

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет імені М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ПОДГОРСЬКИЙ КОСТЯНТИН МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 621.452.3.03.018 : 531.781

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНОГО
МОМЕНТУ ЗАСОБАМИ, ВБУДОВАНИМИ В КОНСТРУКЦІЮ
АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
Галузь знань 14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ К. М. Подгорський

Науковий керівник: Спіфанов Сергій Валерійович, д.т.н., професор,
Заслужений діяч науки і техніки України

Харків–2025

АНОТАЦІЯ

Подгорський К. М. Удосконалення методів визначення крутного моменту засобами, вбудованими в конструкцію авіаційних газотурбінних двигунів. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування» (14 «Електрична інженерія»). – Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, 2024.

Дисертаційна робота присвячена *актуальній задачі* формування систем вимірювання крутного моменту, вбудованих у конструкцію газотурбінних двигунів і оснований на використанні математичних моделей, що зв'язують термopужні властивості вала з умовами роботи двигуна. *Об'єктом* дослідження є процес перетворення крутного моменту на валу газотурбінного двигуна в кутове переміщення елементів системи вимірювання крутного моменту, а також процес визначення коефіцієнту корисної дії вентилятора за результатами його випробувань у складі повнорозмірного двигуна з використанням вимірювача крутного моменту. *Предметом* дослідження є залежності, що характеризують крутну жорсткість вала вимірювача крутного моменту та залежності похибок визначення ККД вентилятора від похибок вимірювання параметрів двигуна, зокрема крутного моменту.

Для реалізації ряду важливих функцій керування та діагностування турбовальних газотурбінних двигунів необхідно забезпечити безперервне визначення крутного моменту на валу вільної турбіни з великою точністю в усьому діапазоні режимів роботи двигуна та польотних умов. Для забезпечення визначення характеристик вентилятора та турбіни низького тиску ТРДД з великим ступенем двоконтурності необхідно визначати крутний момент на валу низького тиску. Перелічені вище задачі не можуть бути розв'язані за допомогою спеціалізованих (промислових) вимірювачів крутного моменту – необхідно формувати вимірювачі, інтегровані з конструктивними елементами двигуна. Найбільш переважними для

такого застосування є фазометричні вимірювачі, основані на визначенні фазового зміщення двох високочастотних електричних сигналів, які відбивають відносно кутове переміщення протилежних кінців вала. Проектування таких вимірювачів стримується відсутністю методичних підходів до комплексного аналізу похибок і до формування математичних моделей, що зв'язують кутове скручування вала з крутним моментом, а також режимом роботи та зовнішніми умовами роботи двигуна.

У роботі представлено аналіз існуючих систем вимірювання крутного моменту й на його основі визначено завдання дослідження.

Виконано аналіз похибок вимірювання крутного моменту фазометричним методом, у результаті чого складено геометричну тривимірну модель вимірювача крутного моменту, вбудованого в конструкцію вала вільної турбіни вертолїтного двигуна, виявлено та детально проаналізовано структурні складові цих похибок. У результаті визначено, що найбільш значущими є похибки, зумовлені впливом температури на жорсткість валу, а також точністю забезпечення діаметральних розмірів вала й кутового положення екрана та індуктора. Для суттєвого зниження цих похибок запропоновано процедуру формування математичної моделі ВКМ, адаптація якої до характеристики конкретного двигуна виконується з використанням ідентифікації на основі методу найменших квадратів.

Розглянуто дві методики визначення ККД вентилятора за експериментальними даними: традиційна методика, основана на визначенні адіабатної та фактичної роботи стискання, та альтернативна, основана на вимірюванні крутного моменту й визначенні фактичної потужності приводу та адіабатної потужності стискання. Отримано відповідні розрахункові формули.

Сформовано методику аналізу похибок, отримано вирази для абсолютних і відносних похибок результатів розрахунку ККД і витрати повітря, які пов'язують їх із похибками вимірюваних параметрів. Ці вирази є універсальними моделями похибок визначення ККД.

Показано, що використання вимірювачів крутного моменту дозволяє зменшити похибки визначення ККД вентилятора, які головним чином

визначаються похибками вимірювання тиску та крутного моменту. Похибки визначення ККД суттєво залежать від ступеня підвищення тиску та витрати повітря. При малих значеннях цих параметрів похибки значно зростають. Кількісний аналіз похибок виконано на прикладі характеристики двигуна з великим ступенем двоконтурності.

Отримано умову, яку має задовольняти похибка вимірювання крутного моменту, щоб забезпечити потрібну точність визначення ККД при заданій точності вимірювання тиску й температури.

Запропоновано конструктивну реалізацію вимірювача крутного моменту на валу вентилятора. Сформовано геометричну модель вала та його термopружну модель, яка на основі значень вимірюваних параметрів проточної частини дозволяє визначати граничні умови теплообміну, розподіл температур у валі, а також його крутну жорсткість, що дозволяє встановити співвідношення між вимірюваним кутовим переміщенням вала й крутним моментом.

Практичну реалізацію фазометричної системи вимірювання крутного моменту та перевірку її працездатності виконано в складі турбовальних двигунів розробки АТ «Мотор Січ»: МС-500В, ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії та ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії. У результаті виконання комплексу робіт у складі двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії була забезпечена похибка вимірювання крутного моменту, яка не перебільшує ± 15 Н·м. Тим самим забезпечено потрібну похибку визначення крутного моменту відносно заданого значення в межах $\pm 1\%$.

Наукова новизна отриманих результатів:

- суттєво вдосконалено метод визначення крутного моменту турбовальних двигунів в експлуатації на основі використання пружно-геометричної моделі в складі системи вимірювання та запропонованого підходу до аналізу похибок визначення крутного моменту, що дозволяє підвищити точність визначення крутного моменту;

- уперше запропоновано універсальні моделі похибок визначення ККД вентиляторів і компресорів під час їх випробування з метою визначення

характеристик, які дозволяють прогнозувати точність визначення ККД за відомими похибками вимірювання параметрів у разі використання двох альтернативних методів визначення ККД;

- уперше отримано універсальну нерівність, що визначає вимоги до точності вимірювання крутного моменту з метою забезпечення необхідної точності визначення ККД вентиляторів і компресорів;

- уперше запропоновано структуру вимірювача крутного моменту на валу вентилятора, вбудованого в конструкцію двигуна та оснований на використанні термопружно-геометричної моделі вала, інтегрованої з моделлю граничних умов теплообміну, яка на основі подібності зв'язана з вимірюваними параметрами проточної частини двигуна, що дозволяє визначати крутний момент в усьому діапазоні режимів роботи та зовнішніх умов.

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

Представлені в роботі дослідження виконано на кафедрі конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» в рамках виконання держбюджетної теми «Формування технологій створення адаптивних систем керування ГТД пасажирських і транспортних літаків» (ДР № 0119U100942), а також на АТ «Мотор Сич» у рамках Державної цільової науково-технічної програми розвитку авіаційної промисловості на 2021-2030 роки та робіт зі створення ТВАД МС-500В і забезпечення індикації потужності двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії екіпажу вертольота Мі-8МСБ, а також у рамках робіт з реалізації вимог контракту АТ «МОТОР СІЧ» з турецькою компанією TUSAŞ – Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş. (Turkish Aerospace Industries, Inc.) з розробки та поставки нових модифікацій двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії для турецьких вертолетів.

Практичне значення отриманих результатів:

- розроблений метод формування вбудованих систем вимірювання крутного моменту практично реалізовано в складі турбовальних двигунів розробки АТ

«МОТОР СИЧ»: МС-500В, ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії та ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії;

- працездатність системи вимірювання й індикації крутного моменту цих двигунів підтверджено результатами випробувань у складі гідрогальмієвих стендів, а також льотно-конструкторських випробувань;

- у результаті виконання комплексу робіт з доведення в складі двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії було забезпечено похибку вимірювання крутного моменту, що не перебільшує ± 15 Н·м; тим самим забезпечено потрібну похибку визначення крутного моменту відносно заданого значення в межах $\pm 1\%$;

- розроблені елементи методу формування вбудованих систем ВКМ – поєднання термопружної та геометричної моделей, використання методів подібності для забезпечення зв'язку цих моделей з параметрами робочого процесу, методи аналізу похибок визначення крутного моменту – мають універсальний характер і можуть бути використані для проєктування систем ВКМ турбовальних двигунів;

- розроблений метод аналізу похибок експериментального визначення ККД вентиляторів і компресорів і відповідні залежності похибок визначення ККД і витрати повітря від похибок вимірювання, а також нерівність, що визначає вимоги до похибки вимірювання крутного моменту під час відповідних випробувань, мають універсальний характер і можуть бути використані при підготовці до випробувань будь-якого вентилятора або компресора.

Наведено акти впровадження результатів дисертації на АТ «МОТОР СИЧ» і в навчальному процесі (додатки А, Б).

Наукові положення й результати, викладені у дисертаційній роботі та винесені на захист, отримані особисто здобувачем. Серед них: аналіз існуючих засобів вимірювання крутного моменту; комплексний аналіз похибок вимірювання крутного моменту на основі геометричної моделі; аналіз проблеми експериментально-розрахункового визначення характеристик вентиляторів; формування методу вимірювання крутного моменту на основі термопружно-

геометричної моделі вала, інтегрованої з моделлю граничних умов теплообміну, яка на основі подібності зв'язана з вимірюваними параметрами проточної частини двигуна.

Основні наукові та практичні результати роботи оприлюднено й обговорено на конференціях: XXVII, XXVIII і XXIX Міжнародних конгресах двигунобудівників (2022, 2023, 2024 рр., м. Харків), міжнародній науково-практичній конференції «Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії» (2024 р., м. Харків), Seminarium IV. New Trends in the Construction, Research and Operation of Flying Objects (2022 р., Institut Lotniztwa, Warsaw).

Основні результати дисертації опубліковано в 6 працях, у тому числі в 4 статтях, 3 з яких – у журналах, що входять до фахових видань зі спеціальності, а одна – у виданні, що включено до наукометричної бази Scopus.

Ключові слова: газотурбінний турбовальний двигун, вимірювач крутного моменту, похибка, характеристика компресора, математична модель, крутна жорсткість, деформація, розподіл температур, граничні умови теплообміну, підшипник, метод скінченних елементів, експериментальні дослідження.

Перелік наукових праць здобувача за темою дисертації:

1. New Approach to Torque Measurement Unit Development and its Calibration / S. Sirenko, S. Yepifanov, K. Podgorsky, S. Nechunaev // Journal of Konbin. – 2018. – Vol. 46, iss. 1. – P. 75–86. DOI: <https://doi.org/10.2478/jok-2018-0024>.

2. Подгорський, К. М. Аналіз точності експериментального визначення ККД вентилятора з використанням вимірювачів крутного моменту / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2023. – № 1(185). – С. 35-46. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.1.04>.

3. Подгорський, К. М. Аналіз впливу похибок вимірювання на абсолютні похибки експериментального визначення ККД вентилятора / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2023. – № 3 (187). – С. 33-41. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.3.04>.

4. Подгорський, К. М. Створення вбудованого вимірювача крутного моменту на валу вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна /

К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2024. – № 4sup1 (197). – С. 100-111. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2024.4sup1.14>.

5. Подгорський, К. М. Аналіз точності експериментального визначення ККД вентиляторів / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов, Є. Д. Куліш // XXVIII Міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. / Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т». – Харків, 2023. – С. 21-22. DOI: <https://doi.org/10.32620/IPEC.23>.

6. Подгорський, К. М. Формування пружної моделі вала вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна для визначення крутного моменту під час випробувань / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // XXIX Міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. / Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т». – Харків, 2024. – С. 50-51. DOI: <https://doi.org/10.32620/IPEC.24>.

Наведені публікації містять результати безпосередньої роботи здобувача на окремих етапах дослідження, повною мірою відображають основні положення та висновки роботи. Авторська участь здобувача в опублікованих наукових працях погоджена зі співавторами.

ABSTRACT

Podgors'ky K. M. Improvement of the methods of determining the torque by means built into the design of aircraft gas turbine engines. – A qualifying scientific work as a manuscript.

The thesis for a degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 142 “Power Machinery” (14 “Electrical Engineering”). – National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, 2024.

The dissertation is dedicated to the vital *problem* of forming torque measurement systems built into the design of gas turbine engines and based on the use of mathematical models that relate the thermoelastic properties of the shaft to the engine's operating conditions. The *object* of the research is the process of converting the torque on the shaft of a gas turbine engine into the angular displacement of the elements of the torque measurement system, as well as the process of determining the efficiency of the fan based on the results of its tests as part of a full-size engine using a torque meter. The subject of the study is the dependences characterizing the torsional stiffness of the torque meter shaft and the dependences of the errors in determining the efficiency of the fan on the errors in the measurement of the engine parameters, in particular the torque.

To implement a number of important functions of turboshaft gas turbine engines control and diagnostics, it is necessary to provide continuous determination of the torque on the free turbine shaft with high accuracy in the entire range of engine operating modes and flight conditions. In order to determine the characteristics of the fan and the low-pressure turbine of the turbofan with a high bypass ratio, it is necessary to determine the torque on the low-pressure shaft. The problems listed above cannot be solved with the help of specialized (industrial) torque meters – it is necessary to form meters integrated with the structural elements of the engine. The most preferred for this application are phasometric meters, based on the determination of the phase shift of two high-frequency electrical signals, which reflect the relative angular displacement of the opposite ends of the shaft. The design of such meters is hindered by the lack of methodical approaches to complex analysis of errors and to the formation of mathematical models that relate the

angular twist of the shaft to the torque, as well as the operating mode and external conditions of the engine.

The paper presents an analysis of the existing torque measurement systems, and on its basis, the research task is defined.

The analysis of torque measurement errors by the phasometric method was performed, as a result of which a geometric three-dimensional model of the torque meter built into the structure of the free turbine shaft of the helicopter engine was created, the structural components of these errors were identified and analyzed in detail. As a result, it was determined that the most significant are the errors caused by the effect of temperature on the shaft stiffness, as well as the accuracy of the shaft diametrical dimensions and the angular position of the screen and inductor. To significantly reduce these errors, a procedure for forming a mathematical model of the torque-metering system is proposed, the adaptation of which to the characteristics of a specific engine is performed using identification based on the method of least squares.

Two methods of determining the fan efficiency based on experimental data are considered: the traditional method, based on the determination of adiabatic and actual work of compression, and the alternative method, based on the measurement of the torque and the determination of the actual power of the drive, and the adiabatic compression power. The corresponding calculation formulas have been obtained.

An error analysis technique was developed, and equations were obtained for absolute and relative errors of the results of calculating the efficiency and air flow, which relate them to the errors of the measured parameters. These equations are universal models of efficiency determination errors.

It is shown that the use of torque meters allows to reduce the errors of determining the efficiency of the fan, which are mainly determined by the errors of pressure and torque measurement. Errors in determining efficiency depend significantly on the pressure ratio and air flow. At small values of these parameters, the errors increase significantly. Quantitative analysis of errors is performed on the example of the characteristics of an engine with a high bypass ratio.

The condition that must be satisfied by the torque measurement error to ensure the required accuracy of the efficiency determination at the specified pressure and temperature measurement accuracy is obtained.

A constructive implementation of the torque meter on the fan shaft is proposed. A geometric model of the shaft and its thermoelastic model were formed, which, based on the values of the measured parameters of the gas flow duct, allows determining the boundary conditions of heat exchange, temperature distribution in the shaft, as well as its torsional stiffness, which allows establishing the relationship between the measured angular displacement of the shaft and the torque.

Practical implementation of the phasometric torque measurement system and verification of its performance was carried out in turboshaft engines developed by Motor Sich JSC: MS-500V, TV3-117VMA-SBM1V 1 series and TV3-117VMA-SBM1V 4E series. As a result of performing a complex of works as part of the TV3-117BMA-CBM1B 1 series engine, the torque measurement error, which does not exceed $\pm 15 \text{ N}\cdot\text{m}$, was ensured. In this way, the required error of determining the torque relative to the set value is ensured within $\pm 1\%$.

Scientific novelty of the obtained results:

- the method of determining the torque of turboshaft engines in operation has been significantly improved based on the use of an elastic-geometric model as part of the measurement system and the proposed approach to the analysis of torque determination errors, which allows to increase the accuracy of torque determination;
- for the first time, universal models of errors in determining the efficiency of fans and compressors during their testing were proposed in order to determine the characteristics that allow predicting the accuracy of determining the efficiency based on the known measurement errors of the parameters in the case of using two alternative methods of determining the efficiency;
- a universal inequality was obtained for the first time, which determines the requirements for the accuracy of torque measurement in order to ensure the necessary accuracy of determining the efficiency of fans and compressors;

- for the first time, the structure of the torque meter on the fan shaft, built into the engine design and based on the use of a thermoelastic-geometric model of the shaft, integrated with the model of heat exchange boundary conditions, which is related to the measured parameters of the flow part of the engine based on similarity, which allows determining the torque moment in the entire range of operating modes and external conditions.

Connection of work with scientific programs, plans, topics:

The research presented in the work was carried out at the Department of Aircraft Engine Design of the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute" within the framework of the implementation of the state budget topic " Formation of technologies for the creation of adaptive gas turbine control systems for passenger and transport aircraft" (DR No. 0119U100942), as well as at JSC "MOTOR SICH" within the framework of the State program of Ukrainian state target scientific and technical program for the development of the aviation industry for 2021-2030, the framework of the development of turboshaft engine MS-500B and provision of power indication of the TV3-117VMA-SBM1B 4E series engine for the crew of the Mi-8MSB helicopter, as well as in the framework to implement the requirements of the contract of JSC "MOTOR SICH" with the Turkish company TUSAŞ - Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş. (Turkish Aerospace Industries, Inc.) for the development and delivery of new modifications of the TV3-117BMA-CBM1B 1 series engine for Turkish helicopters.

