.

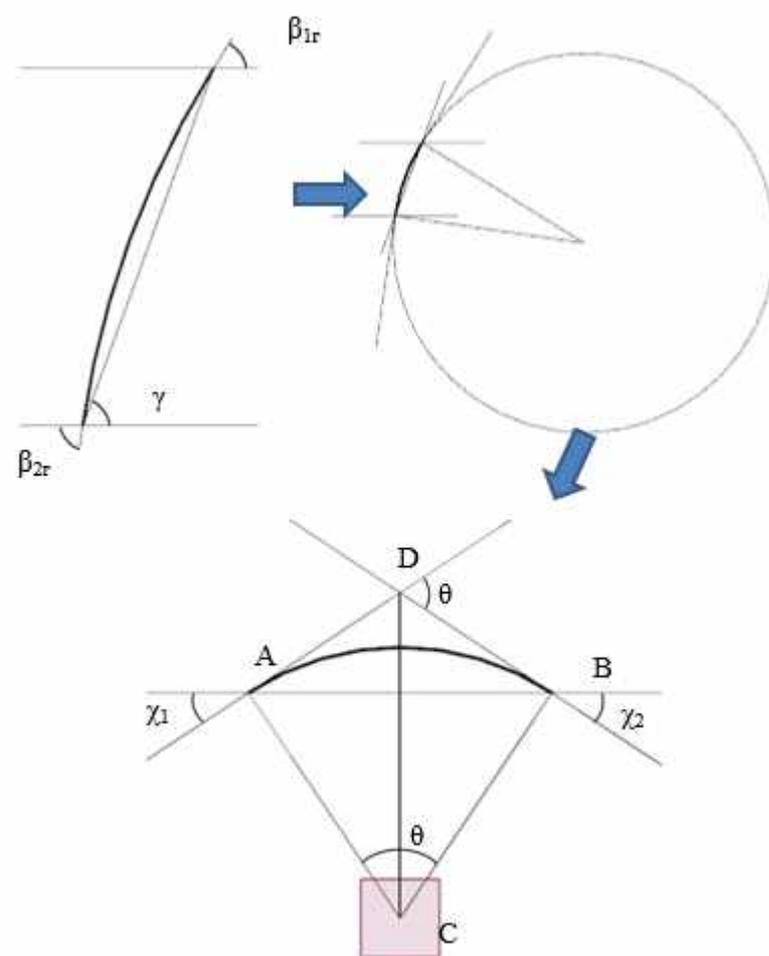


Рис. 2.13 – Середня лінія профілю пера лопатки у вигляді дужки кола

Для середньої лінії, представлені дужкою кола, справедливі наступні залежності:

$$\chi_1 = \chi_2 = \frac{\theta}{2}, \quad (2.22)$$

$$AC = BC = R,$$

де R – радіус кола

$$R = \frac{AK}{\sin \chi_1},$$

де AK – половина хорди,

$$\beta_{1r} = \gamma - \chi_1, \quad (2.23)$$

$$\beta_{2r} = \gamma + \chi_2 \quad (2.24)$$

Середня лінія зношеного профілю представлена на рис. 2.14.

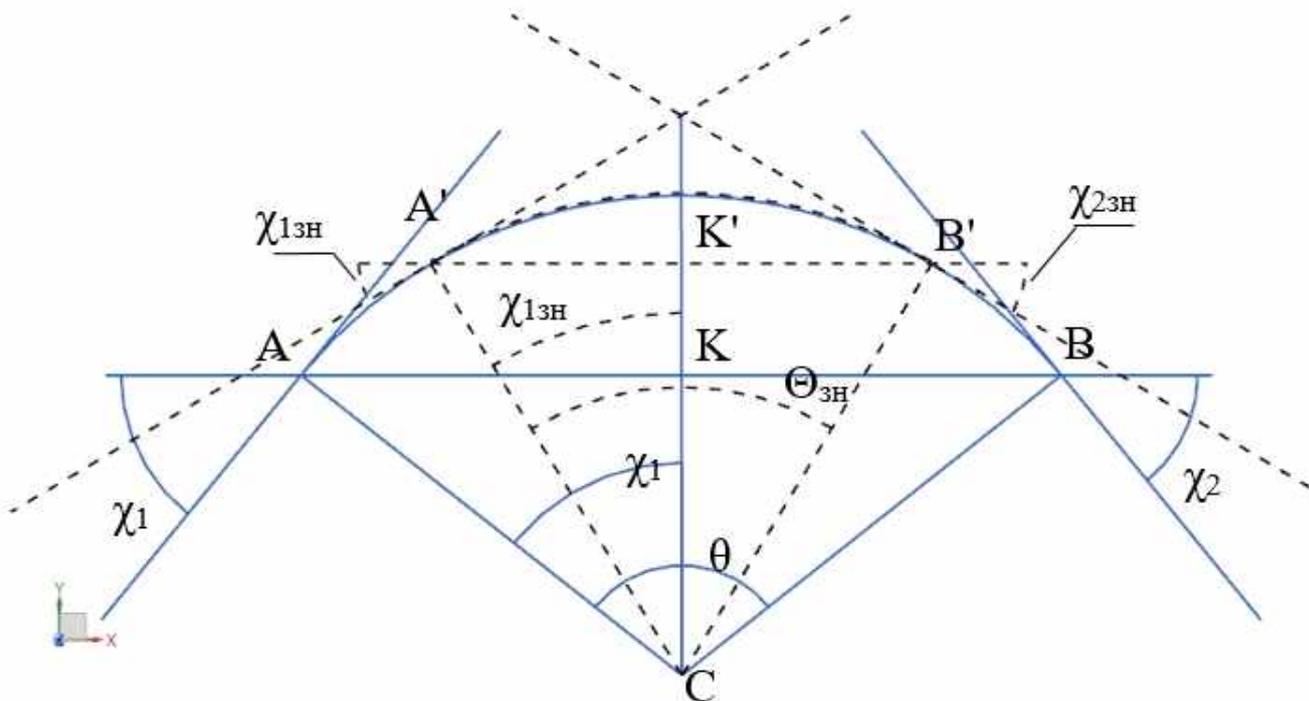


Рис. 2.14 – Середні лінії вихідного та зношеного профілів

– для вихідного профілю
 – для зношеного профілю

Для визначення геометричних кутів входу ($\beta_{1г.зн}$) та виходу ($\beta_{2г.зн}$) зношеного профілю необхідно знайти кути нахилу дотичних до середньої лінії біля вхідної ($\chi_{1зн}$) і вихідної ($\chi_{2зн}$) крамок. Для цього за відомої величини зношування хорди у вхідній крамці (Δb_1) справедливі наступні залежності:

$$A'K' = AK - \Delta b_1, \quad (2.25)$$

$$AC = A'C = R, \quad (2.26)$$

$$R = \frac{A'K'}{\sin \chi_{1зн}}, \quad (2.27)$$

$$\chi_{1зн} = \arcsin \left(\frac{A'K'}{R} \right). \quad (2.28)$$

З вищесказаного слідує, що геометричний кут входу зношеного профілю:

$$\beta_{1г.зн} = \gamma - \chi_{1зн}. \quad (2.29)$$

Геометричний кут виходу зношеного профілю визначається аналогічно за заданою величиною зношування хорди у вихідній кромки (Δb_2):

$$\beta_{2\Gamma.3Н} = \gamma + \chi_{23Н} . \quad (2.30)$$

У загальному випадку, коли середня лінія представлена кривою довільної форми (рис. 2.15), для визначення геометричних кутів профілю необхідно знати координати точок середньої лінії та апроксимувати їх у вигляді залежності $y=f(x)$.

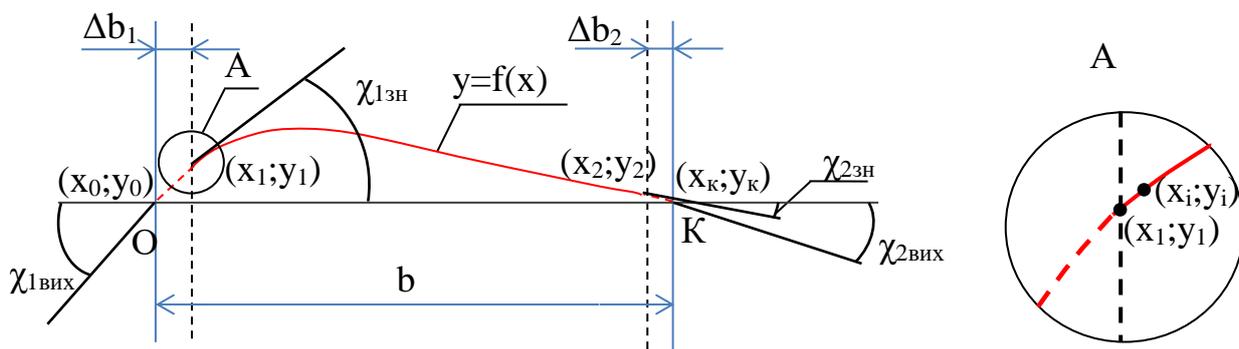


Рис. 2.15 – Середня лінія профілю представлена довільною функцією $y=f(x)$ або набором точок

На рис. 2.15 точка O і точка K – це вхідна та вихідна кромки вихідного профілю, точки 1 і 2 – вхідна та вихідна кромки зношеного профілю.

У разі, коли середня лінія задана функцією $y=f(x)$, за наявними значеннями зміни хорди на вхідній (Δb_1) і вихідній (Δb_2) кромках визначаються величини кутів нахилу дотичної до середньої лінії профілю на вхідній ($\chi_{13Н}$) і вихідній ($\chi_{23Н}$) кромках:

$$\chi_{13Н} = \text{arctg} \left(\frac{dy}{dx} \right)_i ; \quad (2.31)$$

$$\chi_{23Н} = \text{arctg} \left(\frac{dy}{dx} \right)_j ; \quad (2.32)$$

де $\left(\frac{dy}{dx} \right)_i$ – похідна функції $y=f(x)$ у точці $x=x_i$,

$\left(\frac{dy}{dx}\right)_j$ – похідна функції $y=f(x)$ у точці $x=x_j$.

У разі, коли середня лінія профілю задана координатами, кути нахилу середньої лінії зношеного профілю визначаються або шляхом її апроксимації аналітичною кривою й розрахунком її похідних, або з використанням скінченно-різницевого підходу, із застосуванням односторонніх різниць:

$$\chi_{13н} = \text{arctg}\left(\frac{y_i - y_1}{x_i - x_1}\right), \quad (2.33)$$

$$\chi_{23н} = \text{arctg}\left(\frac{y_j - y_2}{x_j - x_2}\right); \quad (2.34)$$

де $(x_1; y_1)$, $(x_2; y_2)$ – координати кінцевих точок середньої лінії зношеного профілю, розташованих на відстані Δb_1 , і Δb_2 від вхідної та вихідної кромок вихідного профілю,

$(x_i; y_i)$, $(x_j; y_j)$ – координати точок, розташованих на заданій відстані від кінцевих точок зношеного профілю.

Після цього визначаються геометричні кути входу та виходу зношеного профілю:

$$\beta_{1г.3н} = \gamma - \chi_{13н}, \quad (2.35)$$

$$\beta_{2г.3н} = \gamma + \chi_{23н}. \quad (2.36)$$

Оскільки кут $\chi_{13н} < \chi_{1вих}$ і кут $\chi_{23н} < \chi_{2вих}$, зі збільшенням зношування профілю кут вигину профілю ($\theta = \chi_2 + \chi_1$) зменшується на величину $\Delta\theta$:

$$\Delta\theta = \Delta\chi_1 + \Delta\chi_2, \quad (2.37)$$

де $\Delta\chi_1 = \chi_{1вих} - \chi_{13н}$,

$\Delta\chi_2 = \chi_{2вих} - \chi_{23н}$.

Таким чином, на підставі наявних даних про геометричні параметри лопаток і проточної частини вихідного компресора з використанням запропонованого вище підходу можуть бути визначені геометричні параметри зношених вінців і проточної частини компресора. Схематично зношений лопатковий вінець у

порівнянні з вихідним представлено на рис. 2.16.

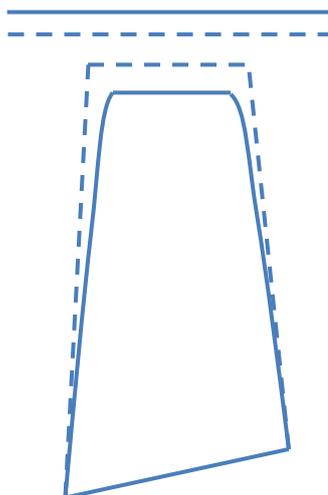


Рис. 2.16 – Схематичне зображення зношеного пера лопатки в порівнянні з вихідним:

————— – зношений профіль;
 - - - - - – вихідний профіль

Окрім представлених геометричних параметрів лопаткових вінців, при ерозійному зносі суттєво зменшується товщина профіля. Проте, оскільки на основі аналізу літературних джерел встановлено, що вплив зміни товщини профілю не суттєво впливає на загальні характеристики решітки профілів, оцінка зміни цієї величини не проводиться.

Представлена методика використовується для оцінювання зміни геометричних параметрів лопаткових вінців унаслідок впливу на них абразивного зношування. Отримані геометричні параметри використовуються як вхідні дані для побудови математичної моделі компресора.

2.7. Висновки до другого розділу

1. Удосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці, для подальшого його використання в методі розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального ГТД, що піддався абразивному

зношуванню.

2. Удосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального ГТД шляхом застосування модифікованого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці, що дозволяє врахувати вплив зміни геометричних параметрів проточної частини та лопаткових вінців компресора на термогазодинамічні параметри та характеристики ГТД.

3. Запропоновано методику визначення геометричних параметрів осьового компресора, що зазнав абразивного зношування, яка враховує зміну геометричних кутів профілів лопаток, кутів установки та хорди профілів у різних перетинах за висотою лопатки. Отримані з використанням даної методики геометричні параметри використовуються як вхідні дані для побудови математичної моделі компресора.

Література до другого розділу

1. Тунаков А. П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение. 1979. 184с.