Practical significance of the obtained results:

- the developed method of forming built-in torque measurement systems is practically implemented in turboshaft engines developed by JSC "MOTOR SYCH": MS-500V, TV3-117VMA-SBM1V 1 series and TV3-117VMA-SBM1V 4E series;

- the efficiency of the system of measuring and indicating the torque of these engines was confirmed by the results of tests as part of hydrobrake stands, as well as flight design tests;

- as a result of performing a set of proofing works in the composition of the TV3-117BMA-CBM1B 1 series engine, the torque measurement error, which does not exceed

$\pm 15 \text{ N}\cdot\text{m}$, was ensured; in this way, the required error of determining the torque relative to the set value is ensured within $\pm 1\%$;

- developed elements of the method of forming built-in torque metering systems – combination of thermoelastic and geometric models, use of similarity methods to ensure the connection of these models with parameters of the work process, methods of error analysis of torque determination – have a universal character and can be used for designing VKM systems of turboshaft engines;

- a developed method of error analysis for experimental determination of the efficiency of fans and compressors and the corresponding dependences of the errors of determining the efficiency and air flow on the measurement errors, as well as the inequality that determines the requirements for the error of measuring the torque during the relevant tests, are of a universal nature and can be used in the preparation before testing any fan or compressor.

The *acts of implementation* of the dissertation results are given in Appendix A.

The scientific propositions and results presented in the dissertation work and submitted for defense were obtained personally by the applicant. Among them: analysis of existing means of torque measurement; complex analysis of torque measurement errors based on a geometric model; analysis of the problem of experimental and computational determination of fan characteristics; formation of the torque measurement method based on the thermoelastic-geometric model of the shaft, integrated with the model of the boundary conditions of heat exchange, which, based on similarity, is related to the measured parameters of the gas flow duct of the engine.

The main scientific and practical results of the work were made public and discussed at the conferences: XXVII, XXVIII and XXIX International Congresses of Engine Builders (2022, 2023, 2024, Kharkiv), International Scientific and Practical Conference «Energy Power Plants and Alternative Energy Sources» (2024, Kharkiv), Seminarium IV. New Trends in the Construction, Research and Operation of Flying Objects (2022, Institut Lotniztwa, Warsaw).

The main results of the dissertation were published in 6 papers, including 4 articles, 3 of which were in journals included in professional publications in the specialty, and one in a publication included in the Scopus scientometric database.

Key words: gas turbine turboshaft engine, torque meter, error, compressor characteristics, mathematical model, torsional rigidity, deformation, temperature distribution, boundary conditions of heat exchange, bearing, finite element method, experimental researches.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ABSTRACT	9
СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	19
ВСТУП	21
РОЗДІЛ 1. ВИКОРИСТАННЯ ВИМІРЮВАЧІВ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГТД.....	28
1.1 Завдання визначення крутного моменту і потужності газотурбінних двигунів та їхніх вузлів.....	28
1.1.1 Загальна характеристика проблеми керування ГТД	28
1.1.2 Особливості керування турбогвинтовими та турбовальними двигунами	30
1.1.3 Визначення крутного моменту під час експлуатаційного діагностування	32
1.1.4 Визначення крутного моменту під час випробувань двигуна та його вузлів.....	34
1.2 Методи визначення крутного моменту в техніці.....	35
1.2.1 ВКМ на основі вимірювання тиску рідини	36
1.2.2 ВКМ на основі гальмівного пристрою	38
1.2.3 Силкові ВКМ	38
1.2.4 ВКМ на основі вимірювання локальних деформацій	39
1.2.5 ВКМ на основі вимірювання крутної деформації вала.....	41
1.3 Особливості вимірювання крутного моменту вільної турбіни турбовального і турбогвинтового двигуна	45
1.4 Особливості використання крутного моменту для експериментального визначення характеристик вентиляторів	48

1.5 Висновки за розділом і завдання дисертаційної роботи	50
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОХИБОК ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ ФАЗОМЕТРИЧНИМ МЕТОДОМ	52
2.1 Конструктивна схема досліджуваного ВКМ.....	52
2.2 Загальна структура алгоритму визначення крутного моменту	54
2.3 Математична модель ВКМ.....	57
2.4 Аналіз похибок визначення крутного моменту	58
2.4.1 Структура похибки визначення крутного моменту.....	58
2.4.2 Вплив температурних похибок.....	59
2.4.3 Похибка, зумовлена зміною зазору між датчиком і виступами індукторів унаслідок дії відцентрових сил	63
2.4.4 Похибка, зумовлена кутовим зміщенням виступів індуктора й екрана внаслідок неточності виготовлення отворів під штифти.....	63
2.4.5 Похибка, зумовлена неточністю монтажу датчика	64
2.4.6 Похибка, зумовлена неточністю ширини виступу	64
2.4.7 Похибка, зумовлена неточністю радіуса зовнішньої поверхні виступу	65
2.4.8 Похибка, зумовлена неточністю довжини виступу.....	65
2.4.9 Похибка, зумовлена неточністю радіусів внутрішньої та зовнішньої поверхонь вала.....	65
2.5 Ідентифікація характеристики ВКМ в умовах стендових випробувань	67
2.6 Основні результати та висновки за розділом 2	70
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОХИБОК ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ВИМІРЮВАЧІВ КРУТНОГО МОМЕНТУ	71
3.1 Постановка задачі аналізу точності визначення ККД.....	71
3.2 Джерела похибок визначення ККД.....	73

3.3	Методика аналізу похибок	75
3.4	Визначення чутливостей відносних похибок розраховуваних параметрів до похибок вимірюваних параметрів	76
3.4.1	Похибка ККД, розрахованого за першою методикою	76
3.4.2	Похибки визначення газодинамічних функцій і витрати повітря	77
3.4.3	Похибка ККД, розрахованого за другою методикою.....	80
3.5	Визначення чутливостей похибок розрахункових параметрів до нормованих похибок вимірюваних параметрів	82
3.5.1	Перший метод визначення ККД.....	82
3.5.2	Другий метод визначення ККД	85
3.6	Приклад аналізу похибок визначення характеристики ККД вентилятора ...	95
3.7	Формування вимог до точності визначення крутного моменту.....	101
3.8	Основні результати та висновки за розділом 3	105
	Розділ 4. ФОРМУВАННЯ ВБУДОВАНОГО ВИМІРЮВАЧА КРУТНОГО МОМЕНТУ ВАЛА ВЕНТИЛЯТОРА.....	108
4.1	Конструкція вала й організація вимірювання крутного моменту.....	108
4.1.1	Конструкція вала	108
4.1.2	Конструктивне доопрацювання вала для забезпечення вимірювання крутного моменту.....	109
4.2	Вихідна модель вала на базовому режимі	112
4.2.1	Геометрична модель вала.....	112
4.2.2	Формування скінченно-елементної сітки.....	112
4.2.3	Властивості матеріалу	114
4.2.4	Задавання навантаження	114
4.2.5	Граничні умови теплообміну на базовому режимі.....	114

4.3 Формування теплової моделі вала на нерозрахункових режимах	118
4.3.1 Базова методика розрахунку параметрів граничних умов теплообміну з використанням подібності режимів роботи двигуна.....	118
4.3.2 Дослідження впливу теплообміну в масляній порожнині на похибку визначення крутного моменту	121
4.3.3 Розробка методики розрахунку параметрів граничних умов теплообміну вала.....	122
4.4 Структура методичної частини вбудованого вимірювача крутного моменту	127
4.5 Основні результати та висновки за розділом 4	128
РОЗДІЛ 5. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ТА ПЕРЕВІРКА ФАЗОМЕТРИЧНОГО МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА	131
5.1 Застосування фазометричної системи ВКМ у турбовальних двигунах розробки АТ «МОТОР СІЧ»	131
5.2 Конструктивне виконання та результати випробувань ВКМ у складі турбовальних двигунів.....	135
5.3 Реалізація та перевірка вимірювача крутного моменту в двигуні ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії	137
5.4 Основні результати та висновки за розділом	146
ВИСНОВКИ.....	148
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	151
Додаток А.....	161
Додаток Б	163

СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

c_p	–	питома теплоємність при постійному тиску, Дж/(кгК)
D, d	–	діаметр, м
Dr	–	перепад тиску на вході до вентилятора (компресора), Па
G	–	масова витрата, кг/с; модуль зсуву, Па
E	–	модуль пружності, Па
F	–	площа, м ²
H	–	висота, м
i	–	сигнал
J	–	момент інерції, м ⁴
k	–	показник адіабати
l	–	довжина, м
M	–	крутний момент, Нм
N	–	потужність, Вт
Nu	–	критерій Нуссельта
n	–	частота обертання, об/хв
q	–	газодинамічна функція витрати
P	–	тяга, Н; сила, Н
Pr	–	критерій Прандтля
p	–	тиск, Па
R	–	газова постійна, Дж/(кгК)
Re	–	критерій Рейнольдса
Q	–	об'ємна витрата, м ³ /с
T	–	температура, К
Ta	–	критерій Тейлора
t	–	температура, °С; час, з
α	–	кут скручування, град; коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² К)
Δ	–	абсолютне відхилення
δ	–	відносне відхилення; зазор, м
ε	–	нормоване відносне відхилення
φ	–	кутове переміщення
η	–	ККД
λ	–	приведена швидкість газу; коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К)
μ	–	динамічна в'язкість, Па·с
ν	–	кінематична в'язкість, м ² /с
q	–	газодинамічна функція витрати
π	–	газодинамічна функція тиску

ρ	—	густина, кг/м ³
σ	—	середньоквадратичне відхилення
ω	—	кутова частота обертання
*	—	параметр загальмованого потоку
БУК	—	блок керування і контролю
б	—	базовий
В	—	вентилятор
ВКД	—	важіль керування двигуном
ВКМ	—	вимірювач крутного моменту
відб	—	параметр відборів
вх	—	вхід
ГТД	—	газотурбінний двигун
г	—	газ
ЕЗП	—	електронний запам'ятовуючий пристрій
екр	—	екран
зв	—	зведений параметр
інд	—	індуктор
К	—	компресор
КЗ	—	камера згоряння
КЮ	—	канал інформаційного обміну
ККД	—	коефіцієнт корисної дії
КПА	—	контрольно-перевірочна апаратура
кр	—	крутний
ЛА	—	літальний апарат
ЛКВ	—	льотно-конструкторські випробування
НДС	—	напружено-деформований стан
ПАХ	—	поверхневі акустичні хвилі
пов	—	повітря
САК	—	система автоматичного керування
СКВ	—	середньоквадратичне відхилення
ст	—	стійкість
Т	—	турбіна
ТВаД	—	турбовальний двигун
ТГД	—	турбогвинтовий двигун
ТГВД	—	турбогвинтовентиляторний двигун
ТРД	—	турбореактивний двигун
ТРДД	—	турбореактивний двоконтурний двигун

ВСТУП

Актуальність роботи. Для реалізації низки важливих функцій керування та діагностування турбовальних газотурбінних двигунів необхідно забезпечити безперервне визначення крутного моменту на валу вільної турбіни з високою точністю в усьому діапазоні режимів роботи двигуна та польотних умов. Для визначення характеристик вентилятора й турбіни низького тиску ТРДД з великим ступенем двоконтурності необхідно забезпечити визначення крутного моменту на валу низького тиску. Перераховані вище завдання не можуть бути вирішені за допомогою спеціалізованих (промислових) вимірювачів крутного моменту – необхідно формувати вимірювачі, інтегровані з конструктивними елементами двигуна. Найкращими для такого застосування є фазометричні вимірювачі, основані на визначенні фазового зсуву двох високочастотних електричних сигналів, що відображають відносне кутове переміщення протилежних кінців вала. Проектування таких вимірювачів стримується відсутністю методичних підходів до комплексного аналізу похибок і до формування математичних моделей, що пов'язують кутове скручування вала з крутним моментом, а також режимом роботи та зовнішніми умовами роботи двигуна.

Тому формування систем вимірювання крутного моменту, вбудованих у конструкцію газотурбінних двигунів, які ґрунтуються на використанні математичних моделей, що пов'язують термопружні властивості вала з умовами роботи двигуна, є актуальним науково-технічним завданням, яке має важливе практичне значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Представлені в роботі дослідження виконано на кафедрі конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» у рамках виконання держбюджетної теми «Формування технологій створення адаптивних систем керування ГТД пасажирських і транспортних літаків» (ДР № 0119U100942), а також на АТ «МОТОР СІЧ» у рамках Державної цільової науково-технічної програми розвитку авіаційної промисловості на 2021-2030 роки та робіт

зі створення ТВaД MC-500B і забезпечення індикації потужності двигуна ТВ3-117BMA-СБМ1В 4Е серії екіпажу вертольота Мі-8МСБ, а також у рамках робіт з реалізації вимог контракту АТ «МОТОР СІЧ» з турецькою компанією TUSAŞ – Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A. Ş. (Turkish Aerospace Industries, Inc.) з розробки та постачання нових модифікацій двигунів ТВ3-117BMA-СБМ1В 1 серії для використання у складі турецьких вертольотів.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є розроблення науково обґрунтованого методу формування систем вимірювання крутного моменту, вбудованих у конструкцію газотурбінних двигунів, які ґрунтуються на використанні математичних моделей, що пов'язують термопружні властивості вала з умовами роботи двигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати комплексне дослідження похибок вимірювання крутного моменту фазометричним методом із метою вдосконалення методу визначення крутного моменту ТВaД в експлуатації;
- сформувати підхід до аналізу похибок експериментального визначення ККД вентилятора в складі двигуна з використанням ВКМ, інтегрованих до складу двигуна;
- розробити метод формування термопружної моделі вала для визначення крутного моменту фазометричним методом у різних умовах роботи двигуна;
- виконати практичну реалізацію та перевірку вимірювачів крутного моменту в умовах реальних газотурбінних двигунів.

Об'єкт дослідження – процес перетворення крутного моменту на валу газотурбінного двигуна в кутове переміщення елементів системи вимірювання крутного моменту, а також процес визначення коефіцієнта корисної дії вентилятора за результатами його випробувань у складі повнорозмірного двигуна з використанням вимірювача крутного моменту.

Предмет дослідження - залежності, що характеризують крутну жорсткість вала вимірювача крутного моменту та залежності похибок визначення ККД

вентилятора від похибок вимірювання параметрів двигуна, зокрема, крутного моменту.

Методи дослідження. Достовірність і обґрунтованість результатів і висновків роботи забезпечено використанням таких методів дослідження:

1. Метод геометричного скінченно-елементного моделювання використано для формування пружно-геометричних моделей елементів ротора, що використовуються в системах ВКМ як чутливі елементи.

2. Системний підхід, як метод, полягав у комплексному дослідженні похибок вимірювання крутного моменту, похибок визначення ККД вентиляторів за результатами випробувань у складі двигуна, а також в об'єднанні моделей робочого процесу, теплового стану та напружено-деформованого стану під час формування алгоритму визначення крутного моменту.

3. Методи аналізу чутливостей використано під час аналізу похибок визначення характеристик вентиляторів.

4. Методи подібності використано під час аналізу та формування зв'язку моделей, що визначають граничні умови теплообміну вала з параметрами робочого процесу, а також під час аналізу характеристик вентиляторів.

5. Метод порівняння використано під час верифікації розрахункових та експериментальних досліджень, а також під час верифікації результатів розрахунків, отриманих за допомогою скінченно-елементних моделей і спрощених апроксимаційних моделей.

6. Фазовий метод вимірювання використано для формування сигналу, пропорційного вимірюваному крутному моменту.

7. Методи експериментальних досліджень використано під час перевірки результатів реалізації результатів роботи в реальних системах вимірювання крутного моменту турбовальних двигунів.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Уперше запропоновано універсальні моделі похибок визначення ККД вентиляторів і компресорів за результатами їх випробувань з метою визначення

характеристик, що дають змогу прогнозувати точність визначення ККД за відомими похибками вимірювання параметрів у разі використання двох альтернативних методів визначення ККД.

2. Уперше отримано універсальну нерівність, яка визначає вимоги до точності вимірювання крутного моменту з метою забезпечення необхідної точності визначення ККД вентиляторів і компресорів.

3. Уперше запропоновано структуру вимірювача крутного моменту на валу вентилятора, вбудованого в конструкцію двигуна, що ґрунтується на використанні термопружно-геометричної моделі вала, інтегрованої з моделлю граничних умов теплообміну, яка на основі подібності пов'язана з вимірюваними параметрами проточної частини двигуна, що дає змогу визначати крутний момент у всьому діапазоні режимів роботи та зовнішніх умов.

4. Суттєво вдосконалено метод визначення крутного моменту турбовальних двигунів в експлуатації на основі використання пружно-геометричної моделі в складі системи вимірювання та запропонованого підходу до аналізу похибок визначення крутного моменту, що дає змогу підвищити точність визначення крутного моменту.

Практичне значення отриманих результатів

1. Розроблений метод формування вбудованих систем вимірювання крутного моменту практично реалізовано в складі турбовальних двигунів розроблення АТ «МОТОР СІЧ»: МС-500В, ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії та ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії.

2. Працездатність системи вимірювання та індикації крутного моменту цих двигунів підтверджено результатами випробувань у складі гідрогальмієвих стендів, а також льотно-конструкторських випробувань.

3. У результаті виконання комплексу доводочних робіт у складі двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії було забезпечено похибку вимірювання крутного моменту, що не перевищує ± 15 Н·м. Тим самим забезпечено необхідну похибку визначення крутного моменту щодо заданого значення в межах $\pm 1\%$.

4. Розроблені елементи методу формування вбудованих систем ВКМ – поєднання термопружної та геометричної моделей, використання методів подібності для забезпечення зв'язку цих моделей із параметрами робочого процесу, методи аналізу похибок визначення крутного моменту – мають універсальний характер і можуть бути використані для проєктування систем ВКМ турбовальних двигунів.

5. Розроблений метод аналізу похибок експериментального визначення ККД вентиляторів і компресорів, відповідні залежності похибок визначення ККД і витрати від похибок вимірювань, а також нерівність, яка визначає вимоги до похибки вимірювання крутного моменту під час відповідних випробувань, мають універсальний характер і можуть бути використані під час підготовки до випробувань будь-якого вентилятора або компресора.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, результати теоретичних і експериментальних досліджень, висновки та рекомендації, викладені в дисертації, що виносяться на захист, отримані автором особисто. На захист не виносяться результати, які належать співавторам, разом з якими опубліковано наукові статті.

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 статті [1] запропоновано підхід до комплексного аналізу похибок вимірювача крутного моменту з використанням ізотермічної пружно-геометричної моделі вала, а також метод тарування індивідуальної характеристики системи ВКМ; у роботах [2, 3, 5] отримано універсальні співвідношення, що пов'язують похибку визначення ККД вентилятора з похибками вимірювання параметрів та визначають вимоги до точності вимірювання крутного моменту під час відповідних випробувань, обґрунтовано необхідність вимірювання крутного моменту під час визначення характеристик вентиляторів; у роботах [4, 6] запропоновано інформаційну структуру системи ВКМ та обґрунтовано формування термопружної неізотермічної моделі вала, пов'язаної з вимірюваними параметрами проточної частини двигуна умовами подібності.

Апробація матеріалів дисертації. Основні наукові та практичні результати дисертації викладено, обговорено та отримали схвальну оцінку на XXVII, XXVIII та XXIX Міжнародних конгресах двигунобудівників (2022, 2023, 2024 рр., м. Харків), міжнародній науково-практичній конференції «Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії» (2024 р., м. Харків), Seminarium IV. New Trends in the Construction, Research and Operation of Flying Objects (2022 р., Institut Lotniztwa, Warsaw).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено в 4 статтях, три з яких входять до переліку фахових видань України [2, 3, 4], а одну опубліковано у виданні, що реферується в наукометричній базі даних Scopus [1], та двох тезах доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях [5, 6].

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації двома мовами, змісту, переліку умовних позначень і скорочень, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел із 81 найменування на 10 сторінках і 2 додатків на 3 сторінках. Загальний обсяг роботи становить 163 сторінки, з них 120 сторінки основного тексту, 4 таблиці та 62 рисунки.

Література до вступу

1. New Approach to Torque Measurement Unit Development and its Calibration / S. Sirenko, S. Yepifanov, K. Podgorsky, S. Nechunaev // Journal of Konbin. – 2018. – Vol. 46, iss. 1. – P. 75–86. DOI: <https://doi.org/10.2478/jok-2018-0024>. (Scopus).

2. Подгорський, К. М. Аналіз точності експериментального визначення ККД вентилятора з використанням вимірювачів крутного моменту / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2023. – № 1(185). – С. 35-46. DOI: <https://doi.org/.32620/aktt.2023.1.04>.

3. Подгорський, К. М. Аналіз впливу похибок вимірювання на абсолютні похибки експериментального визначення ККД вентилятора / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2023. – № 3 (187). – С. 33-41. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.3.04>.

4. Подгорський, К. М. Створення вбудованого вимірювача крутного моменту на валу вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2024. – № 4sup1 (197). – С. 100-111. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2024.4sup1.14>.

5. Подгорський, К. М. Аналіз точності експериментального визначення ККД вентиляторів / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов, Є. Д. Куліш // *XXVIII Міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. / Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т»*. – Харків, 2023. – С. 21-22. DOI: <https://doi.org/10.32620/IPEC.23>.

6. Подгорський, К. М. Формування пружної моделі вала вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна для визначення крутного моменту під час випробувань / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // *XXIX Міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. / Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т»*. – Харків. – 2024. – С. 50-51. DOI: <https://doi.org/10.32620/IPEC.24>.

РОЗДІЛ 1. ВИКОРИСТАННЯ ВИМІРЮВАЧІВ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГТД

1.1 Завдання визначення крутного моменту і потужності газотурбінних двигунів та їхніх вузлів

1.1.1 Загальна характеристика проблеми керування ГТД

Відповідно до виду ГТД і його призначення [1], основним регульованим параметром його роботи є вироблювана ним тяга або потужність.

ТРД, ТРДД і їх форсажні модифікації характеризуються тягою та забезпечують рушійної сили ЛА за рахунок реакції газового струменя. З погляду забезпечення мінімальної питомої витрати палива, доцільно застосування цих видів ГТД за великих дозвукових і за надзвукових швидкостей польоту ЛА.

ТГД і ТВаД характеризуються механічною потужністю, яку вони виробляють. Через вивідний вал вони передають потужність споживачеві – на повітряний гвинт літака або вертольота, на гребний вал судна, на привід наземної рухомої техніки, генератора, насосної установки тощо. Авіаційне застосування цих двигунів доцільне за відносно менших, ніж для ТРД, швидкостей польоту ЛА.

Для забезпечення безаварійної роботи та уникнення перевантажень існують обмеження на допустиму величину низки параметрів роботи ГТД. До таких параметрів належать [2, 3]:

- температура газу перед турбіною та градієнт її наростання;
- частоти обертання роторів;
- тиск за компресором;
- прискорення ротора компресора високого тиску;
- крутний момент на валу вільної турбіни;
- запас газодинамічної стійкості компресора тощо.

Для реалізації цих обмежень до складу САК двигуна включають додаткові контури керування.

Як керуючі впливи, залежно від типу двигуна, використовуються [2, 3]:

- витрата палива в камері згоряння;

- витрата палива в форсажній камері;
- площа перетину реактивного сопла;
- крок гвинта (повітряного гвинта літака або несучого гвинта вертольота);
- кутові положення напрямних апаратів компресора;
- положення клапана перепуску повітря компресора;
- стан (увімкнено-вимкнено) системи охолодження корпусу турбіни для зміни радіальних зазорів;
- потужність стартера (на запуску).

Збурювальними впливами (контрольованими та неконтрольованими) [3] при керуванні ГТД є відхилення від номінальних значень таких параметрів:

- повного тиску на вході до двигуна p_{ex}^* ;
- температури зовнішнього повітря t_{ex}^* ;
- атмосферного тиску p_n ;
- вологовміст зовнішнього повітря d ;
- водності зовнішнього повітря s ;
- відборів повітря $G_{відб}$;
- відборів потужності від ротора високого тиску, викликаних увімкненням (вимкненням) енергоспоживачів;
- характеристик вузлів двигуна $\Theta_{де}$. Їхні зміни зумовлені проявом природного зносу та дефектів в експлуатації.

Крім перерахованих вище впливів на ГТД, збурювальними впливами [3] на його САК є:

- зміна значень кутового положення важеля завдання режиму $\alpha_{ВКД}$;
- похибки вимірювання параметрів, значення яких надходять на вхід регулятора;
- подання стимулювальних сигналів під час контрольованих перевірок двигуна або агрегатів САК $i_{САК}$;
- погіршення характеристик $\Theta_{САК}$ агрегатів САК в процесі експлуатації.

Для низки регульованих параметрів штатні засоби вимірювання або відсутні, або не забезпечують точності, необхідної для розв'язання завдань управління і контролю [2], з наступних причин:

- на борту ЛА обмежені займаний об'єм, маса і споживана потужність датчиків і вимірювальних перетворювачів параметрів роботи ГТД;
- обмежено вимірювання параметрів роботи ГТД у камері згоряння і прилеглих областях проточної частини ГТД через високі температури експлуатації;
- не для всіх параметрів існують датчики, які можуть бути використані на борту ЛА;
- результати вимірювання спотворюються перешкодами;
- власна динаміка засобів вимірювання деяких параметрів порівнянна з динамікою зміни вимірюваної величини.

До таких параметрів належать [2]:

- тяга P (потужність для ТГД, ТГВД, ТВаД);
- температура газу перед турбіною T_g ;
- коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α_{K3} ;
- запаси стійкості каскадів компресора ΔK_{cm} та ін.

1.1.2 Особливості керування турбогвинтовими та турбовальними двигунами

Керування турбовальними і турбогвинтовими двигунами визначається такими основними особливостями:

- 1) сучасні двигуни цього типу мають вільну турбіну;
- 2) внаслідок значної інерційності ротора вертольота і повітряного гвинта зміна режиму (підйомної сили ротора і тяги гвинта) виконується шляхом зміни кроку, а частота обертання залишається постійною практично у всьому робочому діапазоні;
- 3) зміна висоти польоту чинить протилежний вплив на потрібну потужність ЛА і наявну потужність двигуна.

Остання особливість викликає необхідність узгодження характеристик двигуна та ЛА [4, с. 287]. Узгодивши ЛА з двигуном на режимі максимальної потужності при $H = 0$, ми не можемо забезпечити його політ на цьому ж режимі на великих висотах. Така сама неузгодженість наявної та необхідної потужності відбувається під час збільшення температури атмосферного повітря: необхідна потужність практично не змінюється, а наявна потужність двигуна істотно зменшується внаслідок зниження густини ρ , відповідно, масової витрати повітря в двигуні. Це протиріччя може бути подолано зниженням корисного навантаження, однак суперечить забезпеченню заданого корисного навантаження.

Тому, щоб узгодити роботу ЛА та двигуна в широкому діапазоні висотно-кліматичних умов, необхідно проектувати двигун для умов максимальної потрібної потужності в заданому експлуатаційному діапазоні висот і температур. За всіх інших умов такий двигун буде перерозмірний. Тому для отримання необхідної потужності його необхідно дроселювати, щоб знизити навантаження на трансмісію та її масу. Це реалізується введенням у САК функції обмеження потужності.

Для реалізації цієї функції необхідно забезпечити безперервне визначення потужності в умовах працюючого двигуна. Найбільш раціонально зробити це шляхом вимірювання крутного моменту вала вільної турбіни або одного з валів трансмісії, що забезпечують передачу потужності, оскільки потужність N і крутний момент $M_{кр}$ пов'язані відомим співвідношенням

$$N = M_{кр} \frac{\pi n}{30}, \quad (1.1)$$

де n – частота обертання вала, об/хв.

Вимоги до точності регулювання $M_{кр}$ значно нижчі, ніж до точності регулювання частоти обертання. Однак це пов'язано не з тим, що функціональні вимоги до підтримання крутного моменту нижчі, а винятково з тим, що наведені вимоги обмежені похибками вимірювання $M_{кр}$.

Проаналізуємо вимоги до регулювання $M_{кр}$. Їхній високий рівень на режимі обмеження є очевидним і впливає з того, що це режим, на якому основні деталі двигуна зазнають максимальних навантажень. Якщо вимірвальні засоби занижують вимірювання $M_{кр}$, то відбувається нерозрахункове витрачання ресурсу. Як показано в роботах [5, 6], відносна похибка визначення ресурсу основних деталей приблизно в 10 разів перевищує відносну похибку визначення напружень. Оскільки крутний момент є прямим показником навантаження, а напруження пропорційні навантаженню, завищуючи $M_{кр}$ на 1,5 %, ми можемо втратити до 15 % ресурсу. Дійсні втрати виявляться ще вищими, якщо врахувати, що в розглянутому випадку змінюється не тільки фактичне навантаження, а й температура деталей.

У цих умовах для забезпечення заявленого ресурсу двигуна доводиться коригувати задане обмежуване значення крутного моменту, знижуючи його на величину похибки. Це, своєю чергою, призводить до відповідного зниження потужності силової установки та льотних характеристик ЛА.

Похибка синхронізації роботи двигунів призводить до того, що вони мають різну потужність. Відповідно різняться навантаження на елементи двигунів та інтенсивності вичерпання ресурсу.

Отже, інтенсивність вичерпання ресурсу основних деталей двигунів відрізняється дуже високою чутливістю до рівня потужності. Тому вимоги до якості регулювання крутного моменту мають бути також високими.

1.1.3 Визначення крутного моменту під час експлуатаційного діагностування

У роботі [7] зазначено такі сфери застосування ВКМ у ГТД:

- 1) Як засіб для визначення ККД вузлів під час їхніх випробувань у процесі розроблення.
- 2) Під час приймальних випробувань двигуна і його вузлів.
- 3) Для моніторингу технічного стану двигуна в експлуатації. У цьому випадку результати вимірювань допомагають виявити початок погіршення стану, а також обґрунтувати необхідність припинення експлуатації та виконання ремонтів.

4) Для формування інформації про стан двигуна в інформаційну систему реального часу (бортову систему).

5) Для розв'язання задач керування потужністю.

Потужність є основним параметром ТГД і ТВаД. Тому очевидно є доцільність її визначення в експлуатації для безперервного моніторингу технічного стану двигуна. Аналіз відхилення потужності від її нормального значення, що розраховується з використанням математичної моделі нормального стану, лежить в основі процесу експлуатаційного діагностування цих двигунів [3, 7, 8, 9]. Це значення використовується як для виявлення, так і для розпізнавання та прогнозування розвитку несправностей автономно, а також у складі інших вимірюваних параметрів.

Відомі роботи, присвячені визначенню потужності ТВаД за значеннями інших вимірюваних параметрів двигуна з використанням математичної моделі робочого процесу та алгоритмів оптимального оцінювання (спостерігачів) [10, 11]. Однак практичне застосування цих алгоритмів ускладнене тим, що математична модель, яка використовується для оцінювання, відповідає справному стану двигуна і не враховує зміну зв'язків між вимірюваними та невимірюваними параметрами двигуна, що відбувається внаслідок нормальної зміни технічного стану (деградації) вузлів двигуна внаслідок впливу експлуатаційних факторів. Відомі спроби розв'язання цієї проблеми для визначення тяги турбореактивних двигунів [12, 13, 14]. Однак стосовно ТВаД і ТГД проблема забезпечення робастності алгоритму оцінювання потужності (або крутного моменту) по відношенню до зміни технічного стану двигуна в експлуатації в даний час не вирішена. Тому найефективнішим способом забезпечення безперервного визначення потужності двигуна в експлуатації видається оснащення двигунів штатними вимірювачами крутного моменту (ВКМ).

1.1.4 Визначення крутного моменту під час випробувань двигуна та його вузлів

Під час стендових випробувань ТГД і ТВаД вимірювання крутного моменту (потужності) необхідне для визначення характеристик двигунів [15, 16]. Для цього не обов'язково використання штатних вимірювачів, оскільки в стендових умовах немає таких істотних обмежень на вагу, габарити і вартість, як в умовах серійного двигуна.

Вимоги до точності вимірювання крутного моменту особливо високі в разі дослідницьких випробувань, які проводяться з метою визначення впливу різних модифікацій конструкції та застосування нових технологій на питомі параметри двигуна (питому потужність і питому витрату палива). Це пов'язано з тим, що газотурбінні двигуни наразі досягли високої досконалості, й їхній подальший розвиток відбувається переважно еволюційним шляхом, тобто ефект від нових технологій часто становить кілька відсотків або навіть частки відсотка. Тому похибка визначення потужності під час таких випробувань має бути в 5-10 разів меншою за досліджувану зміну потужності.

Під час випробувань вузлів двигуна – каскадів компресора і турбіни – вимірювання крутного моменту є не обов'язковим, але бажаним. Без кількісного аналізу зрозуміло, що потужність є інформативним параметром. Однак надалі буде показано, що вимірювання крутного моменту є необхідним для визначення характеристик низьконапірних каскадів компресора і турбіни.

Особливо представницькими є характеристики вузлів, визначені в складі двигуна, оскільки вони враховують взаємний вплив вузлів і особливості їхнього компонування. У цих умовах використання додаткових (позаштатних) конструктивних елементів з метою організації вимірювання крутного моменту небажане (оскільки ці елементи можуть впливати на характеристики вузлів), а в низці випадків практично неможливе.

Тому під час випробувань з метою визначення характеристик вузлів у складі двигуна виникає необхідність інтеграції ВКМ у конструктивну схему двигуна.

Таким чином, особливістю керування силовими установками вертольотів із турбовальними двигунами та силовими установками літаків із турбогвинтовими двигунами є використання контурів обмеження потужності та синхронізації роботи двигунів.

Властивості систем автоматичного керування за цими контурами істотно залежать від точності вимірювання регульованого параметра, в якості якого використовується крутний момент. Низький рівень точності вимірювання цього параметра зумовлений конструктивними особливостями використовуваних вимірювачів крутного моменту, які задовольняють вимогам, що висувають до штатних вимірювальних засобів газотурбінних двигунів (висока надійність, мала маса та відносно низька вартість).