2. Devising a method for calculating the turboshaft gas turbine engine performance involving a blade-by-blade description of the multi-stage compressor in a two-dimensional setting / Boyko, L., Datsenko, V., Dyomin, A., Pizhankova, N. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. 4 (8 (112)). 59–66. doi: [DOI: 10.15587/1729-4061.2021.238538](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238538)

3. Метод расчета двумерного течения в многоступенчатом осевом компрессоре / Бойко Л.Г., Ершов В.Н., Гирич Г.А., Яневич В.Н. *Известия высших учебных заведений*. 1989. №5. С. 21-23.

4. Ершов, В.Н. Неустойчивые режимы турбомашин. М.: Машиностроение, 1966. 180 с.

5. Iseler J., Niehuis R. Flow Simulations of an Axial Transonic Compressor Stage. / *High Performance Computing in Science and Engineering, Garching/Munich 2007*. Springer, Berlin, Heidelberg. P. 261–273. [DOI:10.1007/978-3-540-69182-2_21](https://doi.org/10.1007/978-3-540-69182-2_21)
6. Lieblein. Loss and stall analysis of compressor cascades. *Trans. ASME. Series D*. 1959. No. 3. P. 387–400.
7. Lieblein S. Chapter VI - Experimental Flow In Two- Dimensional Cascades of NASA SP 36 – Aerodynamic Design Of Axial Flow Compressors. Scientific and Technical Information Division. NACA Research Memorandums. 1965. 103p.
8. Application of Modified Loss and Deviation Correlations to Transonic Axial Compressors / Cetin M., Hirsch Ch., Serovy G. K. and Ucer A. S. *AGARD-R-745*. 1987. 75p.
9. Михайлова А.Б. Газодинамический расчет осевого компрессора в двухмерной постановке с использованием имитационного моделирования *Вестник УГАТУ*. 2012. № 2 (47). С. 15–27.
10. König W.M., Hennecke D.K., Fottner L. Improved Blade Profile Loss and Deviation Angle Models for Advanced Transonic Compressor Bladings: Part I—A Model for Subsonic Flow. *Journal of Turbomachinery*. 1996. Vol. 118. P. 73-80.
11. Carter A. D. S. The Low Speed Performance Of Related Aerofoils In Cascade. *National Gas Turbine Establishment*, 1950. Report No. R.55. 46p.
12. Templalex, I. Development of a 2-D compressor streamline curvature code. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2006. GT2006 – 57104. 10 pp.
13. An Off-Design Loss And Deviation Prediction Study For Transonic Axial Compressors / Cetin M., Hirsch Ch., Serovy G. K. and Ucer A. S. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 1989. Paper 89-GT-324. 8p.
14. White, F.M. *Viscous Fluid Flow*. Third Edition. New York, Publisher: McGraw-Hill. 2006. 652p.
15. Syverud E, Bakken LE. The impact of surface roughness on axial compressor performance deterioration. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2006. Paper GT2006 – 90004. 10 p.

16. Lakshminarayana B. Methods of predicting the tip clearance effects in axial flow turbomachinery. *J Basic Eng.* 1970. №92. P. 467–482

17. Karstadt S., Pelz P.F. A Physical Model for the Tip Vortex Loss: Experimental Validation and Scaling Method. *Proceedings of ASME Turbo Expo.* 2012. Paper GT2012-68397. 9p

18. Development and application of a throughflow method for high-loaded axial flow compressors / Li B., Gu C.W., Li X.T., et al. *Sci. China: Technol. Sci.* 2016. Vol.59 No.1, p.93–108 doi: 10.1007/s11431-015-5947-4.

19. Карпенко Є. Л. Метод расчета газотермодинамических параметров турбовального ГТД с повенцовым описанием осевого многоступенчатого компрессора: Дис. канд. техн. наук. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2010, – 112 с.

20. Al-Daini. Loss and deviation model for a compressor blade element. *Int. J. Heat and Fluid Flow.* 1986. Vol. 7. no. 1. P. 69–78.

21. Davis W.R. A Computer Program for the Analysis and Design of the Flow in Turbomachinery. Part B – Loss and Deviation Correlations. Report ME/A70–1. – Division of Aerothermodynamics. Carleton University. 1970. 73 p.

22. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. Москва: Мир, 2000. – 688с.

23. Даценко В. А., Дьомін А. Е., Піжанкова Н. В. Определение положения границы области устойчивой работы осевого многоступенчатого компрессора при выполнении расчетных исследований *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* 2020. № 6(166). С. 34-44 DOI:[10.32620/aktt.2020.6.04](https://doi.org/10.32620/aktt.2020.6.04)

24. Lieblein, S. Analysis of experimental low-speed loss and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades. *NACA RM E57A28*, 1957. 64 p

25. Нечаев Р. М., Федоров Р. М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Т.1. М: Машиностроение, 1977. 312с.

26. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей ч.1. М.: Изд. ВВИА им. Н.Е.Жуковского. 2006. 366с.

РОЗДІЛ 3. ВЕРИФІКАЦІЯ ТА ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ТВаД З УДОСКОНАЛЕНИМ ДВОВИМІРНИМ ОПИСОМ КОМПРЕСОРА

Для оцінки зміни термогазодинамічних параметрів і характеристик газотурбінного двигуна внаслідок впливу запиленої атмосфери необхідно виконати розрахунок параметрів вихідного двигуна для наступного зіставлення його параметрів з параметрами ГТД, який зазнав ерозійного зношування.

У свою чергу, для верифікації вдосконаленого методу визначення термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального ГТД, а також модернізованого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристики компресора необхідно виконати порівняння дросельної характеристики ГТД і характеристики компресора, отриманих розрахунковим шляхом, з експериментальними даними.

3.1. Об'єкт дослідження

Об'єктом дослідження є турбовальний газотурбінний двигун ТВ3-117-ВМА з потужністю на злітному режимі 2200 к.с. Сімейство даних турбовальних двигунів використовується для оснащення вертольотів середнього класу різного призначення, а його модифікована версія ТВ3-117ВМА-СБМ1 встановлена на літаку Ан-140. З моменту створення було випущено понад 25 000 двигунів ТВ3-117 різних модифікацій, загальне напрацювання яких становить понад 16 млн годин.

Конструктивно-компонувальна схема двигуна ТВ3-117-ВМА включає вхідний пристрій, 12-ступеневий осьовий компресор із регульованими вхідним напрямним апаратом і напрямними апаратами перших 4-х ступенів, кільцеву камеру згоряння, двоступеневу турбіну компресора, двоступеневу силову турбіну й вихідний пристрій.

Поздовжній розріз досліджуваного ГТД представлений відповідно до [1] на рис. 3.1.

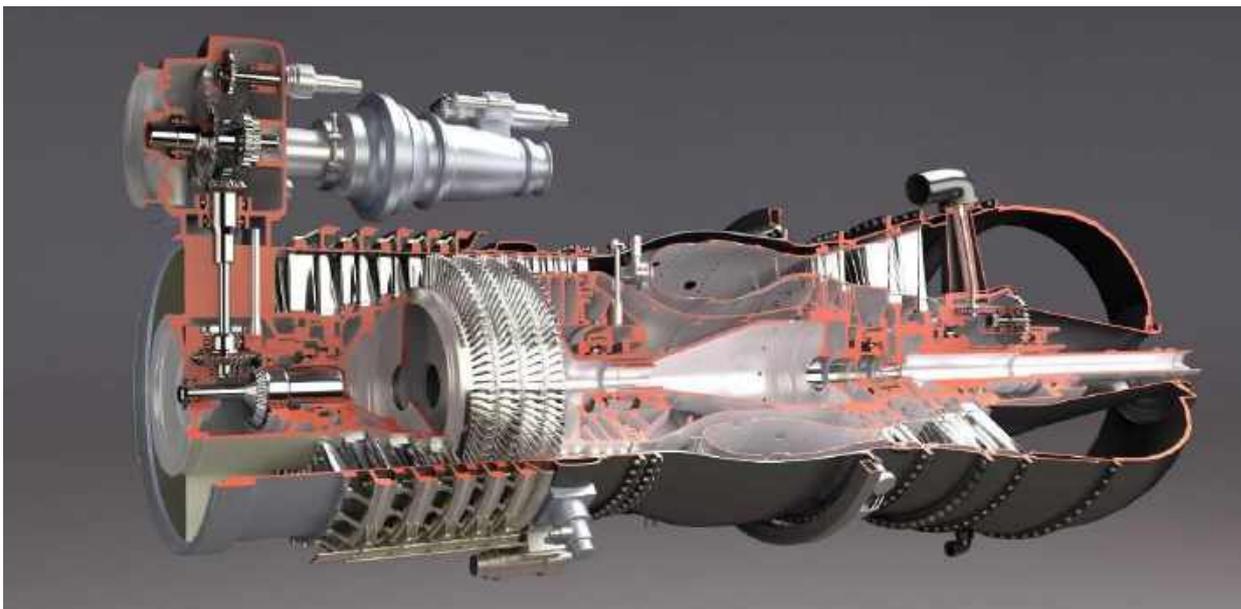


Рис. 3.1 – Поздовжній розріз турбовального газотурбінного двигуна

На рис. 3.2 наведено схематичне зображення його проточної частини, що використовується при побудові математичної моделі ГТД.

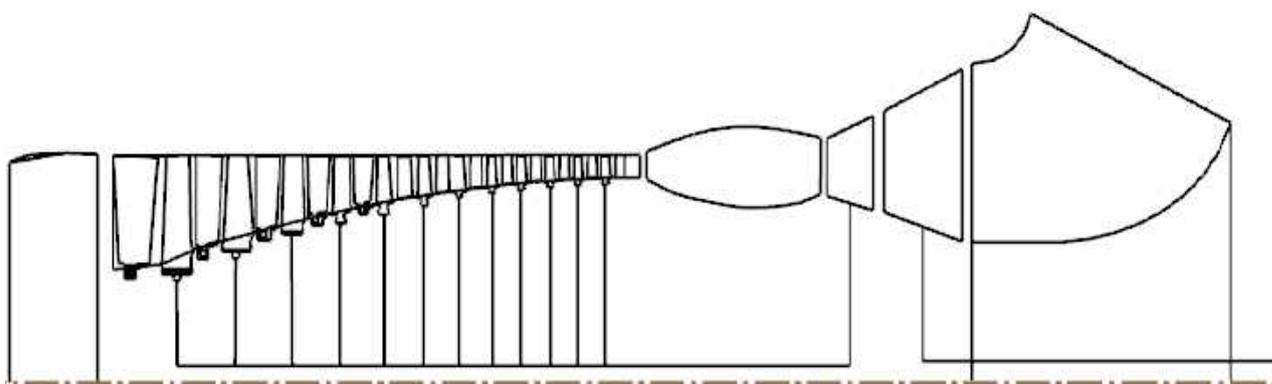


Рис. 3.2 – Схематичне зображення проточної частини двигуна

Як вже згадувалося раніше, при експлуатації двигуна в умовах запиленої атмосфери найбільший вплив на його параметри та характеристики має ерозія проточної частини компресора. У зв'язку з цим у представленій роботі цьому вузлу приділяється особлива увага. Схематичне зображення 12-ступеневого

осьового компресора з відображенням місць відбору та перепуску робочого тіла, а також поворотних лопаткових вінців, представлено на рис. 3.3.

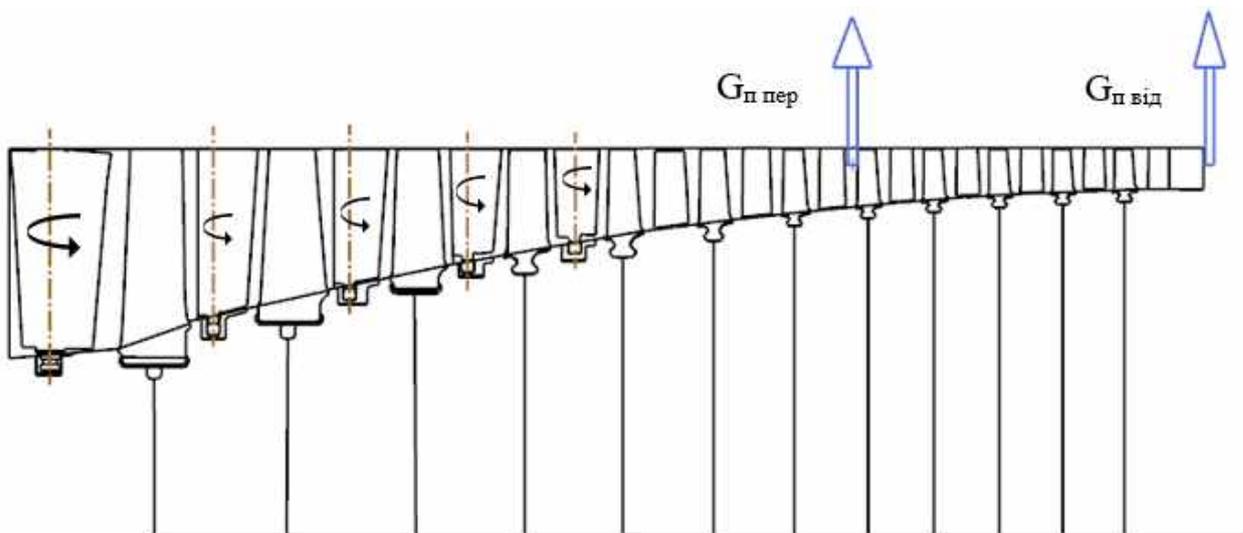


Рис. 3.3 – Проточна частина компресора

Закони регулювання вхідного напрямного апарата та напрямних апаратів 1-го, 2-го, 3-го та 4-го ступенів (ВНА, НА-1, НА-2, НА-3, НА-4), прийняті при моделюванні параметрів двигуна, наведено на рис. 3.4 у вигляді залежності зміни кутів установки лопаток $\Delta\gamma = \gamma - \gamma_p$ (p -розрахунковий режим) від частоти обертання, відповідно до [2].

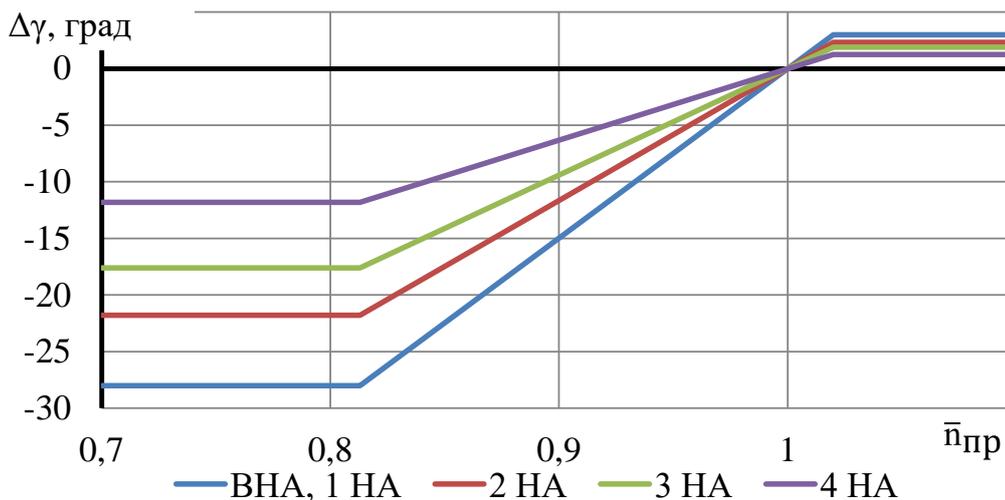


Рис.3.4 – Зміна кутів установки статорних лопаток залежно від частоти обертання

При зменшенні частоти обертання лопатки повертають на прикриття. Зменшення кутів установки дозволяє забезпечити достатні запаси стійкості.

3.2. Аналіз течії в компресорі вихідного двигуна

Перед тим як приступити до моделювання параметрів і визначення характеристики компресора, що зазнав абразивного зношування, необхідно виконати розрахунок компресора вихідного ГТД і провести аналіз течії в ньому. Для цього виконано розрахунок течії в компресорі з вихідною геометрією проточної частини та лопаткових вінців з використанням удосконаленого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристики компресора, наведеного в розділі 2.

3.2.1. Характеристика компресора

Сумарна характеристика компресора визначається на основі масоосереднених за радіусом параметрів потоку. На рис. 3.5 показано отриману розрахунковим шляхом сумарну характеристику компресора в діапазоні частот обертання $\bar{n} = 0,9 - 1,0$ у вигляді залежностей ступеня підвищення тиску та ізоентропічного ККД за параметрами загальмованого потоку від зведеної витрати повітря на вході; показано також межу стійкої роботи компресора.

При виконанні розрахунків закони регулювання було задано та описано з використанням лінійних залежностей. У діапазоні відносних частот обертання, що розглядається, клапани перепуску не відкривалися. Параметри віднесено до відповідних величин на «розрахунковому» режимі:

$$\pi_{\text{к}}^* = \frac{\pi_{\text{к}}^*}{\pi_{\text{кр}}^*}, \quad \eta_{\text{кС}}^* = \frac{\eta_{\text{кС}}^*}{\eta_{\text{кС р}}^*}, \quad \bar{G}_{\text{Ппр}}^* = \frac{G_{\text{П}}^*}{G_{\text{Пр}}^*}, \quad \bar{n} = \frac{n}{n_{\text{р}}}.$$

На цьому ж рисунку для порівняння представлені результати експериментальних досліджень цього компресора, наведені в роботі [3].

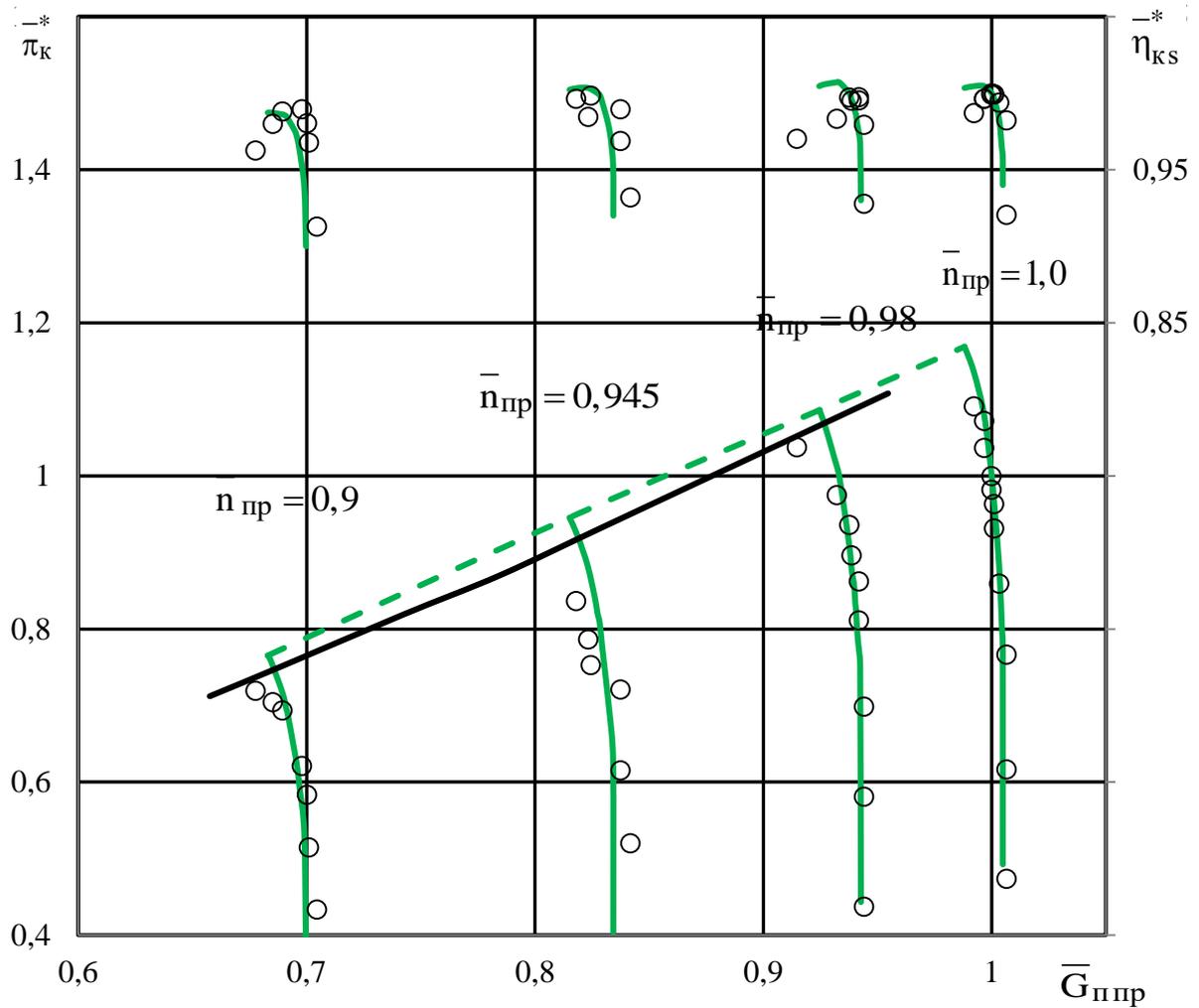


Рис. 3.5 – Характеристика компресора:

- – експеримент;
- (green) – розрахунок за допомогою математичної моделі;
- (black) – експериментальна межа стійкої роботи;
- - - (green) – розрахункова межа стійкої роботи

З представленого рисунка випливає, що результати розрахунку та експериментальні дані задовільно узгоджуються між собою.

Отримана характеристика є базовою для подальшого моделювання двигуна, що не зазнав зношування.

3.2.2. Зміна параметрів робочого тіла вздовж проточної частини компресора

Метод розрахунку течії в компресорі дає можливість розглянути структуру потоку на різних радіусах усіх ступенів на різних режимах роботи.

На рис. 3.6 показано зміну повної температури вздовж радіусу за робочими колесами всіх ступенів. На рис. 3.7 показано зміну повного тиску вздовж радіусу за робочими колесами. Результати представлено на «розрахунковому» режимі.

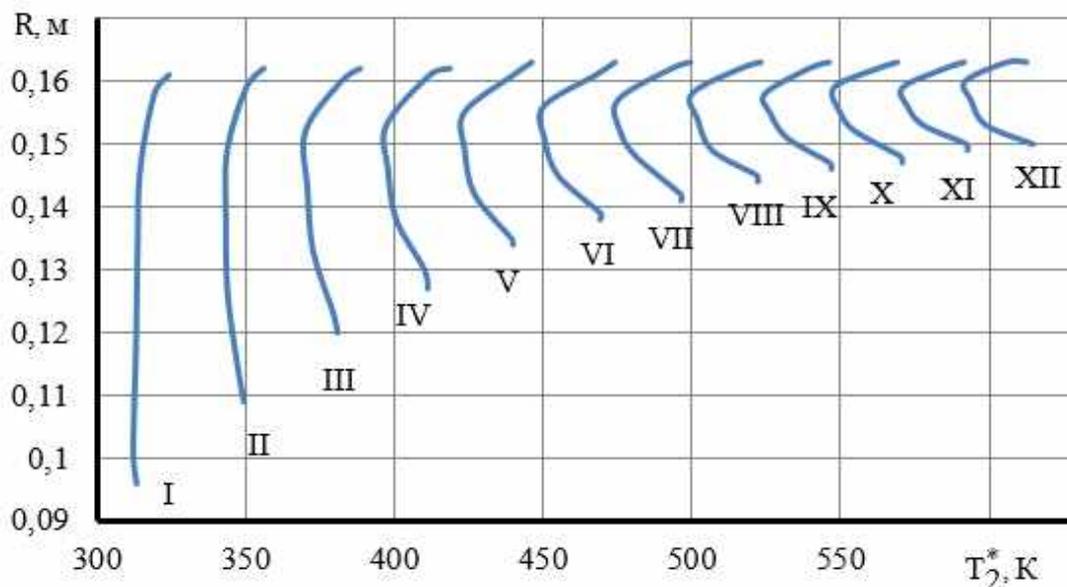


Рис. 3.6 – Розподіл повної температури за робочими колесами ступенів компресора вздовж висоти лопатки

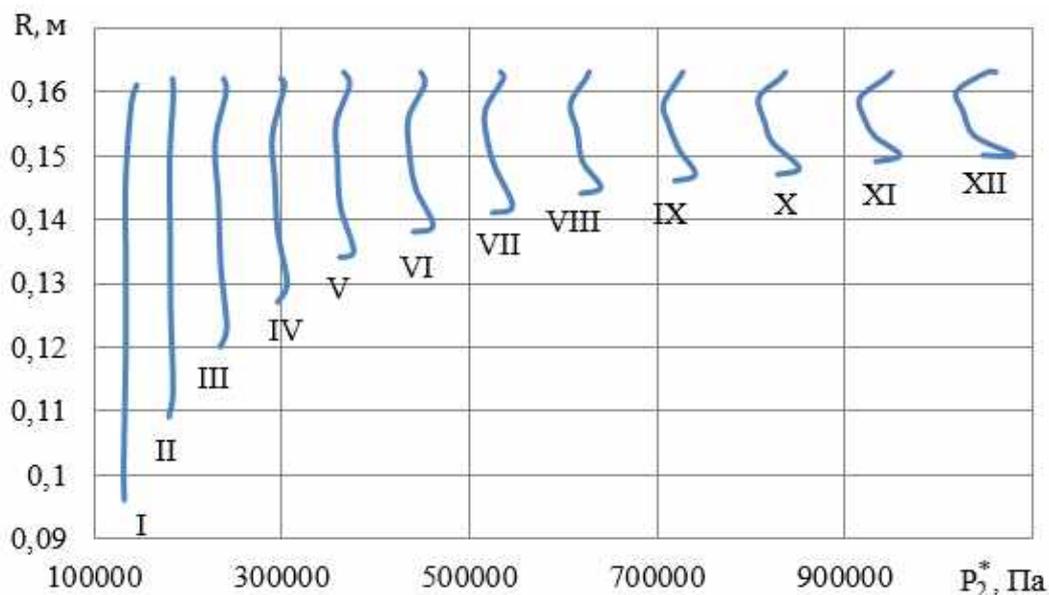


Рис. 3.7 – Розподіл повного тиску за робочими колесами ступенів компресора вздовж висоти лопатки

Із рис. 3.6 та рис. 3.7 видно, що до кінців лопаток значення повної температури зростають, а значення повного тиску зменшуються внаслідок наявності примежових торцевих шарів і вторинних течій, вплив яких ураховано у вихідному методі розрахунку.

На рис. 3.8 показано, як змінюються кути натікання ($i = \beta_{1r} - \beta_1$) на лопатки робочих коліс уздовж радіусу на цьому ж режимі. При цьому спостерігається збільшення кутів натікання на периферії лопаток унаслідок гальмування потоку в торцевих шарах та інших кінцевих ефектів.