Дискретний характер керування в сучасних цифрових САК посилює вплив похибок вимірювання регульованих параметрів на такі показники якості керування як стійкість, статичні похибки та параметри динамічних процесів.

Однак зазначений вище вплив похибок вимірювання на якість керування істотно обмежує можливості таких систем. Зокрема, під час роботи контуру обмеження потужності це може призвести до зниження або завищення потужності двигуна (тобто до неповного використання його можливостей або нерозрахункової витрати ресурсу), а під час роботи контуру синхронізації – до неприпустимої різниці потужностей двох працюючих двигунів.

Це зумовлює актуальність розв'язання проблеми вдосконалення вимірювання крутного моменту турбовальних і турбогвинтових двигунів.

1.2 Методи визначення крутного моменту в техніці

На рис. 1.1 представлено діапазон частот обертання та потужностей, що покриває практично всю сферу застосування машин з обертовими частинами [7].

На цьому рисунку нанесені лінії рівних значень крутного моменту $\frac{N}{n} = const$, а

також лінії рівних значень запропонованого автором зазначеної роботи параметра

– динамічної частоти обертання $n\sqrt{N} = \text{const}$. Бачимо, що газотурбінні двигуни працюють у діапазоні цього параметра від $5 \cdot 10^5$ до $3 \cdot 10^6$.

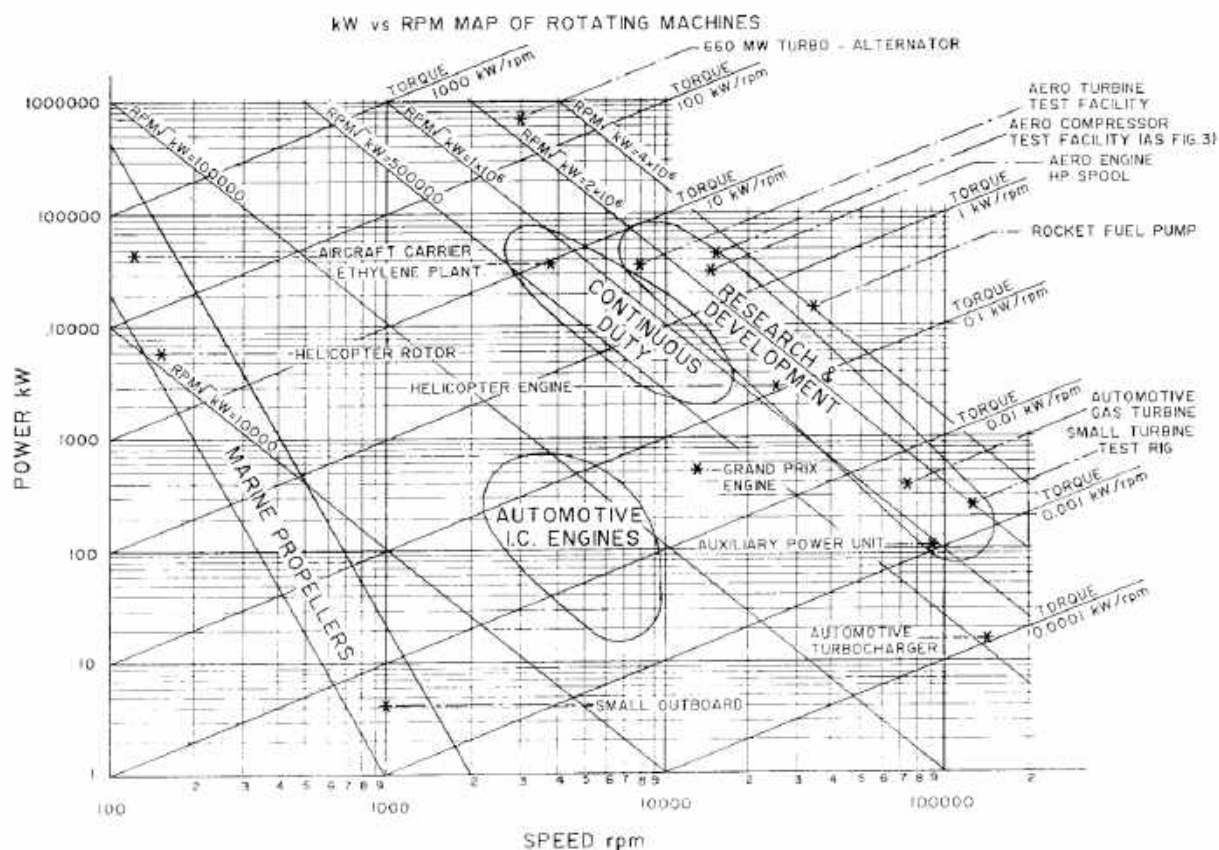


Рис. 1.1 – Область застосування машин з обертовими частинами

Здається нормальним, що в такому широкому діапазоні умов застосовуються ВКМ, засновані на різних фізичних принципах [17]. Розглянемо основні з них: гідромеханічні, електронні та електромеханічні.

1.2.1 ВКМ на основі вимірювання тиску рідини

В конструкції авіаційних редукторів широко використовується ВКМ гідромеханічного типу. Робота цієї системи основана на принципі гідравлічної месдоз.

Параметром, що визначає величину крутного моменту, є тиск в порожнині циліндропоршневої групи, який прямо пропорційний до сили, що характеризує крутний момент, який передається редуктором.

Такою силою може бути:

- колова сила від реактивного моменту на корпусі планетарного механізму (двигуни АІ-20, ТВ3-117ВМА-СБМ1) або на зубчастому колесі внутрішнього зачеплення (двигун МС-500В-02С);
- осьова сила, що виникає в косозубому циліндричному зачепленні редуктора (двигуни МС-14, АІ-450М, АІ-450С).

Як приклад гідромеханічного ВКМ розглянемо важільний ВКМ (рис. 1.2), який використовують у редукторах, у схемі яких є шестерні з нерухомими осями (наприклад, редуктор ТГД АІ-20). Він вимірює крутний момент, що діє на корпус редуктора й врівноважується моментом від сил тиску масла на поршнях гідроциліндрів.

Під час збільшення крутного моменту поршні переміщуються всередину гідроциліндрів, прикриваючи отвори для зливання масла, внаслідок чого тиск масла в гідроциліндрах також збільшується. Тиск масла в системі підтримується спеціальним маслonaсосом ВКМ, установленим на редукторі, та вимірюється манометром, шкала якого градується в одиницях виміру крутного моменту або безпосередньо в одиницях потужності, якщо частота обертання двигуна на всіх режимах підтримується постійною.

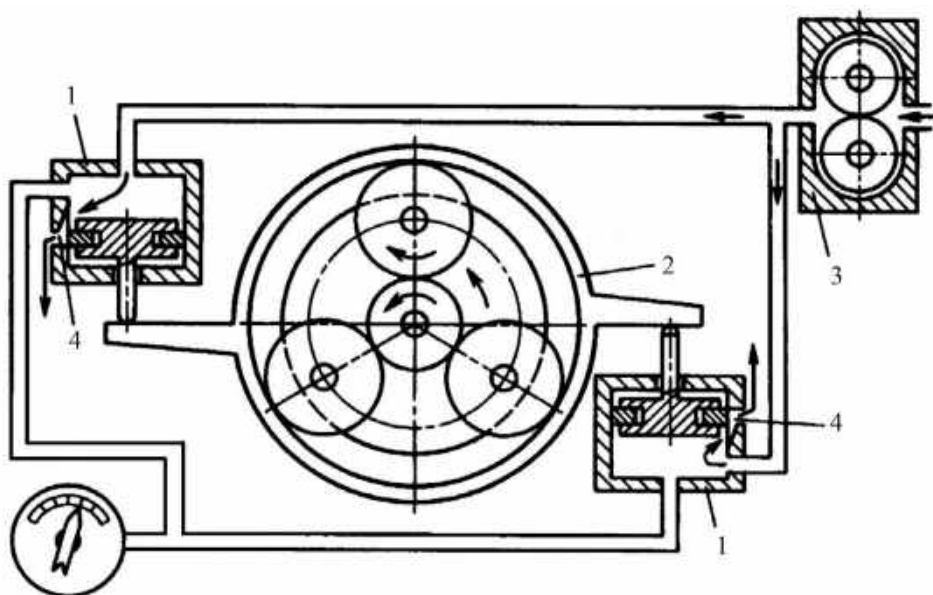


Рис. 1.2 - Схема гідромеханічного важільного ВКМ:

- 1 – гідроциліндр; 2 – корпус проміжних шестерень; 3 – маслonaсос;
4 – отвори для зливу масла

1.2.2 ВКМ на основі гальмівного пристрою

Для вимірювання крутного моменту електричних і поршневих двигунів використовують датчики, засновані на використанні гальмівного пристрою Проні [18]. У вимірювальному пристрої до обертового вала, крутний момент на якому необхідно виміряти, притискають стрічку, на обох боках якої встановлені динамометри, що вимірюють зусилля (рис. 1.3). Що сильніше притискається стрічка, то більша різниця цих зусиль, яка пропорційна вимірюваному крутному моменту.

Вочевидь, цей пристрій може бути використаний тільки в експериментальних дослідженнях і непридатний як штатний засіб.



Рис. 1.3 – ВКМ на основі вимірювання натягу стрічки

1.2.3 Силіві ВКМ

Приклад ВКМ для вимірювання малих моментів у статичних умовах (на валу, що не обертається) наведено в роботах [19, 20]. Вочевидь, цей спосіб можна

застосовувати для визначення затягування болтових з'єднань або навантажень у зчленуваннях роботів [21], але не на валу, що обертається.

Відомі унікальні випадки випробувань двигуна із зупиненим ротором (в умовах авторотації), у яких застосування таких ВКМ доцільне [22].

1.2.4 ВКМ на основі вимірювання локальних деформацій

Значна кількість ВКМ заснована на вимірюванні локальної деформації поверхні навантаженого вала.

Найпростіший спосіб вимірювання локальної деформації пов'язаний зі встановленням на поверхні вала датчиків деформації – тензометрів [23, 24].

У роботі [23] представлено систему вимірювання крутного моменту вітрової турбіни з максимальним крутним моментом 1,6 МНм. Розміщені на валу чутливі елементи (тензометри) пов'язані із системою збору інформації засобами телеметрії (рис. 1.4). Тому система вимірювання є безконтактною.

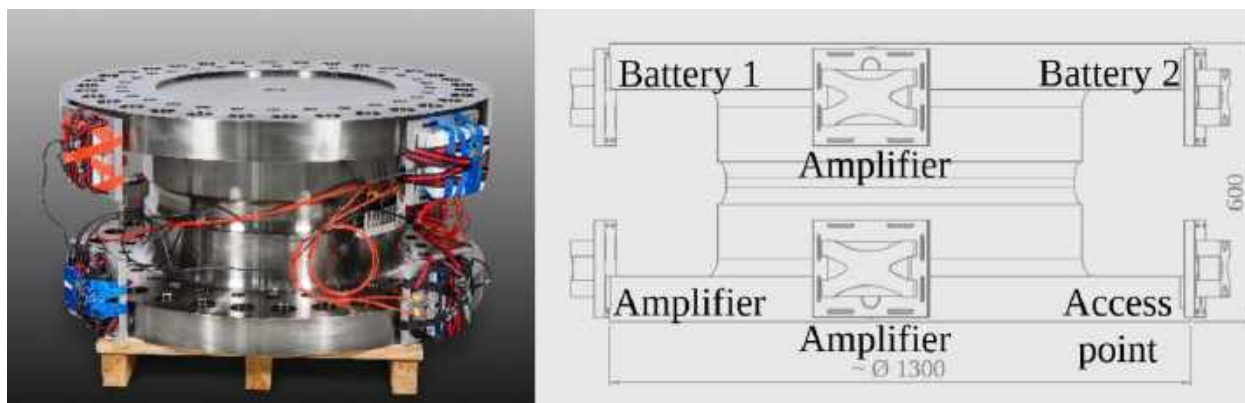


Рис. 1.4 – ВКМ для вітрової турбіни

З рисунка зрозуміло, що така система придатна лише для валів, що повільно обертаються. На валу ГТД вона буде зруйнована відцентровими силами.

У роботі [24] представлено заснований на тензометричному принципі ВКМ, що забезпечує роботу за високої частоти обертання (рис. 1.5). Однак для передавання сигналу з датчиків, що обертаються, у цьому разі використовують контактний струмознімач, що неприйнятно для штатної вимірювальної системи

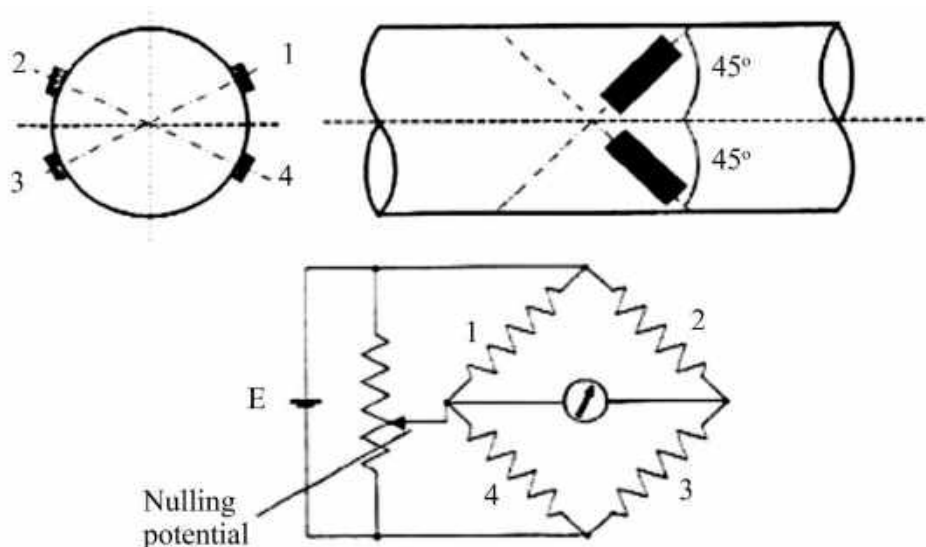


Рис. 1.5 – Тензометричний ВКМ

Співробітниками Сумського національного університету [25] розроблено ВКМ, у якому тензометричний датчик обладнано цифровою приставкою для передавання сигналу через WiFi, що може бути використано в умовах експериментального стенду, але не в експлуатації.

Фірма Kistler спеціалізується на виготовленні промислових ВКМ, заснованих на тензометричному принципі [26].

Відомі й реалізовані у ВКМ й інші способи перетворення локальної деформації в електричний сигнал.

У роботі [27] використовується чутливий елемент, заснований на генеруванні акустичних поверхневих хвиль. Акустичний хвильовий пристрій складається з п'єзоелектричної пластини з одним зустрічно-штирьовим контактом і кількома відбивачами. При застосуванні змінного електричного поля до контакту резонатора відбувається механічна деформація п'єзоелектричної підкладки. Якщо відстань між пальцями контакту така, що частота електричного сигналу f_c пов'язана з фазовою швидкістю V_p і довжиною поверхневої акустичної хвилі λ співвідношенням $f_c = V_p \lambda$, виникає стан резонансу й акустична поверхнева хвиля поширюється поверхнею п'єзоелектрика. Ці хвилі були описані лордом Релеєм у XIX столітті й подібні до поздовжніх сейсмічних хвиль у тому сенсі, що вони проникають у тверді тіла тільки

на глибину порядку довжини хвилі та в міру поширення зазнають невеликого загасання на поверхні, а рух частинок у твердому тілі є еліптичним.

Перевагою цього датчика є те, що він є безконтактним, оскільки приймач акустичних сигналів, які випромінює ротор, може бути розташований на статорі. Однак в умовах працюючого двигуна цей спосіб вимірювання непридатний унаслідок наявності інтенсивних завад у вигляді генерованого двигуном широкосмугового шуму зі значною амплітудою.

У роботах [28, 29] розвивається підхід до вимірювання локальної деформації вала, що ґрунтується на магнітострикційному ефекті, який полягає в зміні магнітних властивостей матеріалу вала під час його деформування. Вал повинен мати мірну ділянку, яка попередньо намагнічується. Датчик – безконтактний, розташовується безпосередньо над поверхнею мірної ділянки (рис. 1.6).

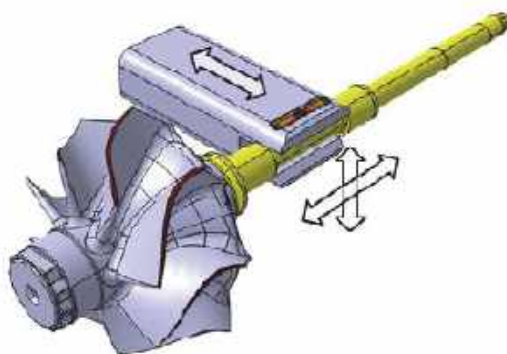


Рис. 1.6 – ВКМ, заснований на використанні магнітострикційного ефекту

1.2.5 ВКМ на основі вимірювання крутної деформації вала

Істотною перевагою ВКМ, заснованих на вимірюванні локальної деформації, є невелика довжина мірної ділянки. Однак вимоги, що висувуються до якості поверхні та властивостей матеріалу цієї ділянки, обмежують застосування таких ВКМ, а наявність значних перешкод в умовах реального двигуна суттєво знижує точність вимірювання в експлуатаційних умовах.

Тому широке застосування знайшли ВКМ, засновані на вимірюванні кутової деформації вала, що передає потужність. Розглянемо деякі рішення в цій галузі.