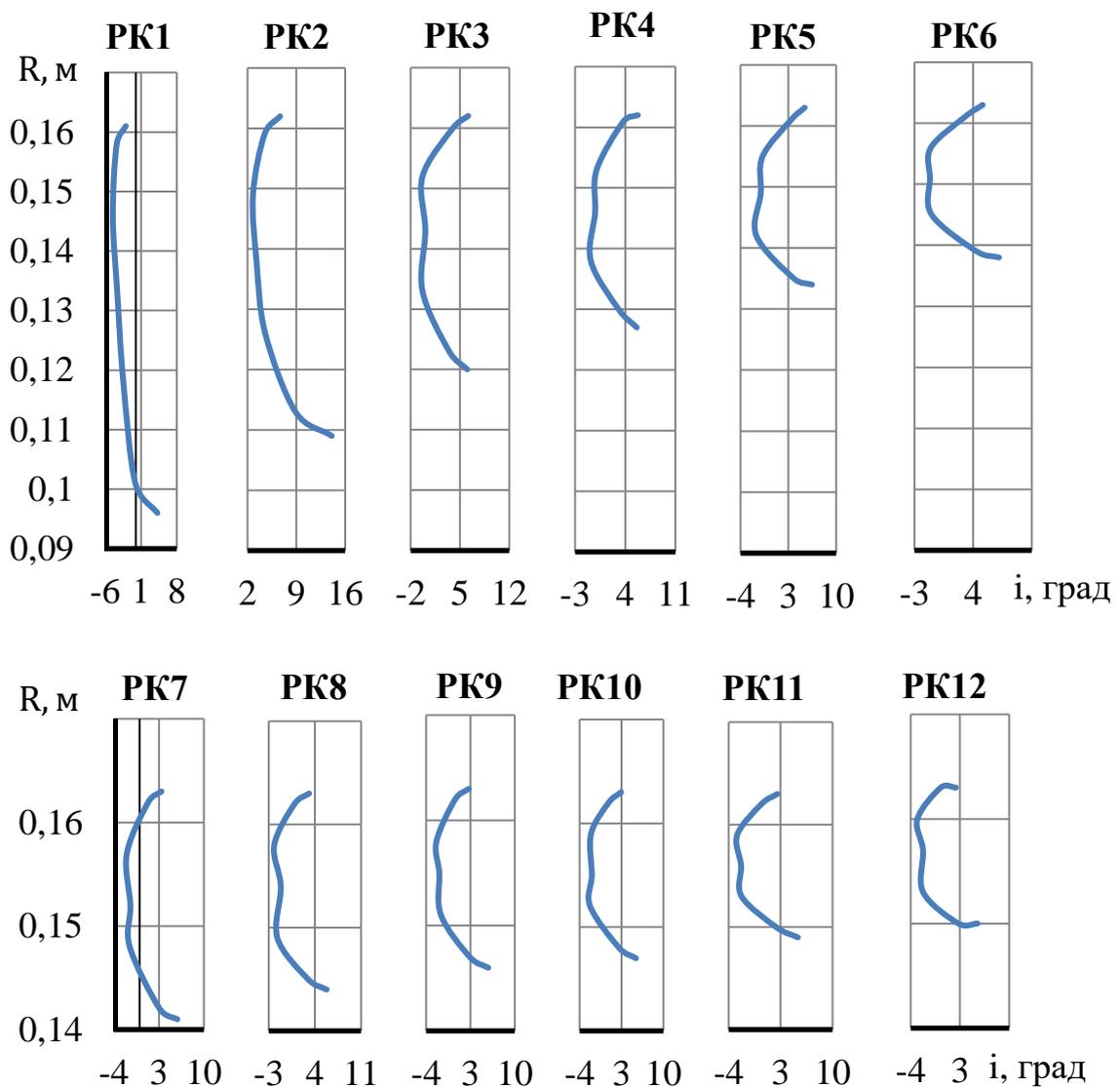


Рис. 3.8 – Розподіл кутів натікання на лопатки робочих коліс ступенів компресора
вздовж радіусу

Така ж інформація про параметри потоку в компресорі може бути отримана на будь-якому режимі при моделюванні роботи компресора в системі газотурбінного двигуна.

Як згадувалося раніше, в якості критерія аеродинамічної навантаженості решіток прийнятий еквівалентний коефіцієнт дифузорності D_{eq} . Розподіл еквівалентного коефіцієнта дифузорності за висотою лопатки для робочих коліс представлено на рис. 3.9 на розрахунковому режимі та на межі стійкої роботи.

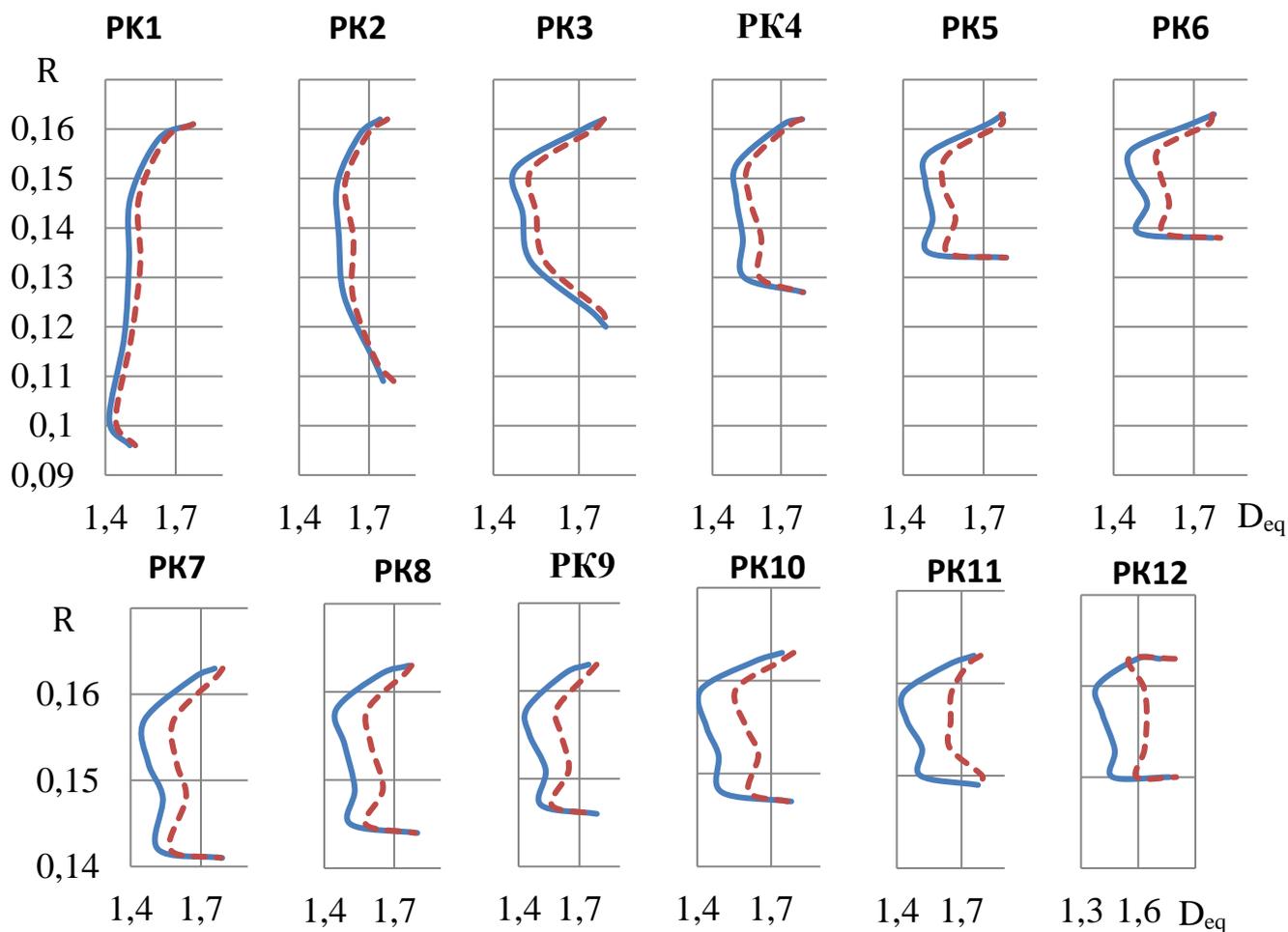


Рис. 3.9 – Розподіл за висотою лопатки еквівалентного коефіцієнта дифузорності для робочих коліс:

- розрахунковий режим;
- - - межа стійкої роботи

Аналогічний розподіл еквівалентного коефіцієнта дифузорності за висотою лопатки для напрямних апаратів представлено на рис. 3.10.

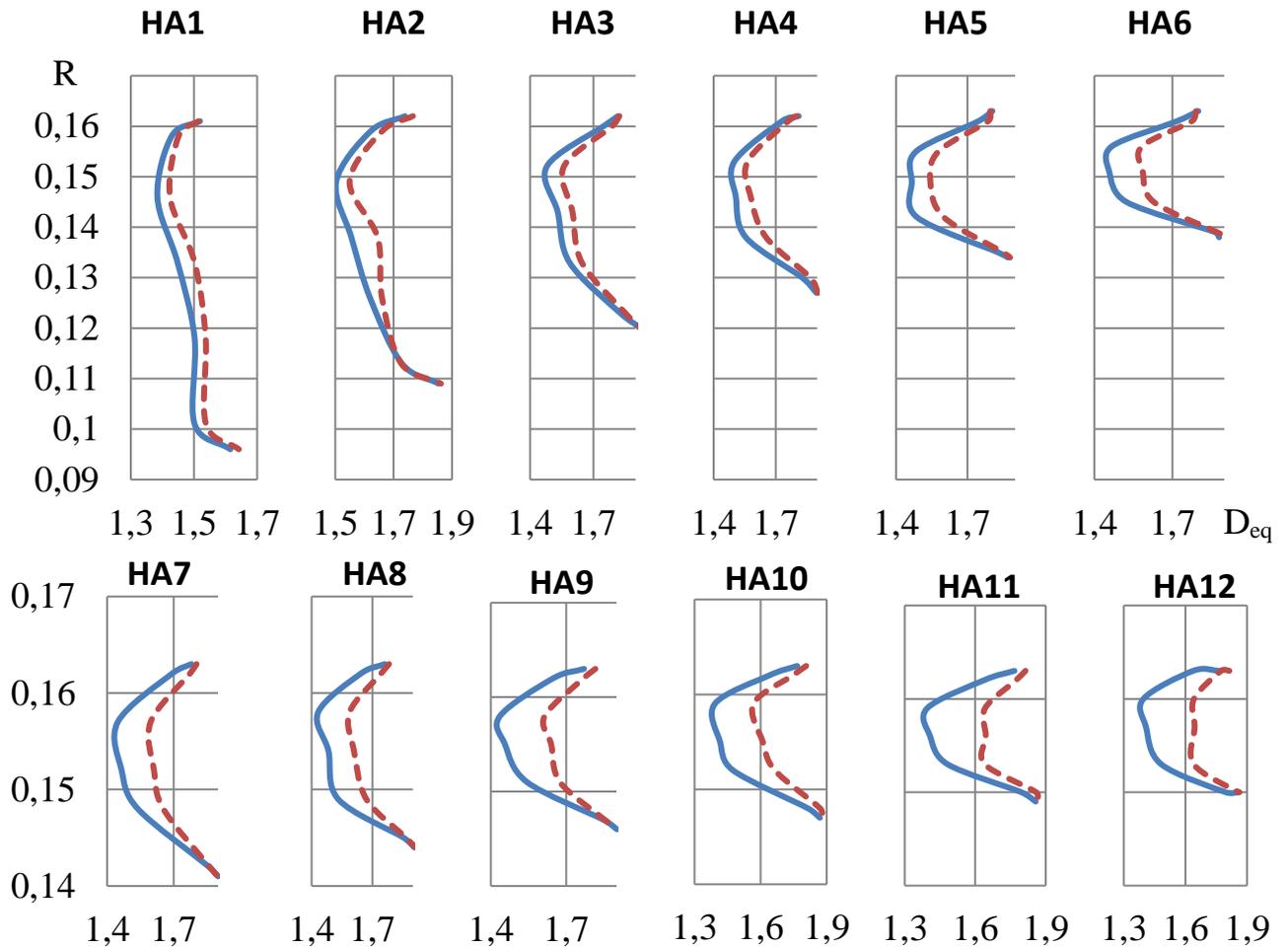


Рис. 3.10 – Розподіл за висотою лопатки еквівалентного коефіцієнта дифузорності для напрямних апаратів:

- розрахунковий режим;
- - - - - межа стійкої роботи

Як граничну величину еквівалентного коефіцієнта дифузорності, що визначає межу стійкої роботи, прийнято значення $D_{eq} = 1,6$. Передбачається, що ступінь знаходиться в режимі зриву, коли в більшості елементарних перетинів лопатки досягнуто граничне значення еквівалентного коефіцієнта дифузорності.

3.3 Аналіз параметрів турбовального двигуна з використанням моделі не зношеного компресора в його системі

Перед аналізом впливу абразивного зношування елементів проточної частини компресора на термогазодинамічні параметри та характеристики турбовального газотурбінного двигуна необхідно визначити параметри двигуна, що не зазнав впливу пилу. Також потрібно виконати верифікацію розробленого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик ГТД. Для вирішення цього завдання виконано розрахунок дросельної характеристики ГТД із використанням отриманих результатів розрахунку течії в багатоступеневому осьовому компресорі без ерозійного зношування.

На рис. 3.11 представлено дросельну характеристику двигуна у вигляді безрозмірних залежностей питомої потужності $\bar{N}_e = N_{e_{\text{пит}}} / N_{e_{\text{пит}p}}$ і питомої витрати палива $\bar{C}_e = C_e / C_{ep}$ від зведеної відносної частоти обертання. На цьому ж рисунку для порівняння наведено результати експериментальних досліджень, відповідно до [4].

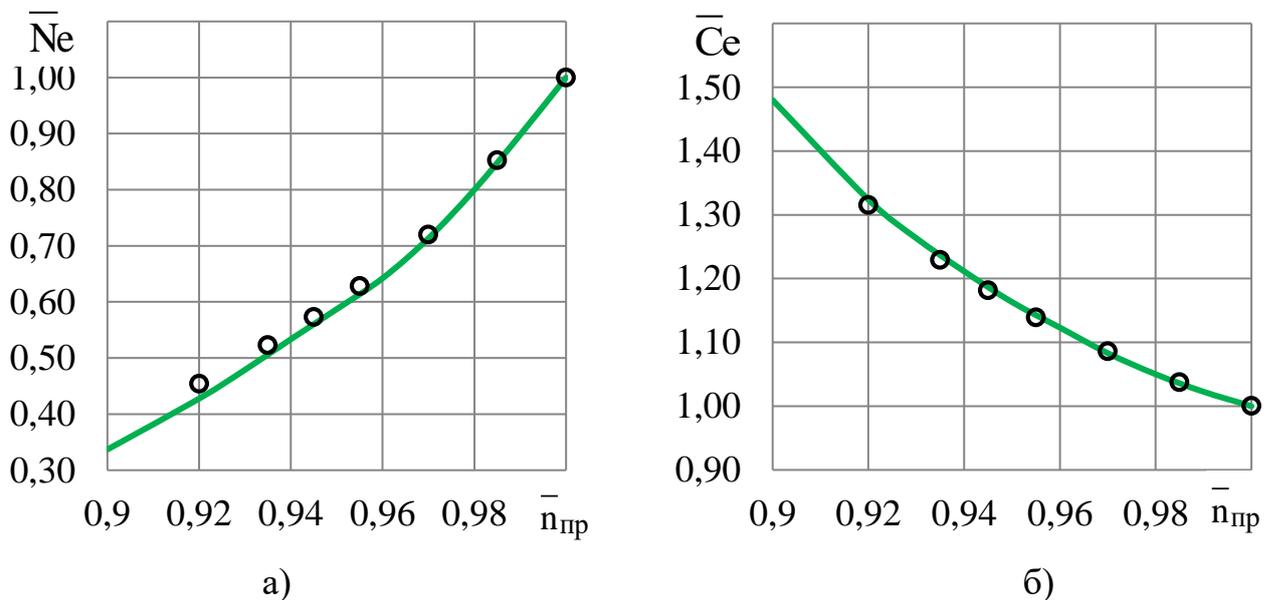


Рис. 3.11 – Дросельна характеристика двигуна:

а – питома потужність двигуна; б – питома витрата палива двигуна;

— розрахунок за допомогою математичної моделі;

○ – експериментальні дані

З представленої характеристики випливає, що результати розрахунку параметрів двигуна з використанням розробленого методу задовільно узгоджуються з експериментальними даними.