У роботі [30] представлено ВКМ із двома ексцентриковими муфтами, розташованими по краях мірної ділянки вала (рис. 1.7).

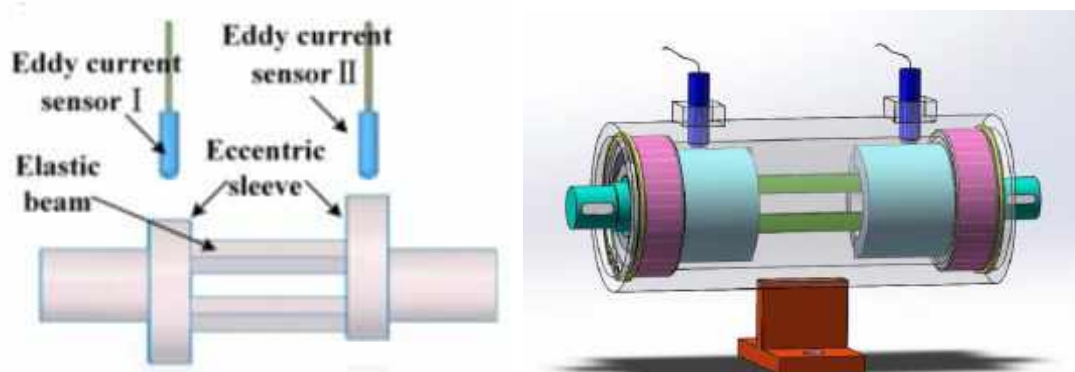


Рис. 1.7 - Схема ВКМ з ексцентриковими муфтами

Основними елементами цього ВКМ є дві ексцентрикові муфти, два вихрострумові датчики та пружні балки. Крутна та згинальна деформації балок визначають кутовий зсув ексцентриків (рис. 1.8), пов'язаний законами пружної деформації з крутним моментом. Ці закони використовуються для перетворення фазового зсуву реєстрованих періодичних сигналів датчиків, що реєструються, у значення крутного моменту.

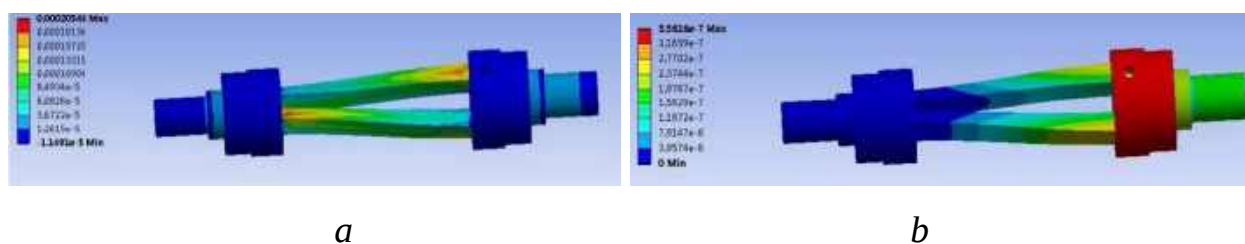


Рис. 1.8 – Розподіл деформацій (а) і напружень (б) у ВКМ

Чутливість (а отже, і похибку) цього ВКМ можна регулювати під час проектування мірної ділянки (тобто балок). Однак в умовах двигуна це практично неможливо.

Інший спосіб вимірювання крутної деформації вала [31] представлений на рис. 1.9.

На протилежних кінцях мірної ділянки вала до його поверхні приклеєні смугасті стрічки з еквідистантними білими і чорними смугами. Під час обертання вала оптичні датчики реєструють яскравість смуг, що чергуються, внаслідок чого

формуються електричні сигнали прямокутної форми. Фазовий зсув цих сигналів використовується для визначення крутного моменту.

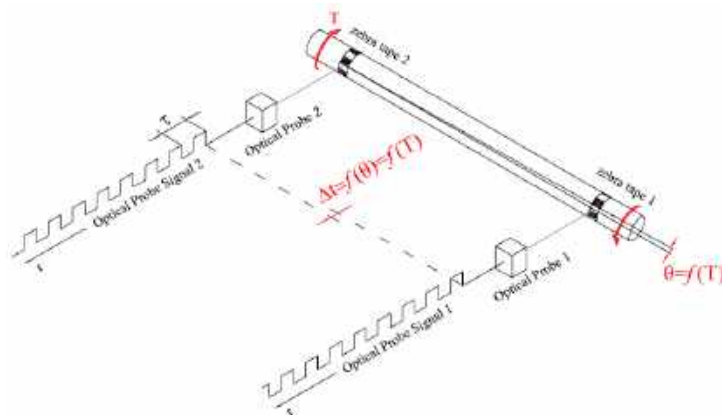


Рис. 1.9 – ВКМ з оптичним пристроєм вимірювання кутового переміщення

Подібний спосіб вимірювання крутної деформації вала ґрунтується на застосуванні оптичних відбивачів, встановлених на кінцях мірної ділянки вала. Як приклад розглянемо схему [32], представлену на рис. 1.10. Збільшення кількості відбивачів у кожному перерізі до 4 або 8 дає змогу збільшити частоту сигналу і зменшити похибку вимірювання.

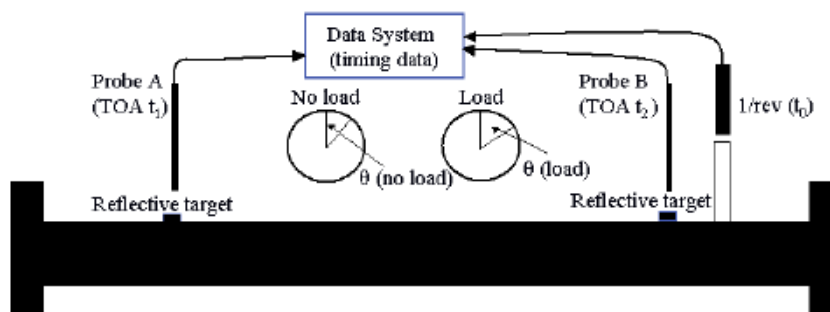


Рис. 1.10 – Схема ВКМ з оптичними датчиками та відбивачами

У роботі [31] виконано математичне та експериментальне обґрунтування цього методу. Однак до умов експлуатації двигунів оптичні засоби вимірювання малопридатні.

Ще один спосіб вимірювання крутної деформації вала відрізняється від попереднього тим, що замість оптичних датчиків застосовуються магнітоіндукційні. Так, наприклад, у патенті [33] представлено систему, що забезпечує одночасне вимірювання частоти обертання ротора та крутного моменту, схема якої показана на рис. 1.11.

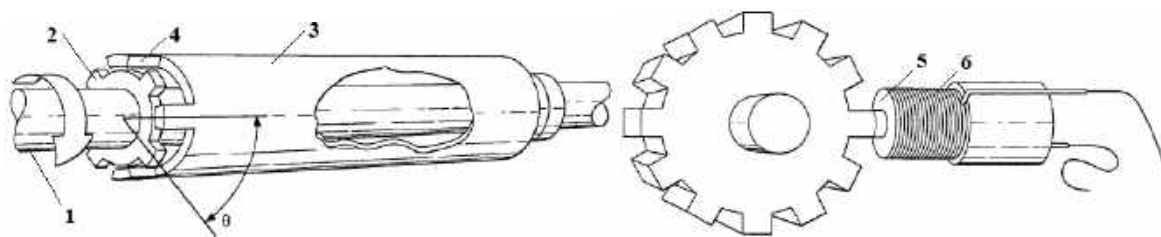


Рис. 1.11 – ВКМ із магнітоіндукційним датчиком

Силовий вал 1 оснащений зубчастою втулкою 2, а на протилежному кінці вала закріплений індуктор 3, який не передає потужність. У перерізі зубчастої втулки на індукторі виготовлено зуби 4. На корпусі навпроти зубів втулки та індуктора встановлено датчик, що складається з магнітного стрижня 5 і намотаного на нього дроту 6. Форма сигналу залежить від форми зубів, а фазове зміщення двох послідовних сигналів пропорційне кутовому переміщенню і, внаслідок того, що деформація є пружною, крутному моменту.

Таким чином, крутний момент є найважливішим параметром технічних систем з обертовими частинами, оскільки його значення визначає навантаження, що діє на деталі, необхідне для аналізу міцності, та значення потужності, необхідне для аналізу технічного стану системи.

У надзвичайно широких діапазонах зміни потужності та частоти обертання, характерних для технічних систем, неможливо забезпечити вимірювання крутного моменту вимірювальними засобами, що базуються на одному фізичному принципі. Тому відома значна кількість методів вимірювання крутного моменту, які різняться фізичними принципами перетворення крутного моменту в силу та параметри електричного сигналу.

Однак переважна більшість цих методів малопридатна для застосування в умовах авіаційних ГТД.

У порівняно вузькому діапазоні потужності та частоти обертання, характерному для ГТД, найдоцільнішим є використання датчиків, що ґрунтуються на перетворенні крутного моменту на тиск рідини (зокрема, масла) або на вимірюванні крутної деформації вала.

1.3 Особливості вимірювання крутного моменту вільної турбіни турбовального і турбогвинтового двигуна

Як було зазначено вище, для визначення потужності ТВаД і ТГД використовують ВКМ. Аналіз виконаних конструкцій і відомої літератури в цьому напрямі дає змогу запропонувати класифікацію штатних систем визначення крутного моменту, представлену на рис. 1.12.

У редукторах простої схеми виміряти колове зусилля не є можливим. Найпростіше вирішення цієї проблеми ґрунтується на застосуванні в редукторі косозубої циліндричної або конічної передачі. Діюче в ній осьове зусилля пропорційне до крутного моменту.

Робота гідромеханічних ВКМ (див. підрозд. 1.2.1) ґрунтується на встановленні рівноваги вимірюваної сили, що діє в зачепленні, та сили, що створюється тиском оливи в порожнині циліндра ВКМ на рухомому поршні. Олива прокачується через цю порожнину насосом, а її тиск залежить від положення поршня, який частково перекриває протоčku, через яку відбувається злив оливи з порожнини.



Рис. 1.12 – Класифікація систем визначення крутного моменту, що використовуються в ГТД

Таким чином, вимірюваною величиною в розглянутих ВКМ є тиск оливи, який в ідеальному випадку прямо пропорційний до крутного моменту. Похибка вимірювання $M_{кр}$ залежить від таких факторів:

- точності вимірювання тиску;
- точності виконання профілю проточки під час її виготовлення;
- точності виготовлення поршня;
- точності дотримання розмірів, що визначають плече та кутове положення вимірюваної сили під час виготовлення редуктора й монтажу ВКМ;
- точності виготовлення зубів шестерень зачеплення, в якому вимірюється зусилля.

Вплив цих чинників призводить до того, що сумарна похибка зазначених ВКМ висока й на двигунах малої потужності типу АІ-450 сягає 3...5 % від заданого значення.

Альтернативні системи визначення $M_{кр}$ засновані на визначенні крутної деформації вала, через який передається потужність від вільної турбіни до споживача (див. підрозд. 1.2.5). Аналіз таких систем виконано в роботі [34]. Вони наразі є найкращими для застосування як штатні ВКМ ТВаД.

Як було зазначено вище, вимірювання крутного моменту необхідне також під час експериментального дослідження вузлів двигуна. У більшості випадків для цього можуть бути використані промислові ВКМ. Однак у разі випробування каскадів компресора й турбіни у складі газогенератора або двигуна загалом може виникнути необхідність вбудовування ВКМ у наявну конструкцію двигуна. Зазначимо деякі рішення, які можуть бути використані в цьому випадку.

Насамперед, можна запропонувати використати ділянку штатного вала як мірну ділянку й розташувати на її кінцях індуктори, за допомогою яких можна забезпечити безконтактне вимірювання кутової деформації вала. У цьому разі точність вимірювання залежатиме від багатьох чинників, і необхідний детальний аналіз їхнього впливу.

У патенті [35] представлено систему визначення крутного моменту на підставі вимірювання перепаду тисків на турбіні (рис. 1.13).

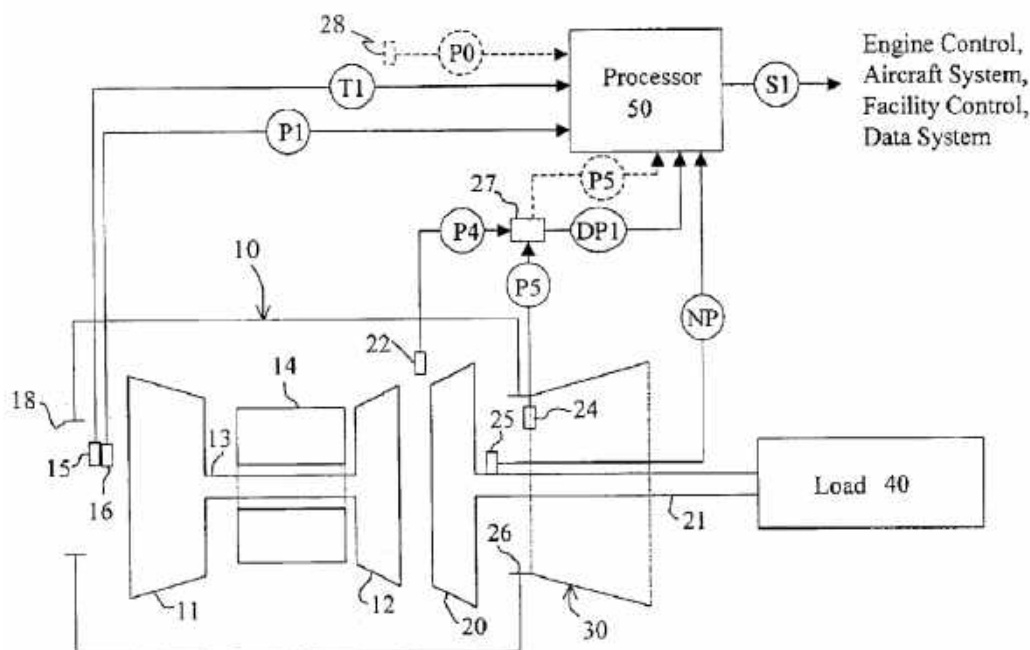


Рис. 1.13 – Система визначення крутного моменту на підставі вимірювання тисків

У цій системі значення крутного моменту визначається алгоритмічно за допомогою математичної моделі, що пов'язує крутний момент із температурою та тиском на вході до двигуна, а також із частотою обертання ротора вільної турбіни та перепадом тисків у вільній турбіні. Автори не пропонують вимірювати температуру перед вільною турбіною. Очевидно, що в цьому випадку деградація компресора, камери згоряння або турбіни компресора призведе до формування значної похибки.

Таким чином, існує дві області застосування вимірювачів крутного моменту в ГТД. Перша сфера – вимірювання крутного моменту в складі штатно вимірюваних параметрів для розв'язання задач керування та діагностування двигунів в експлуатації. Друга сфера – вимірювання крутного моменту в стендових умовах для експериментального визначення характеристик вузлів двигуна.

Для штатного вимірювання крутного моменту не можуть бути використані промислові ВКМ, оскільки вони збільшують габарити, вагу та вартість двигуна. Тому одним из основних принципів штатного ВКМ є вимірювання крутної деформації вала. При цьому кращим є безконтактний фазовий метод, що допускає

можливість використання інформації, яка надходить від штатного датчика частоти обертання ротора.

Однак виконані на даний момент роботи інших авторів не містять результатів комплексного дослідження складових похибки вимірювання крутного моменту на підставі аналізу скручування штатного вала, що бере участь у передачі крутного моменту. Результати такого аналізу можуть слугувати основою для визначення більш ефективних напрямів удосконалення штатних ВКМ ГТД [36].

1.4 Особливості використання крутного моменту для експериментального визначення характеристик вентиляторів

Турбореактивні двоконтурні двигуни з високим і надвисоким ступенем двоконтурності нині є основою силових установок пасажирських і транспортних літаків великої й середньої дальності. У цих двигунах значна частина (80 і більше відсотків) тяги формується в зовнішньому контурі, основним елементом якого є вентилятор. Тому наявні програми розвитку авіаційних двигунів значну увагу приділяють удосконаленню вентиляторів [37, 38]. Підвищення ККД вентиляторів двигунів зазначеного класу потребує розв'язання низки складних взаємопов'язаних проблем у сфері газової динаміки, матеріалознавства, міцності, аналізу коливань (зокрема, флатера), технології та інших галузях. Однією з цих проблем є визначення характеристик вентилятора за результатами його випробувань.

У роботах [39, 40, 41, 42] представлено результати дослідження характеристик вентиляторів або компресорного ступеня на стендах, обладнаних промисловими ВКМ. У роботі [39] описано стенд CTR6, Rolls Royce, Derby, у роботі [40] – стенд, створений у Darmstadt University of Technology за підтримки компанії MTU, в роботі [41] – стенд Turbopropulsion Laboratory, Naval Postgraduate Scholl, Monterey, California, USA, а в роботі [42] – стенд Dresden Technical University, Dresden, Germany. Ці стенди призначені для випробування ступенів або компресорів відносно невеликої потужності. Так, наприклад, на стенді [41] привід виконується за допомогою електродвигуна постійного струму потужністю до 800 кВт.