3.4. Висновки до третього розділу

1. Виконано верифікацію методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і робочих характеристик турбовального газотурбінного двигуна, в якому реалізовано вдосконалений двовимірний опис компресора. Для цього здійснено моделювання дросельної характеристики ГТД з урахуванням вихідних геометричних параметрів проточної частини та проведено порівняння отриманих результатів з експериментальними даними. Аналіз залежностей питомої потужності та питомої витрати палива від зведеної відносної частоти обертання підтвердив задовільну збіжність, що свідчить про достовірність застосованого методу.

2. Проведено розрахунок і аналіз характеристики компресора вихідного двигуна, який не зазнав абразивного зношування, за допомогою вдосконаленого методу. Отримані результати порівняно з експериментальними даними. Встановлено, що результати розрахунку параметрів двигуна з використанням розробленого методу задовільно узгоджуються з експериментальними даними.

3. З використанням представленого методу виконано розрахунок течії в компресорі з вихідною геометрією проточної частини та лопаткових вінців для подальшого зіставлення з параметрами компресора, що зазнав зношування. На основі аналізу розподілу термогазодинамічних параметрів уздовж проточної частини за висотою лопатки встановлено, що поблизу кінців лопаток спостерігається зростання повної температури, зниження повного тиску та збільшення кутів натікання, що зумовлено впливом примежових торцевих шарів, вторинних течій та інших кінцевих ефектів.

Література до третього розділу

1. [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://авиару.рф/> (дата звернення 5.07.2019).
2. Двірник Я. В., Павленко Д. В. Влияние пылевой эрозии на газодинамические характеристики осевого компрессора ГТД *Вістник двигунобудування*. 2017. № 1. С. 56-66.
3. Бойко Л. Г., Даценко В. А., Піжанкова Н. В. Визначення дросельної характеристики турбувального ГТД на основі методу математичного моделювання з використанням одно- та двовимірних підходів до розрахунку параметрів компресора. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2019. №7, С. 27-39.
4. Турбовальний двигун ТВ3-117. Посібник з технічної експлуатації. Книга 3. 1986. 118 с.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ВПЛИВУ АБРАЗИВНОГО ЗНОШУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ КОМПРЕСОРА НА ЙОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

4.1. Моделювання геометричних параметрів компресора з урахуванням зношування

Використовуючи методику моделювання геометричних параметрів, яка наведена в п.п. 2.6, та представлені в роботі [1] дані про зношування лопаток компресора двигунів сімейства ТВЗ-117, на периферії та середньому радіусі були визначені геометричні параметри робочих коліс і напрямних апаратів зношеного компресора. Величина зношування в проміжних перетинах за висотою лопатки визначається шляхом інтерполяції, при цьому передбачається, що втулковий перетин не зношується.

Величина зношування хорд РК та НА по ступенях для периферійного перетину та на середньому радіусі представлена на рис. 4.1.

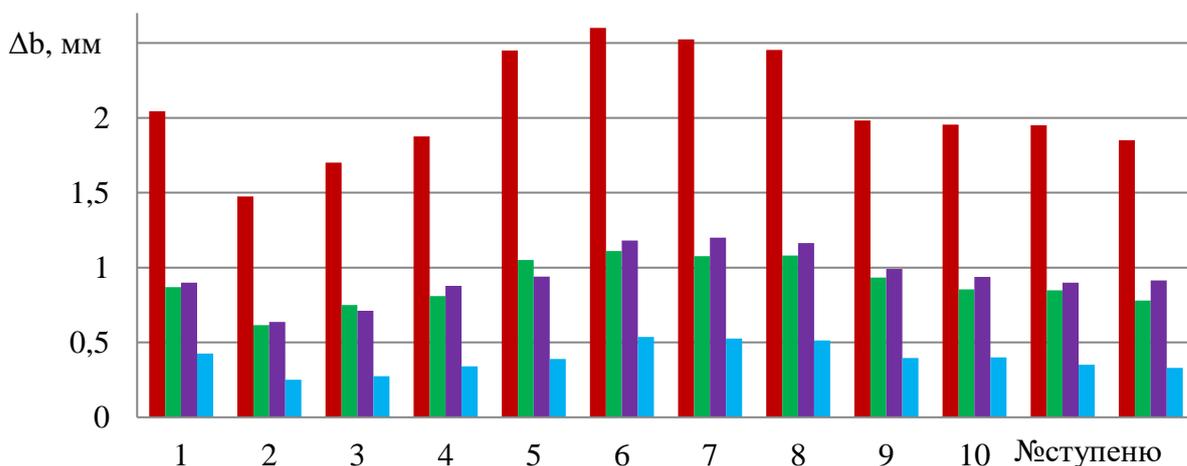


Рис. 4.1 – Величина зношування лопаткових вінців:

- – знос хорди робочих коліс у периферійному перетині;
- – знос хорди робочих коліс на середньому радіусі;
- – знос хорди напрямних апаратів у периферійному перетині;
- – знос хорди напрямних апаратів на середньому радіусі

З рисунку 4.1 видно, що робочі колеса інтенсивніше зношуються в порівнянні з напрямними апаратами, проте знос НА також суттєвий і ним не можна нехтувати при розрахунку термогазодинамічних параметрів компресора. Також підтверджується, що ерозія більше проявляється на периферії проточної частини компресора, що пов'язано зі збільшенням концентрації пилу в периферійній області.

Величини вигину профілю вихідної та зношеної лопаток РК та НА залежно від номера ступеня на периферії та середньому радіусі представлено на рис. 4.2, 4.3.

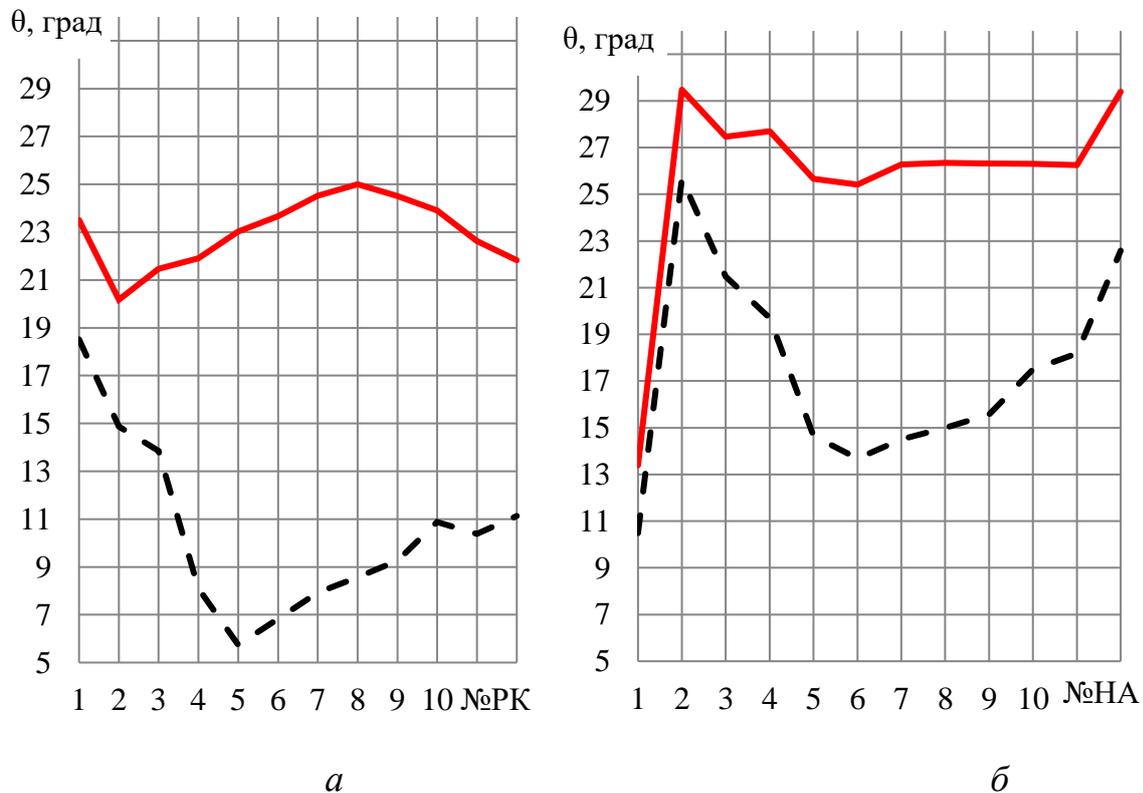


Рис. 4.2 – Кут вигину профілю лопаток у периферійному перетині:

а – робочі колеса, *б* – напрямні апарати;

————— – вихідний компресор;

----- – компресор після роботи в запилених умовах

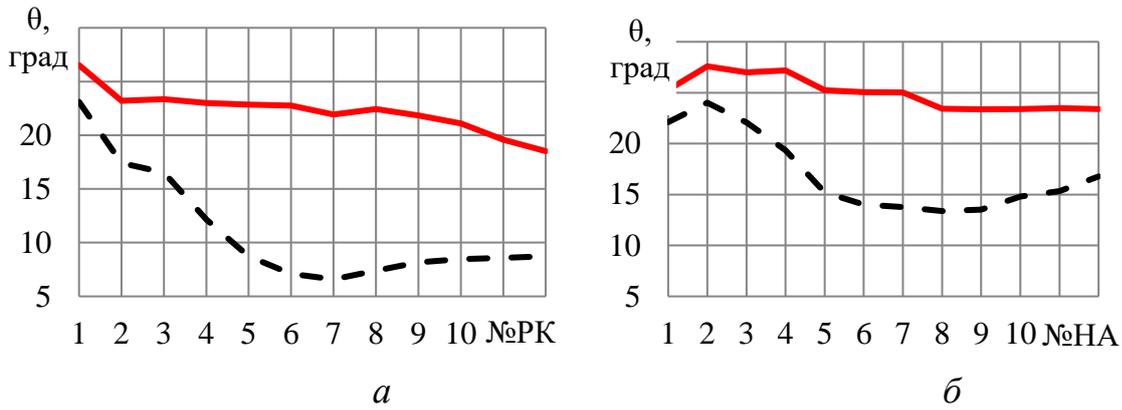


Рис. 4.3 – Кут вигину профілю лопаток на середньому радіусі:

а – робочі колеса, *б* – напрямні апарати;

————— – вихідний компресор;

----- – компресор після роботи в запилених умовах

Зменшення кута вигину спричиняє зменшення кута повороту потоку, що, в свою чергу, призводить до зменшення ступеня підвищення тиску в лопатковому вінці.

З рис. 4.2, 4.3 видно що найбільше кут вигину профілю зменшився на 5 – 7 ступенях. Так, на периферії кут вигину 5 РК зменшився на 17,3 град, а 6 НА – на 11,7 град. На середньому радіусі кут вигину сильніше зменшився на 7 РК (-15,5 град) і 7 НА (-11,2 град).

На рис. 4.4, 4.5 представлено зміну геометричних кутів за висотою вихідного та зношеного пера лопатки.