Випробування вентиляторів двигунів великої тяги на таких стендах можливе тільки з використанням масштабних моделей. Для випробування повнорозмірних вентиляторів (а також відповідних компресорів) необхідно використовувати газотурбінний привід. Умови такого стенда мало відрізняються від випробувань у складі повнорозмірного двигуна. Ці випробування мають ту перевагу, що характеристики вузла визначаються з урахуванням його взаємодії з іншими вузлами двигуна. Використання промислових ВКМ у цих умовах ускладнене. Приклади відповідних випробувань наведено в роботах [43, 44, 45, 46, 47]. У роботі [43] представлено випробування на стенді LMFA Research Laboratory at Ecole Centrale de Lyon, France, у роботах [44, 45, 46] – на стенді ЦІАМ, у роботі [47] – на стенді Anecom у Wildau, Germany.

Найскладнішим завданням обробки результатів випробувань є визначення ККД. Аналіз робіт у цій царині показав, що відомі методи визначення ККД за результатами випробувань можна розділити на дві групи: методи, засновані на використанні вимірювання зміни тиску й температури у вентиляторі, і методи, засновані на використанні вимірювання крутного моменту. Однак порівняльний аналіз цих методів у відомих роботах не виконаний. У зв'язку з наявною тенденцією підвищення ступеня двоконтурності максимальний ступінь підвищення тиску знижується, і необхідно проаналізувати, як це впливає на похибки визначення ККД. Очевидно, що під час використання методів другої групи необхідно забезпечити мінімально необхідну точність вимірювання крутного моменту. У випадках, коли випробовуваний вентилятор приводиться електродвигуном, або коли до складу стендового обладнання входить стандартний промисловий ВКМ, цю умову виконати нескладно. Однак у багатьох практично важливих випадках потрібно визначити характеристику вентилятора безпосередньо під час його роботи в складі двигуна. При цьому неможливо використовувати промислові ВКМ, і найприйнятнішим варіантом є визначення крутного моменту за кутовою деформацією вала ротора низького тиску, що з'єднує вентилятор із турбіною низького тиску. Необхідно отримати співвідношення, які дають змогу

сформулювати вимоги до точності вимірювання крутного моменту, які покладено в основу завдання на проектування цієї вимірювальної системи.

Таким чином, найскладнішим завданням випробувань вузлів двигуна (компресора і турбіни) є визначення ККД. Проблема забезпечення точності експериментального визначення ККД вентилятора загострюється в зв'язку з наявною тенденцією підвищення ступеня двоконтурності, оскільки при цьому максимальний ступінь підвищення тиску зменшується, що істотно збільшує похибки визначення ККД. Вирішення цієї проблеми забезпечується в разі вимірювання крутного моменту, що дає можливість визначити потужність, споживану вентилятором.

Під час випробувань вентилятора в складі двигуна необхідно вимірювати крутний момент на валу вентилятора, що з'єднує його з турбіною низького тиску. Значна довжина цього вала сприяє забезпеченню високої чутливості кутового переміщення до величини крутного моменту. Однак відсутність необхідних підходів до визначення залежності крутної жорсткості вала від режиму та умов роботи двигуна перешкоджає застосуванню цього методу. Це визначає актуальність розроблення підходів до формування моделі крутної жорсткості вала вентилятора з урахуванням нерівномірності розподілу температур у ньому.

1.5 Висновки за розділом і завдання дисертаційної роботи

У результаті виконаного аналізу предметної області, проблем та наявних методів визначення крутного моменту в газотурбінних двигунах можна зробити такі **висновки**:

1) Для успішного розв'язання задач керування та діагностування турбовальних і турбогвинтових двигунів необхідно забезпечити визначення крутного моменту на валу вільної турбіни.

2) Для забезпечення визначення характеристик вентилятора ТРДД з великим ступенем двоконтурності також необхідно забезпечити визначення крутного моменту на валу низького тиску.

3) Перераховані вище завдання не можуть бути вирішені за допомогою спеціалізованих (промислових) вимірювачів крутного моменту - необхідно формувати вимірювачі, інтегровані з конструктивними елементами двигуна.

4) Найкращими для такого застосування є фазометричні вимірювачі, що ґрунтуються на визначенні фазового зміщення двох високочастотних електричних сигналів.

5) Проєктування таких вимірювачів стримується відсутністю методичних підходів до комплексного аналізу похибок і до формування математичних моделей, що пов'язують кутове скручування вала з крутним моментом, а також режимом роботи і зовнішніми умовами роботи двигуна.

Відповідно, для усунення перелічених недоліків необхідно вирішити такі **завдання:**

- виконати комплексне дослідження похибок вимірювання крутного моменту фазометричним методом з метою вдосконалення методу визначення крутного моменту ТВaД і ТГД в експлуатації;

- сформувати підхід до аналізу похибок експериментального визначення ККД вентилятора у складі двигуна з використанням ВКМ, інтегрованих до складу двигуна;

- розробити метод формування термопружної моделі вала для визначення крутного моменту фазометричним методом у різних умовах роботи двигуна;

- виконати практичну реалізацію та перевірку вимірювачів крутного моменту в умовах реальних газотурбінних двигунів.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОХИБОК ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ ФАЗОМЕТРИЧНИМ МЕТОДОМ

У цьому розділі розглянуто завдання формування штатної системи вимірювання крутного моменту для ТГД і ТВaД. Як показано в розд. 1, ця система має бути вбудована в конструкцію двигуна, а її ефективність визначається рівнем похибок вимірювання.

2.1 Конструктивна схема досліджуваного ВКМ

У процесі планування цієї роботи планувалося одержання універсальних результатів у вигляді методу та моделей, придатних для застосування під час проєктування систем вимірювання крутного моменту різних двигунів. Однак, з огляду на потреби підприємства АТ «МОТОР СІЧ» у термновій модифікації вертолїтного двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В та оснащенні його електронною системою автоматичного керування типу FADEC, до складу функцій якої входять обмеження крутного моменту та потужності, а також синхронізація двигунів за крутним моментом, було ухвалено рішення використати як основний прикладний об'єкт досліджень систему вимірювання крутного моменту цього двигуна.

Для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії розроблено фазометричну систему вимірювання крутного моменту, принцип роботи якої ґрунтується на зміні кута скручування навантаженої ресори відносно ненавантаженого вала під час зміни крутного моменту, який передається. Конструкцію механічної частини ВКМ виконано таким чином. На ресору надягається екран (рис. 2.1), який з одного кінця (місце А) напресовується на ресору й фіксується штифтами, а з іншого – має посадку із зазором. На ресору також напресований і зафіксований штифтами індуктор. Екран та індуктор мають по вісім виступів, розташованих рівномірно по колу.

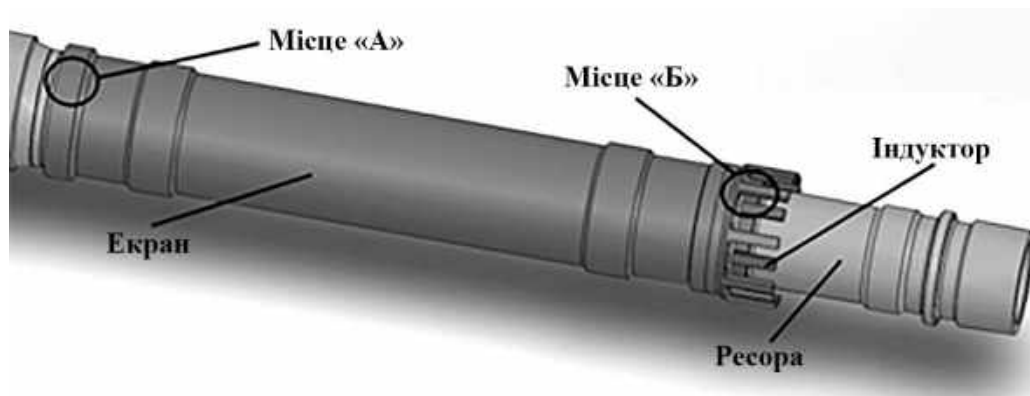


Рис. 2.1 - Загальний вигляд механічної частини ВКМ

Оскільки екран навантаження не передає, кут його повороту відносно початкового положення дорівнює куту скручування ресори в місці А і менший за кут скручування ресори в місці Б. Таким чином, у разі накладення навантаження на ресору кутові зсуви виступів індуктора та виступів екрана мають різні величини. Різниця кутового положення виступів індуктора й екрана фіксується датчиком ВКМ. Крутний момент визначається за зміною кута скручування навантаженої ресори відносно ненавантаженого екрана за допомогою оцінювання часового інтервалу між сигналами, сформованими під час проходження виступів індуктора й екрана в електромагнітному полі датчика ВКМ.

Ця конструкція є ефективною завдяки таким перевагам:

- Довжина вала досить мала, щоб піддаватися істотному вигину або розтягненню; це означає, що не буде ніяких вертикальних і горизонтальних переміщень скручуваної навантаженої ресори відносно ненавантаженого екрана, тобто не виникне додатковий фазовий зсув.

- Блок вимірювання крутного моменту може слугувати автономним пристроєм для вимірювання крутного моменту. Його можна інтегрувати в будь-який двигун із невеликими доробками.

- Блок вимірювання крутного моменту може працювати як у холодній частині, так і в умовах, які відповідають валу турбіни низького тиску або вільної турбіни.

– Конструкція є досить простою, складається з трьох основних частин: вала, індуктора й екрана, з'єднаних разом. Виготовлення цих деталей недороге, оскільки вони технологічні.

2.2 Загальна структура алгоритму визначення крутного моменту

Під час обертання виступи індуктора й екрана проходять через магнітне поле датчика; лінії цього поля замикаються частково через повітря, а частково – через метал. Зі зростанням кількості силових ліній, що замикаються через метал, зростає напруга. Максимальна напруга досягається при знаходженні датчика та виступу в одній площині. При подальшому русі сигнал починає спадати, що пов'язано з магнітною розрядкою датчика. Реальна форма сигналу складна, але в першому наближенні можна вважати, що він має вигляд синусоїди. Як показано надалі, інформація про форму сигналу не використовується в алгоритмі обробки – потрібна тільки її повторюваність – тому таке припущення не призводить до суттєвої похибки.

Існує низка відомих алгоритмів визначення величини крутного моменту при використанні фазометричного принципу вимірювання. Ці алгоритми було досліджено на предмет їхньої оптимальності стосовно конструкції вимірювача крутного моменту двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 4Е серії. Серед них був обраний оптимальний і адаптований для розроблюваного ВКМ.

Для визначення величини крутного моменту необхідно виконати таку послідовність дій.

1) Зареєструвати три моменти часу (рис. 2.2): t_1 – у магнітному полі датчика перебуває i -й виступ екрана, t_2 – у магнітному полі датчика перебуває i -й виступ індуктора, t_3 – у магнітному полі датчика перебуває $(i+1)$ -й виступ екрана. У ці моменти часу величина напруги, що індуктується в обмотках датчика, однакова. Це означає, що, за відсутності похибок, у момент реєстрації виступи перебувають в одному й тому ж положенні в магнітному полі датчика. Найефективніше реєструвати ці моменти часу на передньому фронті сигналу після досягнення

додатного порогового значення напруги (рис. 2.2), яке слід обирати в ділянці з найбільш інтенсивним градієнтом наростання напруги. $\left(\frac{dU}{dt} \rightarrow \max \right)$.

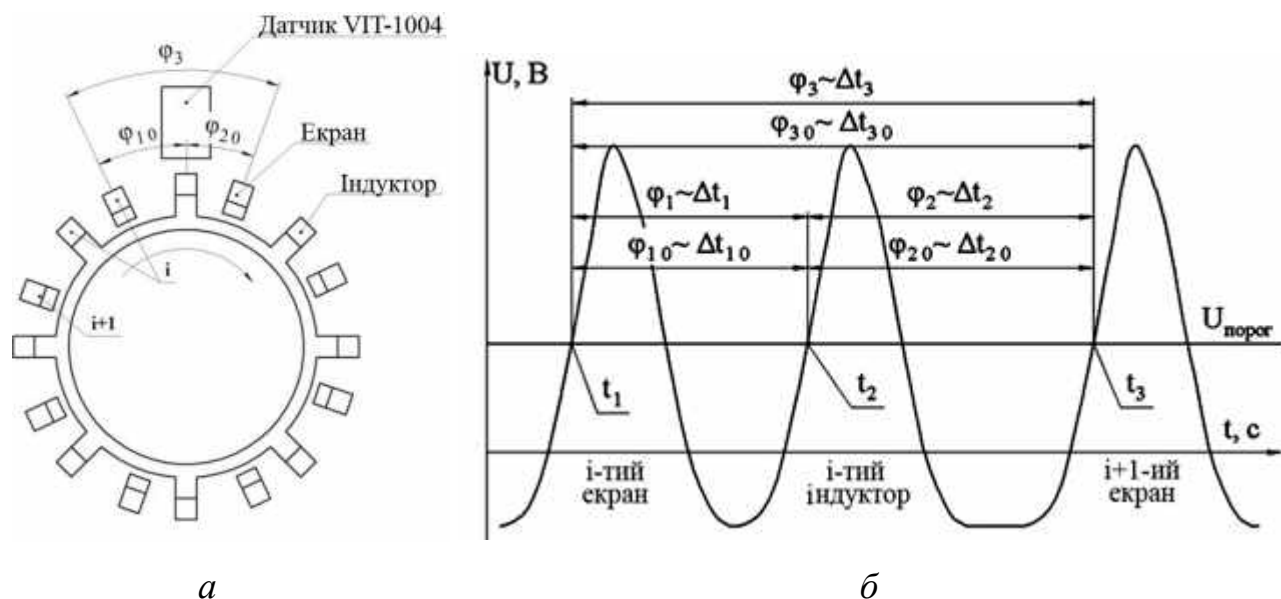


Рис. 2.2 – Ілюстрація до алгоритму визначення крутного моменту

2) Визначити часові інтервали Δt_1 , Δt_2 та Δt_3 між моментами часу t_1 , t_2 та t_3 :

$$\Delta t_1 = t_2 - t_1; \Delta t_2 = t_3 - t_2; \Delta t_3 = t_3 - t_1, \quad (2.1)$$

що відповідає часу між проходженням порогового значення напруги i -м виступом екрана та i -м виступом індуктора (Δt_1), i -м виступом індуктора та $(i+1)$ -м виступом екрана (Δt_2), i -м виступом екрана та $(i+1)$ -м виступом екрана (Δt_3).

За умови нульового крутного моменту, відсутності похибок у вимірювальних каналах і механічних похибок виготовлення деталей ВКМ та їхньої збірки, ці інтервали часу пропорційні відповідним кутовим зміщенням:

$$\begin{aligned} \Delta t_{10} &\rightarrow \varphi_{\text{екр}_i - \text{інд}_i} = \varphi_{10}; \\ \Delta t_{20} &\rightarrow \varphi_{\text{інд}_i - \text{екр}_i} = \varphi_{20}; \\ \Delta t_{30} &\rightarrow \varphi_{\text{екр}_i - \text{екр}_{i+1}} = \varphi_{30}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

де φ_{10} – ідеальне значення кута між i -м виступом екрана та i -м виступом індуктора,

φ_{20} – ідеальне значення кута між i -м виступом індуктора та $(i+1)$ -м виступом екрана,

φ_{30} – ідеальне значення кута між i -м та $(i+1)$ -м виступом екрана.

3) Розрахувати поточний кут між i -м виступом індуктора та $(i+1)$ -м виступом екрана (φ_2) з використанням пропорції

$$\frac{\varphi_2}{\Delta t_2} = \frac{\varphi_{30}}{\Delta t_3}, \quad (2.3)$$

звідки

$$\varphi_2 = \frac{\Delta t_2 \cdot \varphi_{30}}{\Delta t_3} = \frac{\Delta t_2 \cdot 45^\circ}{\Delta t_3}. \quad (2.4)$$

При ненавантаженій ресорі ідеального ВКМ величина кута φ_2 становить φ_{20} і збільшується в міру збільшення переданого крутного моменту.

4) Визначити кут скручування ресори:

$$\alpha = \varphi_2 - \varphi_{20}. \quad (2.5)$$

5) Визначити величину крутного моменту за характеристикою ВКМ:

$$M_{кр} = f(\alpha, T). \quad (2.6)$$

6) Повторити пп. 1 - 5 для N послідовних вимірювань.

7) Усереднити величину крутного моменту за N вимірюваннями:

$$M_{кр \text{ усеред}} = \frac{\sum_{i=1}^N M_{кр i}}{N}. \quad (2.7)$$

Кількість вимірювань для усереднення оптимізується виходячи з таких міркувань. З одного боку, в міру збільшення кількості вимірювань збільшується точність визначення величини крутного моменту та зменшується шум вимірюваної

величини. З іншого боку, збільшується час затримки формування виміряного значення. Критичною подією, що визначає максимально можливий час затримки формування виміряного значення, є допустимий час затримки реєстрації обриву вала.

Для коректної роботи запропонованого алгоритму необхідне виконання таких припущень щодо форми сигналу та вимоги до частоти реєстрації напруги:

- передній фронт сигналу є гладкою функцією (рис. 2.3), тобто знак похідної напруги за часом на передньому фронті сигналу не змінюється;
- кількість точок, що фіксуються на передньому фронті сигналу, достатня для визначення моменту перевищення напругою порогового значення.