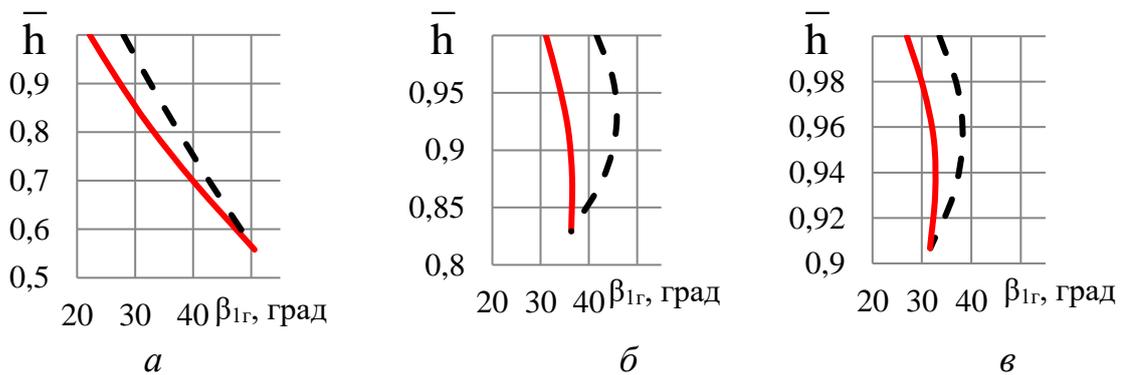


Рис. 4.4 – Зміна геометричних кутів на вході $\beta_{1Г}$ за висотою лопаток робочих коліс:

а – 1 ступінь; *б* – 6 ступінь; *в* – 12 ступінь;

————— – вихідний компресор;

----- – компресор після роботи в запилених умовах

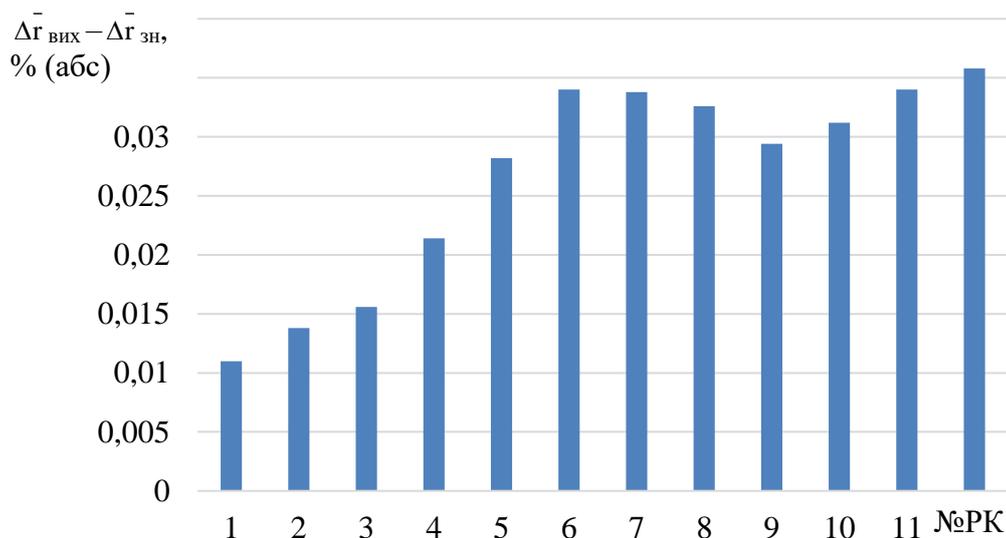


Рис. 4.7 – Різниця радіальних зазорів вихідного та зношеного компресорів

Аналізуючи зміну геометричних параметрів лопаткових вінців, можна зробити висновок, що інтенсивнішому зношуванню піддається шостий ступінь. Імовірно, це пов'язано з двома клапанами перепуску повітря, розташованими над сьомим ступенем компресора. Адже, як з'ясовано в результаті аналізу літературних джерел, з віддаленням від входу компресора концентрація пилу зростає в периферійній області. При запуску двигуна, коли клапани перепуску відкриті, частка абразивних частинок виходить з проточної частини компресора разом з перепуцценим повітрям, що, в свою чергу, зменшує інтенсивність абразивного зношування лопаткових вінців компресора, які розташовані далі по проточній частині.

Крім зміни представлених вище геометричних параметрів, при ерозійному зношуванні суттєво збільшується шорсткість профілю. Шорсткість визначає якість поверхні, яка також впливає на обтікання профілю. Вона залежить від висоти виступів та їхнього розподілу по поверхні. Коли виступи нижче ламінарного підшару, поверхня вважається гідравлічно гладкою, в іншому випадку поверхня вважається шорсткою та є джерелом додаткових гідравлічних втрат. Для оцінки шорсткості використовується еквівалентна шорсткість піщинок k_s , відповідно до роботи [2]. Під еквівалентною шорсткістю розуміють умовну, рівномірну по поверхні шорсткість, утворену виступами однакової висоти, при

якій втрати напору такі ж, як і для реальної шорсткості. Зважаючи на відсутність даних про вимірювання даного параметра для досліджуваного об'єкта в процесі експлуатації, шорсткість зношеного профілю береться відповідно до роботи [3]. Величину шорсткості для лопаток з різним зношуванням наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Шорсткість поверхні лопатки.

k_s , мкм	Величина зношування лопатки
5	вихідна, незношена лопатка
20	лопатка, що зазнала зношування
40	гранично зношена лопатка

Таким чином, визначено всі геометричні параметри лопаткових вінців та проточної частини компресора, необхідні для розрахунку його термогазодинамічних параметрів, і характеристики після абразивного зношування.

4.2. Результати розрахунку параметрів і характеристики компресора з урахуванням абразивного зношування

На основі вдосконаленого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристики компресора в двовимірній постановці, з урахуванням отриманих геометричних параметрів лопаткових вінців і проточної частини компресора, що зазнав абразивного зношування, проведено розрахунок його термогазодинамічних параметрів і характеристик.

4.2.1. Аналіз термогазодинамічних параметрів компресора після ерозійного зношування

Дослідження проводилося на усталених режимах роботи. У розглянутому діапазоні частот обертання ($\bar{n} = 0,9 - 1,0$) клапани перепуску були закриті.

Регулювання компресора здійснювалося шляхом повороту статорних лопаток (ВНА, НА1, НА2, НА3, НА4) за попередньо прийнятим законом залежно від частоти обертання.

На рис. 4.8 показано зміну повних температур за радіусом у перетинах за робочими колесами всіх ступенів для компресора зношеного двигуна в порівнянні з вихідним. Результати представлено на «розрахунковому» режимі. «Розрахунковий» режим зношеного компресора визначено відповідно до зміни положення лінії робочих режимів.

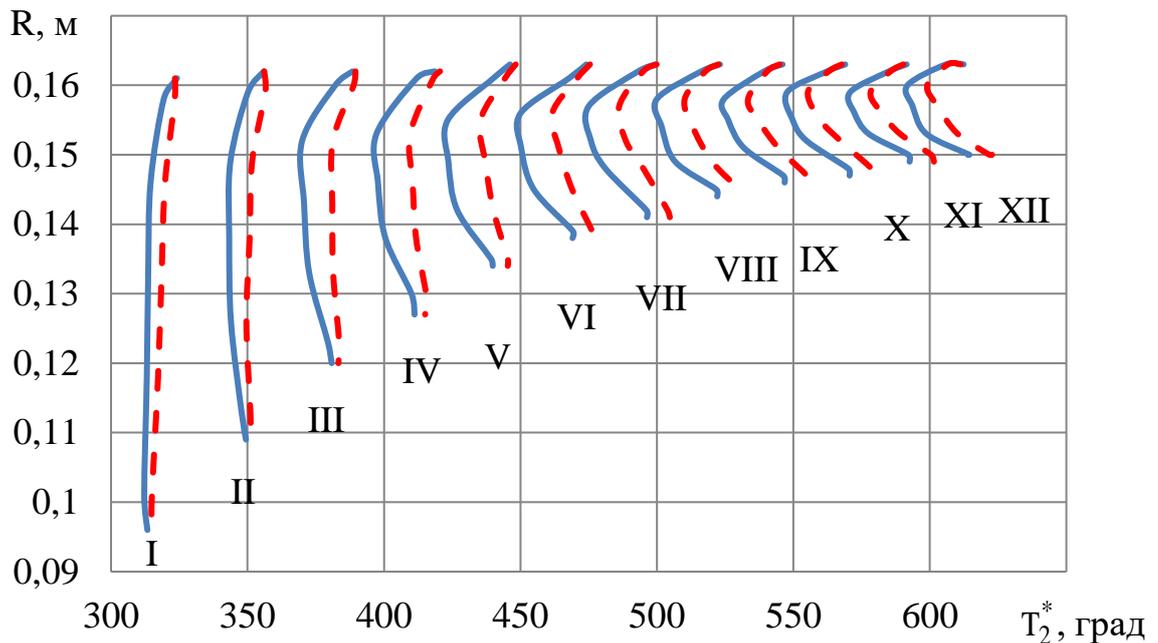


Рис. 4.8 – Розподіл повної температури за робочими колесами ступенів

компресора за висотою лопатки:

————— – вихідний компресор;

- - - - - – зношений компресор

З представленого рисунку видно, що в результаті абразивного зношування повна температура збільшується по всій висоті лопаток за всіма вінцями. Такий ефект пояснюється тим, що в компресора, який зазнає абразивного зношування, аеродинамічні властивості змінюються. Збільшуються радіальні зазори, деградує профіль лопаток, порушується оптимальний кут натікання. Це призводить до інтенсивного перетікання потоку через збільшені зазори, з'являються локальні

зони зриву потоку, посилюються вторинні течії та вихрові структури. У цих зонах відбувається дисипація механічної енергії.

На рис. 4.9 показано зміну повного тиску за радіусом у перетинах за робочими колесами всіх ступенів компресора, що зазнав абразивного зношування, і вихідного.

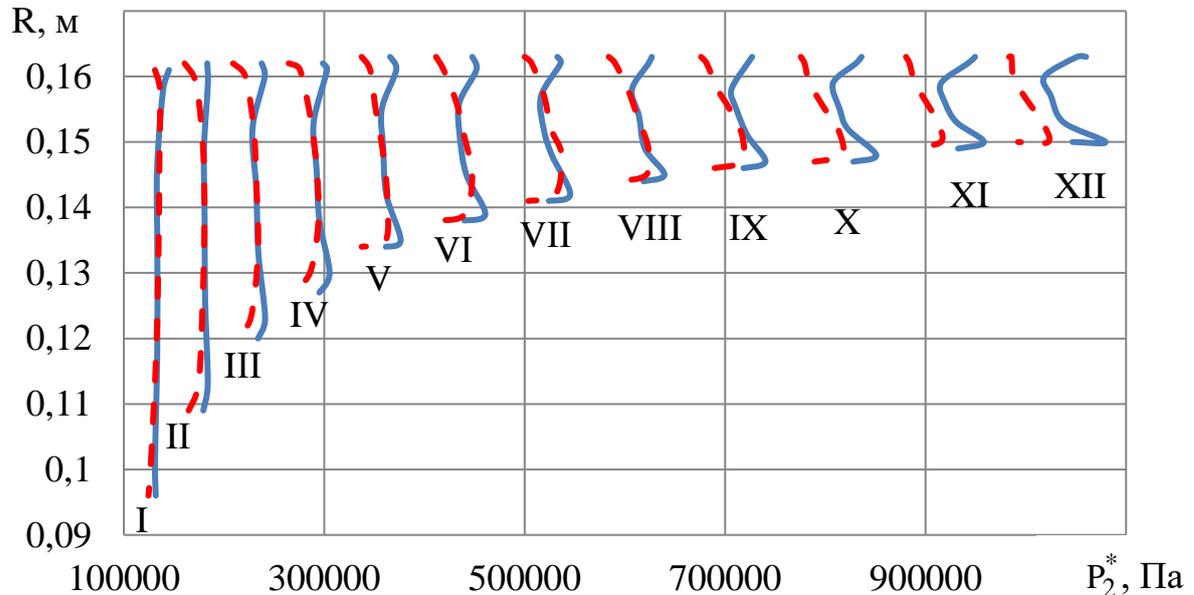


Рис. 4.9 – Розподіл повного тиску за робочими колесами ступенів компресора за висотою лопатки:

- — — — — вихідний компресор;
- - - - - зношений компресор

З рис. 4.9 видно, що ерозія виявляє накопичувальний ефект: при проходженні вздовж проточної частини тиск за вінцями поступово зменшується. Також варто зазначити, що зменшення тиску більшою мірою проявляється в периферійній ділянці проточної частини компресора, що обумовлено підвищеним рівнем втрат, пов'язаних з інтенсивнішим абразивним зношуванням у цих перетинах.

Важливим параметром, що характеризує обтікання профілю, є кут натікання. Так, при великих додатних кутах натікання можлива поява відриву з боку спинки, а при великих від'ємних кутах натікання можливий відрив з боку коритця. Зіставлення кутів натікання на лопатки робочих коліс для компресора,

що зазнав абразивного зношування, і для вихідного компресора представлено на рис. 4.10.

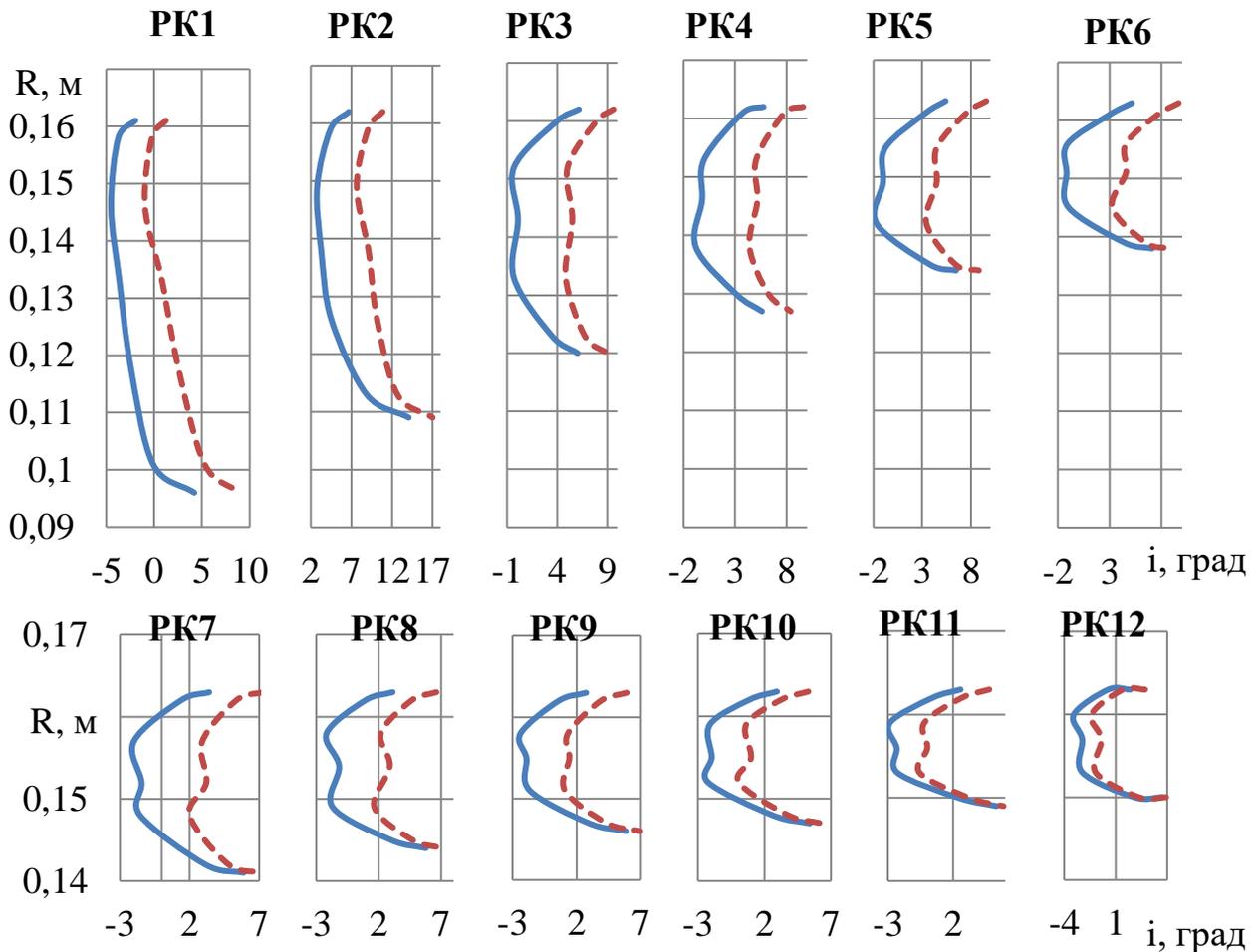


Рис. 4.10 – Розподіл кутів натікання на лопатки робочих коліс по радіусу:

— — — — — вихідний компресор;
 - - - - - зношений компресор

З рис. 4.10 видно, що кути натікання в компресора, що зазнав абразивного зношування, збільшилися на всіх робочих колесах по всій висоті лопатки. Це свідчить, що навіть на даному режимі можливі локальні зони з відривом потоку з поверхні лопатки.

4.2.2. Характеристика компресора, що зазнав абразивного зношування

Після визначення сумарних параметрів ступенів (ступеня підвищення тиску й ККД) отриманих шляхом інтегрування параметрів потоку по радіусу, аналогічно

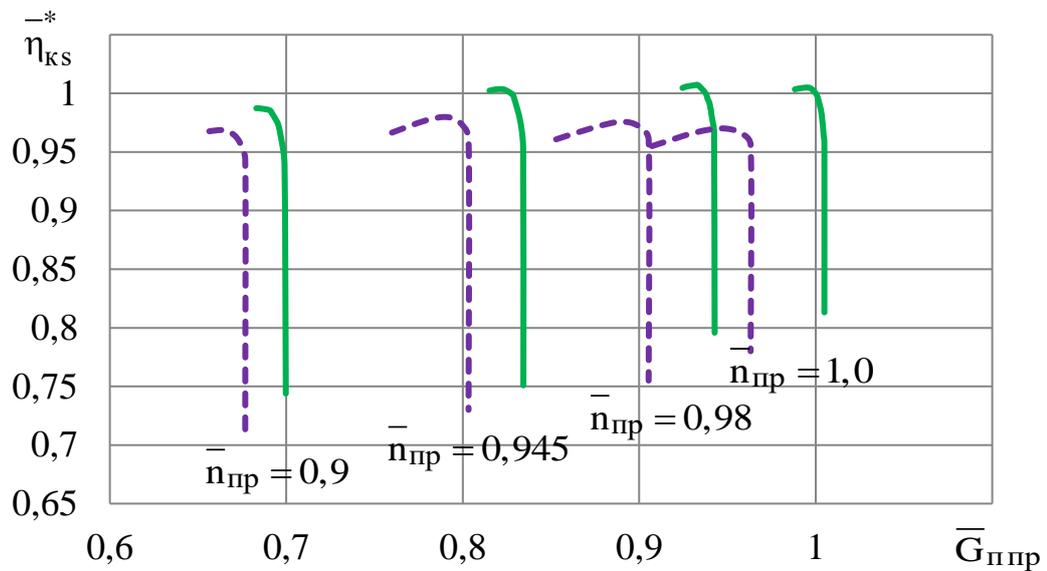


Рис. 4.12 – Характеристики компресора після абразивного зношування та вихідного компресора (ККД)

— ККД вихідного компресора
 - - - - - ККД зношеного компресора

З аналізу рис. 4.11 видно, що внаслідок ерозійного зношування компресора напірні лінії зміщуються в область менших витрат, супроводжуючись зниженням ступеня підвищення повного тиску. Крім того, спостерігається помітний зсув межі стійкої роботи. Як показано на рис. 4.12, ерозійне зношування призводить також до істотного зниження коефіцієнта корисної дії компресора.

4.3. Вплив абразивного зношування багатоступеневого осьового компресора на параметри турбовального двигуна

Для аналізу впливу тривалої експлуатації турбовального газотурбінного двигуна в умовах запиленої атмосфери на його термогазодинамічні параметри виконано розрахунок дросельної характеристики ГТД.

Дослідження дросельної характеристики зношеного ГТД проводилося на усталених режимах роботи. У розглянутому діапазоні частот обертання клапани перепуску було закрито. Регулювання компресора здійснювалося шляхом повороту статорних лопаток (ВНА, НА1, НА2, НА3, НА4) за попередньо

встановленим законом залежно від частоти обертання. Регулювання двигуна виконано з використанням програми $n_{пр} = var$.

Результати розрахунку дросельної характеристики вихідного турбовального ГТД та зі зношеною проточною частиною показано на характеристиці компресора на рис. 4.13 у вигляді лінії спільних режимів роботи вузлів газогенератора.

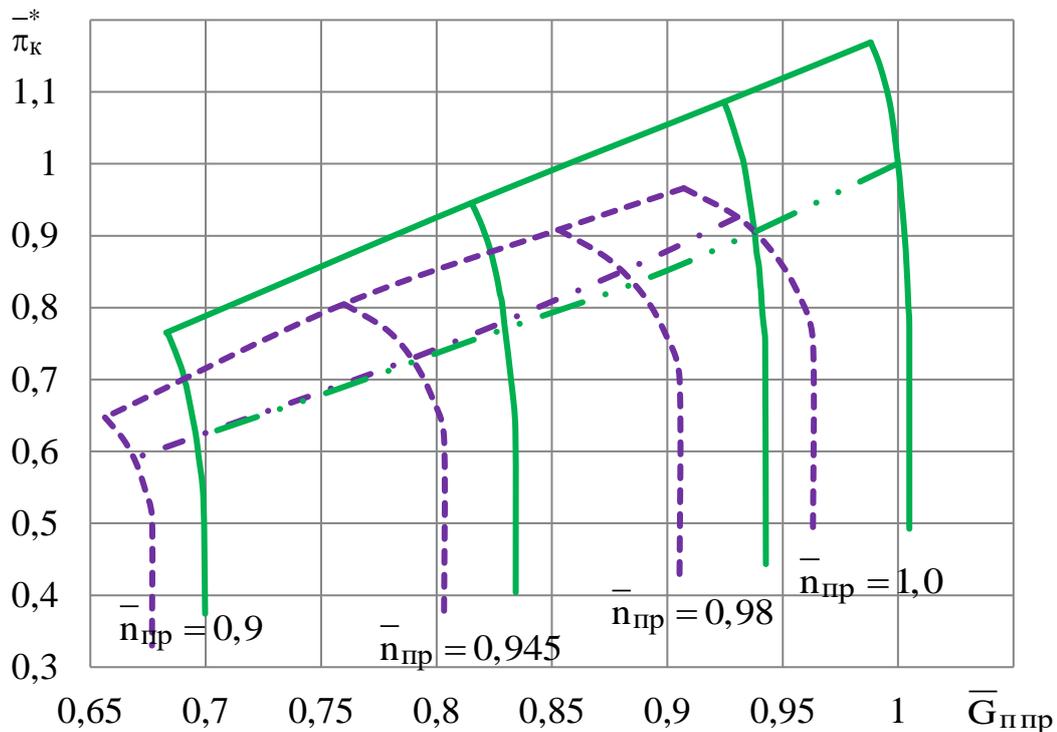


Рис. 4.13 – Дросельна характеристика двигуна до та після зношування у вигляді лінії спільних режимів роботи вузлів газогенератора

- — — — — вихідний компресор
- - - - - компресор після роботи в запилених умовах
- · - · - лінія робочих режимів вихідного двигуна
- · - · - лінія робочих режимів ГТД зі зношеною проточною частиною

З наведеного графіка видно, що, окрім зміщення межі області газодинамічної стійкості, відбувається також зміщення лінії спільних режимів роботи вузлів газогенератора. Сукупна дія цих чинників призводить до зміни запасу газодинамічної стійкості двигуна. На рис. 4.14 показано зіставлення запасів газодинамічної стійкості вихідного та зазнавшого абразивного зношування ГТД.

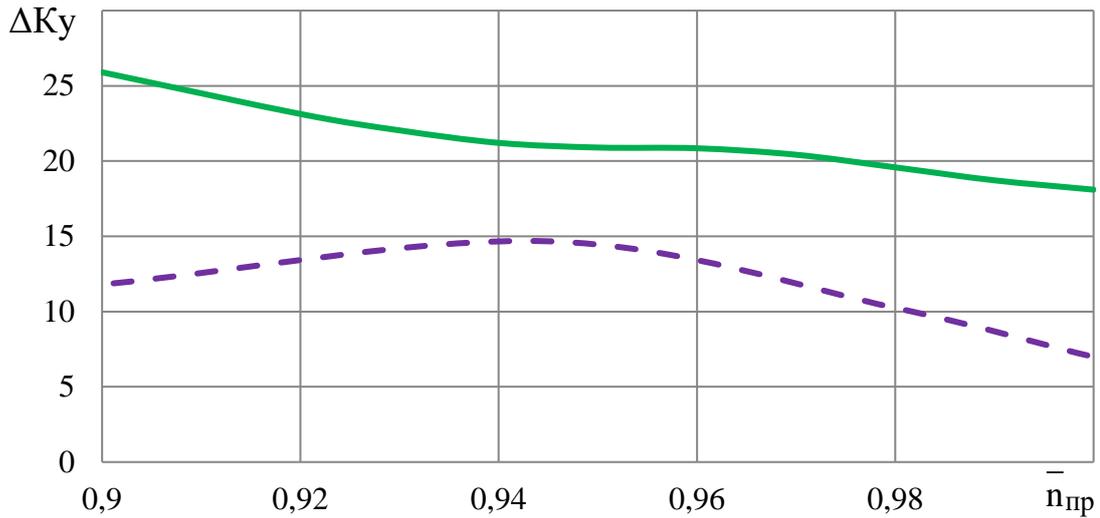


Рис. 4.14 – Запаси газодинамічної стійкості вихідного та зношеного двигунів

— вихідний компресор
 - - - - - компресор після роботи в запилених умовах

На рис. 4.15, 4.16 наведено дросельну характеристику двигуна у вигляді безрозмірних залежностей питомої потужності $\bar{N}_{пит} = N_{пит} / N_{питр}$ (рис. 4.15) та питомої витрати палива $\bar{C}_e = C_e / C_{ep}$ (рис. 4.16) від зведеної відносної частоти обертання під час роботи двигуна в запилених умовах. На цих же рисунках для зіставлення представлено параметри двигуна, що не зазнав абразивного зношування.

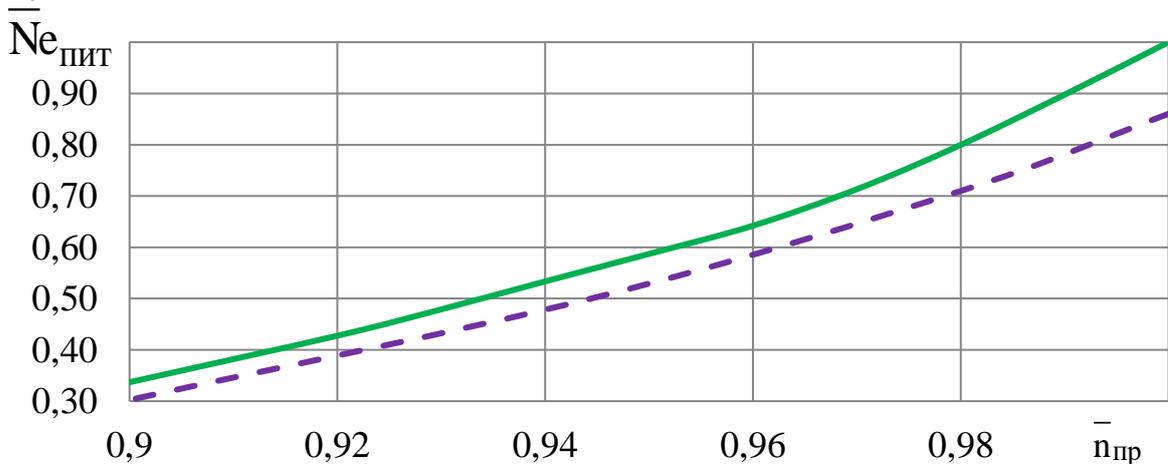


Рис. 4.15 – Питома потужність вихідного та зношеного двигунів

— вихідний компресор
 - - - - - компресор після роботи в запилених умовах

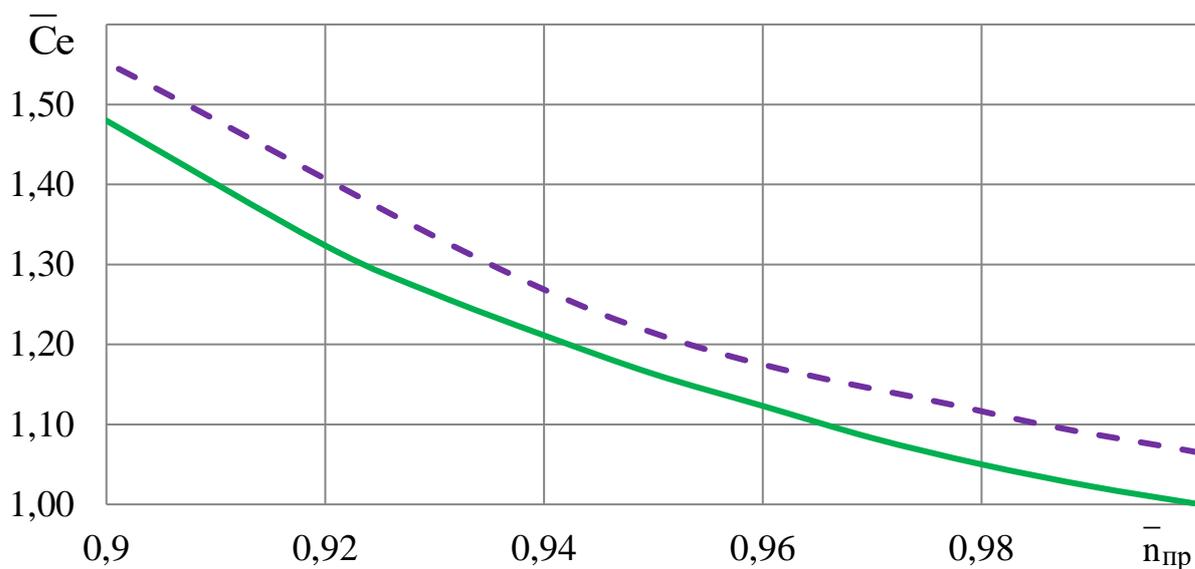


Рис. 4.16 – Питома витрата палива вихідного та зношеного двигунів

- — вихідний компресор
- - - - - компресор після роботи в запилених умовах

Кількісні показники зміни параметрів двигуна в результаті ерозійного зношування проточної частини компресора представлено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Зміна параметрів двигуна внаслідок ерозійного зношування компресора

Параметр \ $\bar{n}_{пр}$	0,9	0,945	0,98	1,0
$\Delta \bar{N}_{пит}, \%$	10,2	10,3	11,2	14
$\Delta \bar{C}_e, \%$	4,9	4,4	6,3	6,4
$\Delta K_y, \%$ (абс)	14,1	6,5	9,3	11,1

В результаті при даному ерозійному зносі проточної частини багатоступеневого осьового компресора питома потужність двигуна на «розрахунковому» режимі знизилася на 14 %, питома витрата палива зросла на 6,4 %, а запас газодинамічної стійкості зменшився на 11,1 %.