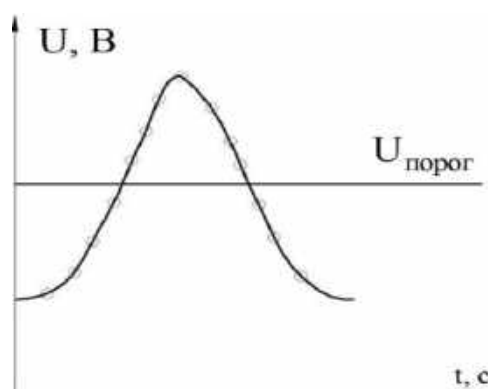


Рис. 2.3 – Форма сигналу ВКМ і його порогове значення

2.3 Математична модель ВКМ

Для визначення базової характеристики та дослідження похибок ВКМ було розроблено його математичну модель. Її отримано на базі геометричної моделі, сформованої в середовищі SolidWorks, з прикладеними навантаженнями та граничними умовами.

У межах цієї роботи базовим виконанням вважатимемо виконання всіх деталей ВКМ із розмірами за кресленням із нульовими допусками.

Базова характеристика була отримана за допомогою 3D-моделювання. При цьому геометрична модель ВКМ була спрощена таким чином, щоб вона мала таку саму крутну деформацію, що й реальний ВКМ. З'єднувальні штифти не

модельовали, а їхні функції відтворювали завданням відповідного способу закріплення деталей.

Збірний вузол навантажували задаванням температури в очікуваному діапазоні умов експлуатації, відцентрових сил і переданого крутного моменту. Крутний момент і закріплення деталей задавалися з двох різних боків вала.

Розрахункова схема аналізу представлена на рис. 2.4.

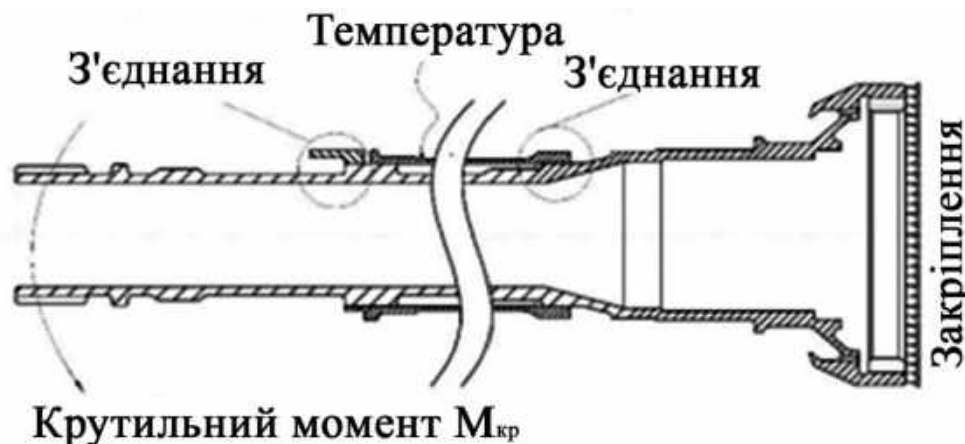


Рис. 2.4 – Розрахункова схема аналізу деформування ВКМ

2.4 Аналіз похибок визначення крутного моменту

2.4.1 Структура похибки визначення крутного моменту

Похибки вимірювань виникають через технологічні похибки виготовлення та складання деталей ВКМ, а також через низку інших причин. Сукупність цих причин призводить до відхилення реальної характеристики ВКМ від еталонної.

Тому невід'ємною частиною розроблення будь-якого вимірювального пристрою є кількісне оцінювання якості інформації, одержуваної за його допомогою. Як правило, завдання аналізу похибок полягає у визначенні довірчої області вимірювань, у якій знаходиться істинне значення із заданою ймовірністю. У розглянутому випадку довірча область необхідна для визначення коефіцієнтів запасу за величиною переданого крутного моменту, які забезпечують задані характеристики міцності та ресурсу деталей двигуна. Тут під коефіцієнтом запасу слід розуміти величину, на яку має бути знижена максимально допустима величина переданого крутного моменту через можливу похибку його вимірювання.

Розглянемо структуру похибки визначення крутного моменту (рис. 2.5) і кожне джерело похибки окремо, отримавши його кількісну оцінку та визначивши найбільш значущі джерела.



Рис. 2.5 – Структура похибки визначення крутного моменту

2.4.2 Вплив температурних похибок

Основними властивостями матеріалу, що впливають на точність визначення величини крутного моменту, є модуль пружності E і модуль пружності при зсуві крученням G , які доцільно розглядати спільно.

Значення модуля пружності E впливає на кут нахилу характеристики $M_{кр} = f(\alpha, T = \text{const})$. Через складність геометричної форми деталей ВКМ, визначення величини крутного моменту доцільно проводити із застосуванням тривимірного моделювання. На рис. 2.6 представлені результати 3D розрахунків залежності кута скручування вала від крутного моменту при різних значеннях модуля пружності.

Значення модуля пружності залежить від температури деталей вимірювального пристрою, тому визначення теплового стану вимірювача є важливим завданням. Аналіз отриманих залежностей показує що похибка визначення модуля пружності, що виникає при нагріві деталей на максимальному режимі, призводить до похибки у визначенні величини крутильного моменту, більшої ніж 5 %.

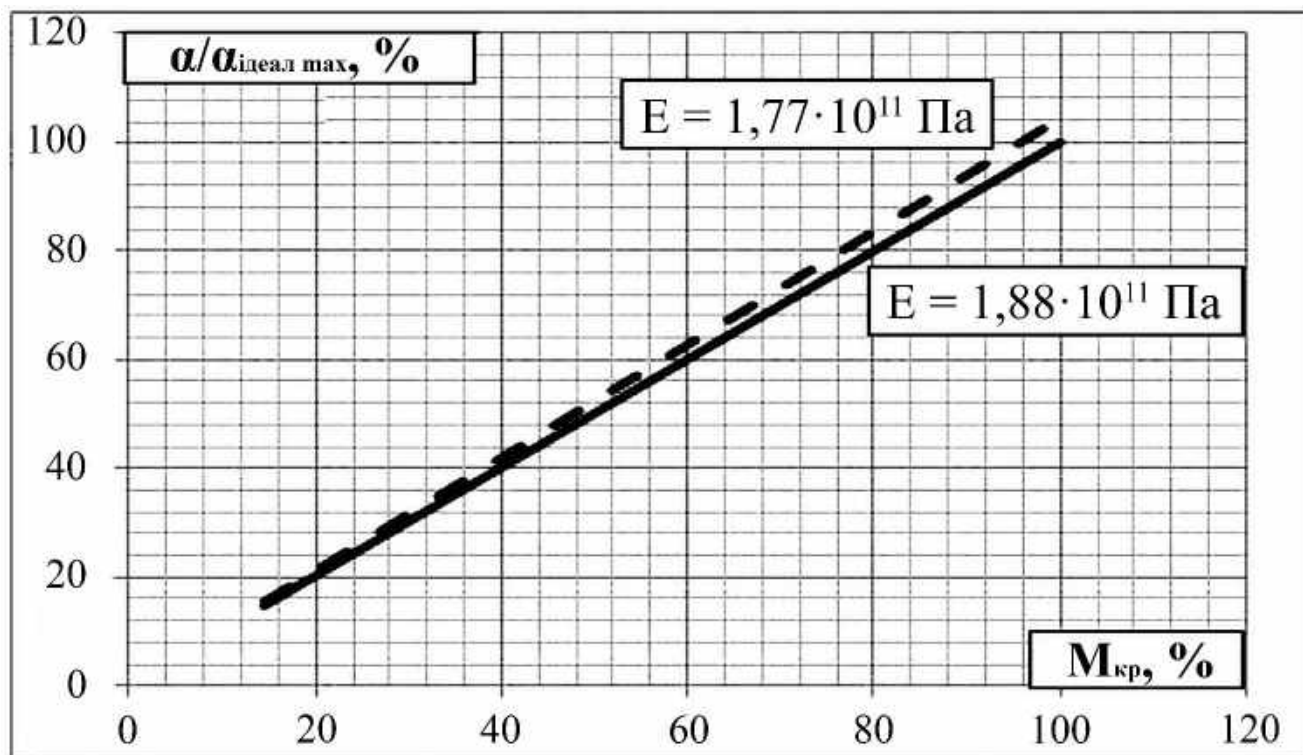


Рис. 2.6 – Залежності $M_{\text{кр}} = f(\alpha, T=\text{const})$ за різних значень модуля пружності

Розглянемо деформації деталей у всіх напрямках. Кількісну оцінку радіальних деформацій можна провести шляхом аналізу радіальних переміщень x_R за допомогою тривимірного моделювання.

На рис. 2.7 наведено залежність тільки для виступу індуктора, тому що радіальні переміщення виступу екрана відрізняються менш ніж на 0,001 %.

Аналіз рис. 2.7 показує, що зменшення магнітного зазору (зазору між виступами та датчиком частоти обертання) може досягати 0,1211 мм при температурі 300°C, що становить 12,1% при номінальному значенні зазору 1 мм.

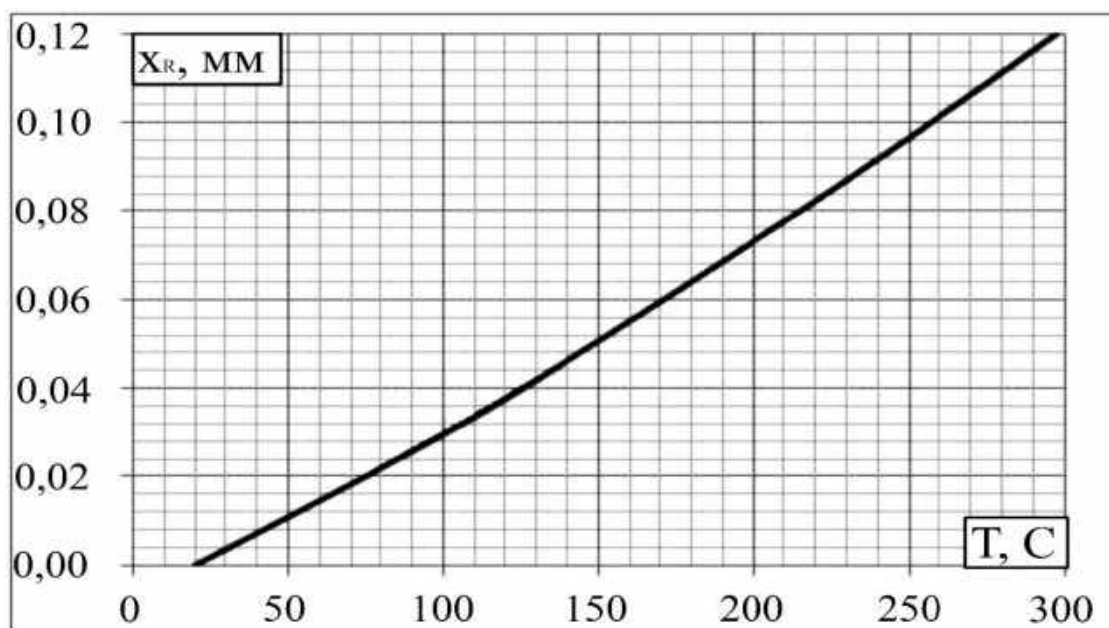


Рис. 2.7 – Залежність радіальних переміщень, зумовлених температурними деформаціями деталей ВКМ

Радіальні температурні деформації призводять до зміни радіального зазору $\delta(\Delta_{\text{зазору}})$, що, своєю чергою, призводить до зміни динаміки збільшення напруги в обмотках датчика ВКМ, яка виникає під час проходження виступів індуктора (t_2) і екрану (t_1) в магнітному полі датчика.

Момент досягнення порогового значення напруги змінюється як під час проходження виступу індуктора (t'_2), так і під час проходження виступу екрана (t'_1 , t'_3). При цьому інтервали часу Δt_1 та Δt_2 , а також інтервали часу $\Delta t'_1$ та $\Delta t'_2$, є рівними між собою. Отже, впливом цього чинника на точність визначення крутного моменту можна знехтувати.

Розглянемо колові температурні деформації. Деталі ВКМ являють собою тіла обертання, які при рівномірному прогріванні можуть деформуватися тільки в радіальному напрямку і не можуть деформуватися в коловому, якщо в коловому напрямку немає зазору (прорізу). Оскільки виступи індуктора та ресори є тілами обертання з прорізами, розгляду підлягають тільки їхні колові деформації. Тривимірне дослідження колових переміщень показує, що їхня величина не перевищує 0,003 %. Очевидно, що похибкою, викликаною цим джерелом, можна знехтувати.

Осьові температурні деформації призводять до похибки через зміну вимірювальної бази, якою є відстань між площинами установлення штифтів, що з'єднують попарно вал-ресору з індуктором, і вал-ресору з екраном. Під час нагрівання деталей ВКМ вимірювальна база збільшується на величину, яку можна визначити за допомогою тривимірної моделі ВКМ (рис. 2.8).

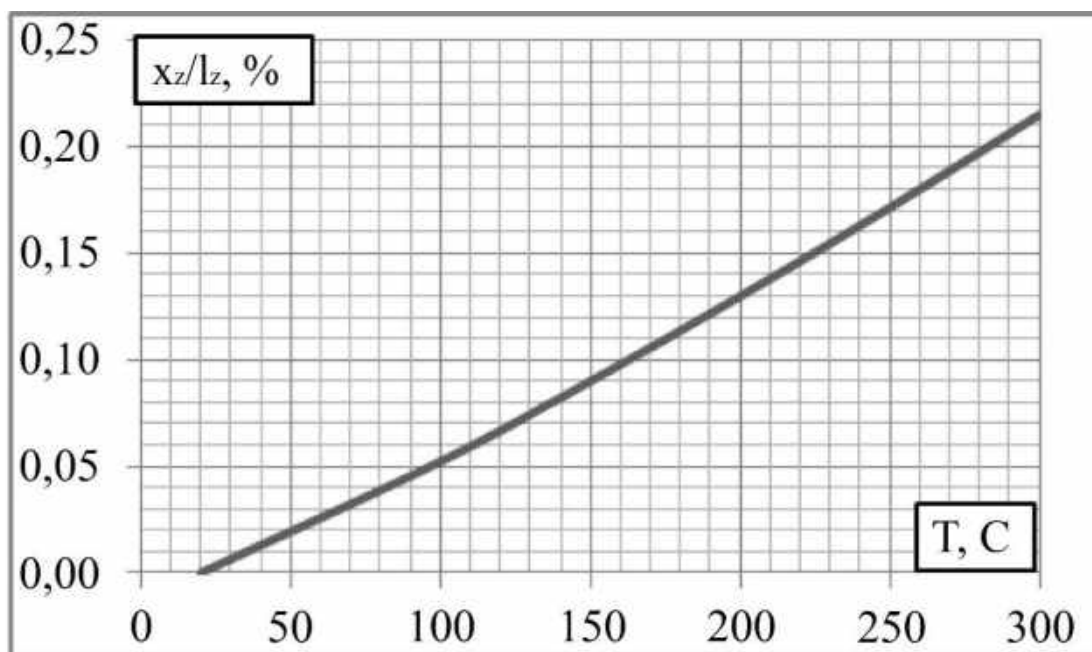


Рис. 2.8 – Величина відносних осьових переміщень, викликаних температурними деформаціями деталей ВКМ

Оскільки кутове переміщення пропорційне до довжини вала:

$$\alpha = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot J_{\rho}}, \quad (2.8)$$

де l – величина подовження вимірювальної бази;

G – модуль зсуву;

J_{ρ} – полярний момент інерції,

величина температурної похибки, спричиненої зміною вимірювальної бази, становитиме $\delta(\alpha) = 0,216\%$ у робочому діапазоні температур.

2.4.3 Похибка, зумовлена зміною зазору між датчиком і виступами індукторів унаслідок дії відцентрових сил

Оскільки індуктор і екран обертаються під час роботи, під дією відцентрових сил їхні виступи (вимірювальні майданчики) деформуються й змінюють зазор між датчиком і виступами. Ці деформації можуть призводити до зміни форми сигналу. У разі значних деформацій можлива неприпустима ситуація, коли виступи, що обертаються, можуть торкатися закріпленого в корпусі датчика.

Оцінимо величину радіальних переміщень, розглянувши вимірювальну площадку як консольно закріплену балку. Відомо, що під час роботи в пружній зоні величина прогину може бути розрахована за такою залежністю:

$$\chi_R = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J}, \quad (2.9)$$

де P – відцентрова сила маси виступу;

l – довжина виступу;

E – модуль пружності;

J – масовий момент інерції.

Величина радіальних переміщень, викликаних діями відцентрових сил, мала: $\chi_R = 3,727 \cdot 10^{-4}$ мм у передбачуваному робочому діапазоні через малу масу виступів.

Вочевидь, що величина радіальних переміщень мала і не вплине на точність визначення величини крутного моменту, тому впливом цього фактора можна знехтувати.

2.4.4 Похибка, зумовлена кутовим зміщенням виступів індуктора й екрана внаслідок неточності виготовлення отворів під штифти

Згідно з вимогами конструкторської документації, максимальне значення кутового зсуву становить 0,65 % від номінального значення кута між виступами індуктора й екрана. Це призводить до помилки 1,3 % у визначенні кута скручування (подвоєння похибки пов'язане зі структурою алгоритму, який враховує цю помилку

двічі). Очевидно, що цією помилкою не можна знехтувати, і кожна виготовлена ресора потребує тарування.