4.4. Висновки до четвертого розділу

1. На підставі відомих даних про зношування досліджуваного компресора визначено геометричні параметри лопаткових вінців та проточної частини, які необхідні для моделювання процесів у компресорі, що зазнав абразивного зношування. Аналізуючи зміну геометричних параметрів лопаткових вінців, можна зробити висновок, що інтенсивнішому зношуванню піддається шостий ступінь. Імовірно, це пов'язано з двома клапанами перепуску повітря через сьомий ступінь компресора. Адже, як з'ясовано в результаті аналізу літературних джерел, з віддаленням від входу компресора концентрація пилу зростає в периферійній області. При запуску двигуна, коли клапани перепуску відкриті, частка абразивних частинок виходить з проточної частини компресора разом з перепущеним повітрям, що, в свою чергу, зменшує інтенсивність абразивного зношування лопаткових вінців компресора, які розташовані далі по проточній частині.

2. Виконано розрахунок термогазодинамічних параметрів і характеристик компресора зношеного двигуна. Встановлено, що внаслідок абразивного зношування в компресорі по всій висоті проточної частини зростає повна температура, зменшується повний тиск і зростають кути натікання. У результаті зіставлення сумарних характеристик вихідного й зношеного компресорів встановлено, що внаслідок ерозійного зношування характеристика компресора зміщується в бік менших витрат, а також при цьому зменшуються ступінь підвищення повного тиску та ККД. Так, на «розрахунковому» режимі витрата повітря зменшилася на 6,9 %, ступінь підвищення повного тиску та ККД зменшилися на 7,5 і 3,4 %, відповідно.

3. На підставі моделювання процесів у двигуні визначено лінію спільних режимів роботи вузлів газогенератора. У результаті визначено запаси газодинамічної стійкості двигуна. Також отримано дросельну характеристику двигуна зі зношеною проточною частиною компресора. Визначено кількісні показники погіршення параметрів двигуна внаслідок ерозійного зношування

проточної частини компресора. При ерозійному зношуванні проточної частини багатоступеневого осевого компресора питома потужність вихідного двигуна на «розрахунковому» режимі знизилася на 14 %, питома витрата палива зросла на 6,4 %, а запас газодинамічної стійкості зменшився на 11,1% в абсолютній величині.

4.5. Література до четвертого розділу

1. Беляев Д. В., Пикула Э. Р., Талызина В. С. Оценка деформации характеристик осевого компрессора в условиях длительной эксплуатации. *Изв. вуз. Авиационная техника* 1993. №1. С.50-54.
2. Schlichting H., Gersten K. *Boundary-layer theory*. Berlin: Springer. 2017. 805 p. DOI: DOI: 10.1007/978-3-662-52919-5.
3. Performance Evaluation of Non-Uniformly Fouled Axial Compressor Stages by Means of Computational Fluid Dynamic Analyses / Aldi N., Morini M., Pinelli M., Spina P. R., Suman A., Venturini M. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013. ASME Paper GT2013-95580. 11p.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу розроблення методу визначення впливу абразивного зношування проточної частини на термогазодинамічні параметри та характеристики газотурбінного двигуна, що експлуатується в умовах підвищеної запиленості атмосфери.

На основі проведених теоретичних досліджень, математичного моделювання та аналізу отриманих результатів сформульовано такі основні висновки:

1. Встановлено, що головним фактором зниження ефективності газотурбінних двигунів при експлуатації в запиленому середовищі є абразивне зношування проточної частини, насамперед лопаткових вінців компресора. Аналіз існуючих методів прогнозування впливу зношування показав, що більшість із них базується на спрощених математичних моделях, що обмежує їх точність. Окремим напрямком існуючих досліджень є виявлення впливу ерозії на термогазодинамічні параметри та характеристику компресора, проте такі розрахунки стосуються тільки компресора й не описують вплив ерозійного зношування на параметри двигуна в цілому.
2. Удосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик осьового багатоступеневого компресора в двовимірній постановці. Уточнено залежності для визначення втрат, впливу радіальних зазорів і шорсткості поверхонь лопаткових вінців, а також застосовано еквівалентний коефіцієнт дифузорності для визначення межі стійкої роботи.
3. Удосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального газотурбінного двигуна шляхом інтеграції двовимірного розрахунку компресора до складу моделі двигуна. Запропонований підхід забезпечує врахування зміни геометричних параметрів зношених лопаткових вінців і дозволяє оцінювати їх вплив на загальні характеристики двигуна.

4. Розроблено методику визначення геометричних параметрів лопаткових вінців осьового компресора, що зазнав абразивного зношування, на різних радіусах на основі експериментальних даних про зміну хорди лопаток на середньому радіусі та периферії. Методика дозволяє визначати зміни геометричних кутів профілів, кутів установки та хорди лопаток уздовж висоти лопатки.

5. Проведено верифікацію вдосконаленого методу розрахунку термогазодинамічних параметрів і характеристик турбовального газотурбінного двигуна шляхом порівняння розрахункових результатів з експериментальними даними. Виявлено задовільну збіжність між розрахунковими та експериментальними результатами, що підтверджує достовірність розробленого методу.

6. Визначено вплив абразивного зношування проточної частини компресора на його термогазодинамічні параметри та характеристику, а також на параметри газотурбінного двигуна в цілому. Установлено, що за граничного рівня абразивного зношування проточної частини компресора, який відповідає максимально допустимому зношуванню лопаткових вінців і елементів проточної частини перед виведенням двигуна з експлуатації, на «розрахунковому» режимі витрата повітря зменшується на 6,9 %, ступінь підвищення повного тиску зменшується на 7,5 %. Унаслідок цього на «розрахунковому» режимі питома потужність двигуна зменшується на 14 %, а питома витрата палива зростає на 6,4 %. Також знижується на 11,1 % запас газодинамічної стійкості двигуна внаслідок зміщення лінії робочих режимів та межі стійкості.

Визначено шляхи подальшого розвитку розробленого методу, зокрема його вдосконалення шляхом урахування впливу ерозійного зношування на інші вузли двигуна, а також адаптації для визначення термогазодинамічних параметрів і характеристик інших типів газотурбінних двигунів, окрім турбовальних.

Поставлені в дисертаційній роботі завдання вирішено, мету дослідження досягнуто.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:

1. Бойко Л. Г., Даценко В.А., Піжанкова Н. В. Визначення дросельної характеристики турбовального ГТД на основі метода математичного моделювання з застосуванням одно- та двовимірних підходів до розрахунку параметрів компресора. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*, 2019, №7/159, С. 21-30. DOI:[10.32620/aktt.2019.7.03](https://doi.org/10.32620/aktt.2019.7.03)
2. Даценко В. А., Дьомін О. Є., Піжанкова Н. В. Визначення положення границі області стійкої роботи осьового багатоступеневого компресора при виконанні розрахункових досліджень. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*, 2020, № 6(166). С. 34-44 DOI:[10.32620/aktt.2020.6.04](https://doi.org/10.32620/aktt.2020.6.04)
3. Даценко В. А. Виявлення впливу шорсткості та радіального зазору на характеристику осьового багатоступеневого компресора. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2024. – №3. – С. 51-58. DOI: [10.32620/aktt.2024.3.04](https://doi.org/10.32620/aktt.2024.3.04)

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

4. Devising a method for calculating the turboshaft gas turbine engine performance involving a blade-by-blade description of the multi-stage compressor in a two-dimensional setting / Бойко Л. Г., Даценко В. А, Дьомін О. Є, Піжанкова Н. В. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021, №4 (8 (112)). С. 59–66. doi: [DOI: 10.15587/1729-4061.2021.238538](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238538)
5. Бойко Л. Г., Даценко В. А Determining the influence of compressor flow path abrasive wear on the gas turbine engine characteristics. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023, №2 (1 (122)), С. 12–24. doi: [DOI: 10.15587/1729-4061.2023.275546](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.275546)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Моделювання втрат у багатоступеневому осьовому компресорі. *Всеукраїнська науково-технічна конференція «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні» ІКТМ – 2018*, тези доповідей, Харків 2018, с.65.

7. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Математичне моделювання процесів у компресорі з використанням одно- та двовимірних підходів. *XXVII міжнародна науково-практична конференція MicroCAD-2019*, тези доповідей, Харків 2019, с. 240

8. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Визначення дросельної характеристики турбовального ГТД на основі метода математичного моделювання з застосуванням одно- та двовимірних підходів до розрахунку параметрів компресора. *XXIV міжнародний конгрес двигунобудівників*, Харків 2019, с. 72.

9. Бойко Л. Г., Даценко В. А. Моделювання геометричних параметрів лопаточних вінців зношеного компресора. *Тридцять друга всеукраїнська конференція “Нові технології в машинобудуванні”*, Харків 2022, 47-50 стр.. [DOI: 10.32620/NLTMB.22](https://doi.org/10.32620/NLTMB.22)

10. Бойко Л.Г., Даценко В.А., Піжанкова Н.В. Особливості проектування високонапірних компресорів малорозмірних ГТД з урахуванням відбору повітря. *Тридцять друга всеукраїнська конференція “Нові технології в машинобудуванні”*, Харків 2022, с. 59. [DOI: 10.32620/NLTMB.22](https://doi.org/10.32620/NLTMB.22)

11. Даценко В.А. Оцінка впливу абразивного зношування компресора на характеристики турбовального газотурбінного двигуна. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025*, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – 1882 с.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

12. Розробка та удосконалення методів математичного моделювання газотурбінних двигунів, турбомашин та турбоустановок різного призначення: звіт

про НДР (заключн.) / Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»; кер. Л. Г. Бойко (№ держреєстру: 0118U001842). Харків, 2020. 198 с.

13. Математичне моделювання газодинамічних процесів та характеристик повітряно-реактивних двигунів, газотурбінних приводів та їх елементів (заключний) / Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»; кер. О. В. Кіслов; (№ держреєстру: 0121U108283). Харків, 2023. 185 с.

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
 Національного аерокосмічного
 університету «Харківський
 авіаційний інститут», д-р. наук з
 держ. упр.



Світлана ДОМБРОВСЬКА

АКТ № 01 від 03 02 2026 р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
 асистента кафедри 201
 ДАЦЕНКО Вадима Анатолійовича
 на здобуття ступеня вищої освіти – доктор філософії
 за спеціальністю 142 – Енергетичне машинобудування

Комісія у складі:

голови: декана факультету авіаційних двигунів,
 к.т.н., доцента Юрія ШИРОКОГО

членів: завідувача кафедри теорії авіаційних двигунів,
 к.т.н., доцента Олега КІСЛОВА
 доцента кафедри теорії авіаційних двигунів,
 к.т.н., доцента Ксенії ФЕСЕНКО

розглянула матеріали наукових досліджень Даценко Вадима Анатолійовича, виконаних у межах дисертаційної роботи на здобуття ступеня доктора філософії.

Комісія засвідчує:

1) Результати дисертаційного дослідження, особисто отримані Даценком Вадимом Анатолійовичем, присвячені розробці та застосуванню методу визначення впливу абразивного зносу проточної частини компресора на характеристики газотурбінного двигуна за допомогою його математичної моделі. У дисертаційній роботі запропоновано та реалізовано метод визначення впливу абразивного зношування проточної частини компресора на характеристики газотурбінного двигуна; методику визначення геометричних параметрів осьового компресора, що зазнав абразивного зношування; вдосконалено метод розрахунку термогазодинамічних параметрів та характеристик осьового багатоступеневого компресора у двовимірній постановці.

2) Практичне застосування розробленого методу дозволяє кількісно оцінювати вплив абразивного зношування проточної частини компресора на параметри турбовального газотурбінного двигуна, що

забезпечує підвищення обґрунтованості інженерних рішень під час аналізу технічного стану та прогнозування експлуатаційних характеристик газотурбінних двигунів.

3) Результати дисертаційного дослідження впроваджені у науково-дослідницьких роботах (№ держреєстру 0118U001842, № держреєстру 0121U108283), а також в освітньому процесі при підготовці фахівців за спеціальністю G11 Машинобудування у лекційних курсах та навчальних дисциплінах: «Робочі процеси в газотурбінних двигунах та їх елементах»; «Теорія газотурбінних двигунів»; «Математичне моделювання режимів роботи газотурбінних двигунів», а також при виконанні кваліфікаційних робіт магістрів.

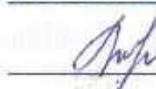
4) Результати наукових досліджень вважати впровадженими та реалізованими.

Голова комісії


Юрій ШИРОКИЙ

Члени комісії


Олег КІСЛОВ


Ксенія ФЕСЕНКО