2.4.5 Похибка, зумовлена неточністю монтажу датчика

Під час монтажу датчика виникають осьове, радіальне та колове зміщення. Колове й осьове зміщення не впливають на точність визначення величини крутного моменту. Радіальний зсув впливає на магнітний зазор. Діапазон зміни монтажного зазору становить $\pm 30\%$ від номінального значення зазору.

Похибка монтажного зазору $\delta(\Delta_{\text{зазору}})$ впливає на вимірювання аналогічно радіальним тепловим деформаціям. Як це було показано під час аналізу впливу радіальних теплових деформацій, похибкою, спричиненою даним джерелом, можна знехтувати, а отже похибкою неточності монтажу датчика можна також знехтувати.

2.4.6 Похибка, зумовлена неточністю ширини виступу

Наслідком відхилення ширини виступу від номінального значення є зміна його геометрії та маси. Зміна маси призведе до зміни відцентрової сили та моменту інерції виступу. Як було показано під час аналізу впливу відцентрових сил, зміна маси індуктора в межах допуску на його виготовлення не має значного впливу на точність визначення величини кута скручування.

Другим фактором, що впливає на похибки, є зміна геометричної форми виступу. Згідно з отриманими вихідними даними, виступ (його ширина) виготовляється за 11 квалітетом (h11). Максимальна величина відхилення ширини становить $\delta = -0,075$ мм, що становить $\delta(b) = \frac{\delta}{b} = 1,44\%$ від номінального значення ширини виступу. Розглянемо найбільш несприятливий випадок, коли все відхилення зосереджене на стороні виступу, що входить у магнітне поле датчика. Кут між виступами індуктора й екрана зміниться на 0,72 %. Аналогічно похибці кутового зсуву виступів індуктора й екрана через неточність виготовлення отворів під штифти, величина похибки подвоюється, що спричинено структурою

представленого вище алгоритму. Це джерело похибок не може бути усунуте повністю, але може бути зменшене шляхом збільшення кількості усереднюваних вимірювань, індивідуальним таруванням та збільшенням точності виготовлення ширини виступу.

2.4.7 Похибка, зумовлена неточністю радіуса зовнішньої поверхні виступу

Суть розглянутого методу вимірювання крутного моменту полягає у визначенні моменту часу, в який напруга в обмотках ДЧУ досягає порогового значення під час проходження в його магнітному полі виступу індуктора або екрана. Фіксовані моменти часу «ідеального» ВКМ (точно виготовленого з ідеально визначеними властивостями матеріалу) залежать від частоти обертання і величини крутного моменту. За номінального значення розрахункового радіуса описані моменти часу не змінюються, тому що ні частота обертання, ні величина крутного моменту не змінюються. Тому це джерело похибок не призводитиме до похибок вимірювань.

2.4.8 Похибка, зумовлена неточністю довжини виступу

Допуски на довжину виступів індуктора й екрана становлять 0,084 мм і 0,2 мм відповідно. Ці неточності виготовлення впливають на величину відцентрової сили, що діє на виступ. Як було показано вище, відцентрова сила слабо впливає на кут скручування, а отже, похибка довжини виступу також не матиме суттєвого впливу на кут скручування.

2.4.9 Похибка, зумовлена неточністю радіусів внутрішньої та зовнішньої поверхонь вала

Зміна зовнішнього та внутрішнього радіусів вала призводить до зміни товщини вимірювальної бази вала-ресори, що впливає на пружність вала. Похибка, викликана зміною товщини вимірювальної бази, може бути оцінена за такою формулою:

$$\delta\alpha = 4 \frac{d^4 \delta d - D^4 \delta D}{D^4 - d^4}. \quad (2.10)$$

Для точнішої оцінки скористаємося тривимірною моделлю механічної частини вимірювального пристрою. Результати моделювання наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Вплив неточності виготовлення вала-ресори на величину кута скручування

	Кут скручування, α , град	Відносна похибка $\delta(\alpha)$, %
$D = D_0 - \Delta D; d = d_0$	1,5339	9,66
$D = D_0; d = d_0$	1,3988	0
$D = D_0; d = d_0 + \Delta d$	1,5003	7,26

Вочевидь, що це джерело похибки має найбільший вплив на точність визначення величини крутного моменту.

За результатами виконаного аналізу похибок можна зробити висновок, що найбільший вплив на похибку визначення крутного моменту мають:

- похибка визначення температури, яка викликає похибки завдання властивостей матеріалів і температурні деформації деталей ВКМ, що призводять до збільшення вимірювальної бази;
- кутова похибка виготовлення отворів під штифти кріплення індуктора й екрана до вала;
- неточність виконання радіусів внутрішньої і зовнішньої поверхонь вала.

Дві останні складові можна зменшити шляхом посилення вимог до допусків на виготовлення. Однак виконати вимогу до точності виконання радіусів внутрішньої й зовнішньої поверхонь вала для довгих валів буде вельми важко. Найбільшу проблему представляє врахування впливу температури, що вимагає її точного визначення в експлуатаційних умовах і введення температури в характеристику ВКМ – математичну модель, що зв'язує значення крутного моменту з кутовою деформацією вала.

2.5 Ідентифікація характеристики ВКМ в умовах стендових випробувань

Похибки геометричних розмірів деталей, що входять до складу ВКМ, а також похибки їх складання можуть призводити до значних помилок під час визначення величини крутного моменту, що було показано вище. Тому кожен ВКМ має бути підданий процедурі ідентифікації його індивідуальної характеристики в умовах моторного стенда.

Для опису характеристики пристрою було запропоновано таку формулу:

$$M_{кр} = A \cdot \alpha + B \cdot T + C \cdot \alpha \cdot T - D. \quad (2.11)$$

де A, B, C, D – коефіцієнти характеристики.

Структуру цієї формули обрано з огляду на міркування врахування теоретичної інформації про природу основних чинників, що впливають на точність вимірювань.

Усі чинники можна розділити на 4 групи.

1) Група факторів, що впливають на зміну опору перерізу скручуванню ($G \cdot J_{\rho}$): радіуси зовнішньої та внутрішньої поверхонь валів. Фактори цієї групи залежать тільки від зміни геометричних розмірів перерізу й описуються коефіцієнтом A .

2) Група чинників, що залежать тільки від температури деталей ВКМ: колові, осьові та радіальні деформації деталей. Вплив цієї групи факторів на величину реєстрованого крутного моменту, що реєструється, описується коефіцієнтом B .

3) Група факторів, що залежать як від температури деталей ВКМ, так і від опору перерізу скручуванню ($G \cdot J_{\rho}$): зміна властивостей матеріалу. Вплив цієї групи чинників на величину реєстрованого крутного моменту описується коефіцієнтом C .

4) Група чинників, що залежать тільки від неточностей виготовлення та складання деталей ВКМ: кутове зміщення виступів індуктора й екрана через неточність виготовлення отворів під штифти, неточність монтажу датчика,

неточність виготовлення виступів індуктора й екрана (ширини виступу, радіусу зовнішньої поверхні виступу й довжини виступу). Вплив цієї групи чинників на величину реєстрованого крутного моменту, що реєструється, описується коефіцієнтом D .

Для тарування ВКМ запропоновано такий алгоритм:

1) Двигун виводиться на тарирувальний режим і протягом деякого часу виконується реєстрація стендовим ВКМ величини крутного моменту $M_{стенд}$, величини кута скручування α і температури вала ВКМ (або температури, яка безпосередньо пов'язана і температурою вала). При цьому величини кута скручування, температури вала ІКМ та крутного моменту осереднюються для всього часу реєстрації.

2) Процедура реєстрації повторюється на N обраних режимах роботи двигуна.

3) Виконується параметрична ідентифікація характеристики $M_{кр} = f(\alpha, T)$. Для цього відносно коефіцієнтів моделі (2.11) методом найменших квадратів розв'язується така система рівнянь:

$$Y \cdot X = M_{стенд}, \quad (2.12)$$

$$\text{де } Y = \begin{bmatrix} \alpha_{реж\ 1} & T_{реж\ 1} & \alpha_{реж\ 1} \cdot T_{реж\ 1} & 1 \\ \alpha_{реж\ 2} & T_{реж\ 2} & \alpha_{реж\ 2} \cdot T_{реж\ 2} & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \alpha_{реж\ N} & T_{реж\ N} & \alpha_{реж\ N} \cdot T_{реж\ N} & 1 \end{bmatrix} \text{ — матриця системи,}$$

$$M_{стенд} = \begin{bmatrix} M_{стенд\ 1} \\ M_{стенд\ 2} \\ \dots \\ M_{стенд\ N} \end{bmatrix} \text{ — стовпець довільних членів,}$$

$$X = \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{bmatrix} \text{ — стовпець рішень системи.}$$

$$Y = \begin{bmatrix} \alpha_{\text{реж } 1} & T_{\text{реж } 1} & \alpha_{\text{реж } 1} \cdot T_{\text{реж } 1} & 1 \\ \alpha_{\text{реж } 2} & T_{\text{реж } 2} & \alpha_{\text{реж } 2} \cdot T_{\text{реж } 2} & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \alpha_{\text{реж } N} & T_{\text{реж } N} & \alpha_{\text{реж } N} \cdot T_{\text{реж } N} & 1 \end{bmatrix}; M_{\text{стенд}} = \begin{bmatrix} M_{\text{стенд } 1} \\ M_{\text{стенд } 2} \\ \dots \\ M_{\text{стенд } N} \end{bmatrix}; X = \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{bmatrix}.$$

4) Коефіцієнти характеристики, визначені під час ідентифікації, вносяться в блок обробки даних ВКМ.

Після виконання параметричної ідентифікації характеристики ВКМ виконується її перевірка на всіх режимах для підтвердження необхідного рівня точності, який, як правило, характеризується максимальною похибкою ($\delta(M_{\text{кр}}) < 1\%$).

Введення процедури калібрування в алгоритм вимірювання крутного моменту дало значний вииграш у точності вимірювань кутового переміщення, забезпечуючи високу точність визначення крутного моменту (див. рис. 2.9).

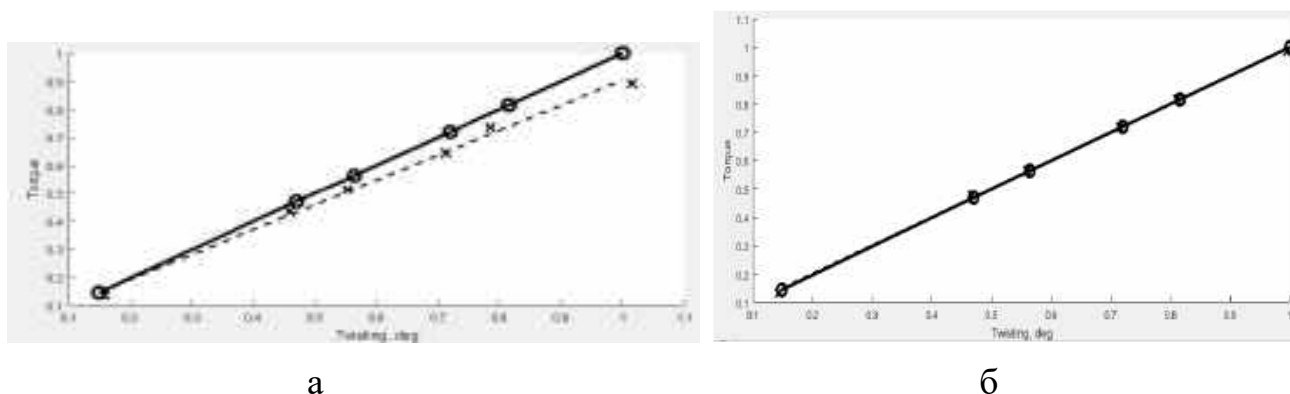


Рис. 2.9 – Розрахункова характеристика (суцільна лінія) і експериментальні дані (точки): а – до калібрування; б - після калібрування

Алгоритм визначення крутного моменту було реалізовано в електронному блоці вимірювача крутного моменту і перевірено під час стендових випробувань двигуна шляхом порівняння значень крутного моменту, визначених алгоритмами та безпосередньо виміряних системою стенда.

Хороші результати стендових випробувань показали можливість практичного впровадження запропонованої системи вимірювання крутного моменту.

2.6 Основні результати та висновки за розділом 2

Таким чином, під час дослідження похибок вимірювання крутного моменту фазометричним методом отримано такі основні результати:

1) Виявлено складові та складено структуру похибок визначення крутного моменту ротора ГТД фазометричним методом.

2) Складено геометричну тривимірну модель вимірювача крутного моменту, вбудованого в конструкцію вала вільної турбіни вертолітного двигуна.

3) Проаналізовано складові похибки визначення крутного моменту зазначеним ВКМ.

4) У результаті виконаного аналізу показано, що значущими є похибки ВКМ, пов'язані з визначенням температури та її впливу на жорсткість вала, а також точність дотримання діаметральних розмірів вала й кутового положення екрана та індуктора.

5) Для суттєвого зниження цих похибок запропоновано процедуру формування математичної моделі ВКМ, адаптацію якої до характеристики ВКМ конкретного двигуна виконують із використанням ідентифікації на основі методу найменших квадратів.

6) Запропоновані підходи та результати аналізу похибок, математична модель характеристики ВКМ на основі його геометричної моделі та запропонована процедура її ідентифікації в сукупності становлять суттєво вдосконалений метод визначення крутного моменту ТГД і ТВад в експлуатації, що входить до числа положень, які виносяться на захист.

7) Отримані в даному розділі результати опубліковані в роботі автора [36].

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОХИБОК ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ВИМІРЮВАЧІВ КРУТНОГО МОМЕНТУ

У цьому розділі розглянуто завдання визначення ККД і характеристик вентиляторів за результатами стендових випробувань. Основною метою цього дослідження є обґрунтування необхідності використання для таких випробувань вимірювачів крутного моменту, вбудованих у конструкцію двигуна, і визначення вимог до точності визначення крутного моменту.

3.1 Постановка задачі аналізу точності визначення ККД

Виконаний у підрозд. 1.4 аналіз літературних джерел щодо випробувань вентиляторів, осьових компресорів та їхніх окремих ступенів (надалі ми для визначеності розглядатимемо вентилятор, хоча результати є спільними для всіх цих об'єктів) дає змогу відокремити дві групи, що відрізняються способом визначення ККД.

Першу групу утворюють роботи, засновані на вимірюванні тиску й температури робочого тіла (повітря) на вході та виході з вентилятора. До другої групи належать роботи, в яких використовується вимірювання крутного моменту.

Уведемо такі позначення: для статичної температури й статичного тиску не будемо вводити додатковий індекс, а параметри загальмованого потоку позначимо верхнім індексом «*». Переріз на вході та виході з вентилятора позначимо нижнім індексом «вх» і «вих» відповідно.

До складу параметрів, вимірюваних для визначення характеристик вентиляторів, входять:

- параметри, необхідні для визначення витрати повітря [48]: температура і тиск гальмування $T_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{вх}}^*$, статичний тиск $p_{\text{вх}}$ у мірному перерізі на вході;
- поле значень тиску гальмування на вході, що вимірюється за допомогою гребінок (набору приймачів тиску);
- поле значень тиску гальмування на виході $p_{\text{вих}}^*$;

- поле значень температури гальмування на виході T_B^* ;
- частота обертання ротора n ;
- крутний момент на валу $M_{кр}$ (за наявності вимірювача).

Часто замість статичного тиску в мірному перерізі вимірюється перепад між тиском гальмування і статичним тиском $p_{ex}^* - p_{ex}$.

Відповідно до зазначеного складу вимірюваних параметрів виникає кілька варіантів їх використання для визначення ККД.

Якщо крутний момент не вимірюють, то ККД визначають як відношення роботи адіабатного стиснення, розрахованої за рівнянням адіабати, до фактично витраченої на стиснення роботи, розрахованої як приріст ентальпії:

$$\eta_{B1}^* = \frac{T_{ex}^*}{T_B^* - T_{ex}^*} \left[\left(\frac{p_B^*}{p_{ex}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (3.1)$$

де k – показник адіабати.

У разі вимірювання крутного моменту ККД розраховується як відношення адіабатної потужності до потужності, що передається на привід вентилятора:

$$\eta_{B2}^* = \frac{G c_p T_{ex}^*}{M_{кр} \omega} \left[\left(\frac{p_B^*}{p_{ex}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (3.2)$$

де c_p – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

ω – кутова швидкість обертання ротора.

Під час визначення витрати повітря можна використовувати значення тиску гальмування і статичного тиску, а можна, з огляду на сталість статичного тиску в усьому перерізі, замінити тиск гальмування різницею Dr_{ex} між ним і статичним тиском.

Завданням цього розділу є аналіз похибок визначення ККД під час використання перерахованих варіантів розрахунків, а також обґрунтування вимог

до вимірювання крутного моменту в разі, коли використання промислових вимірювачів із високим рівнем точності не є можливим, і необхідно реалізувати вимірювач із використанням мінімальних доопрацювань наявної конструкції двигуна.

3.2 Джерела похибок визначення ККД

Аналізуючи похибки визначення ККД, слід враховувати, що поля параметрів (швидкостей, тисків, температур тощо) на вході й особливо на виході з вентилятора нерівномірні. Щоб урахувати це, значення тисків і температур гальмування вимірюють у різних точках, а отримані результати усереднюють.

Аналіз формул (3.1), (3.2) дає змогу запропонувати класифікацію похибок визначення ККД вентилятора, представлену на рис. 3.1.



Рис. 3.1 – Похибки визначення ККД вентилятора

Методичні похибки, пов'язані з вибором методу усереднення параметрів, докладно розглянуті в роботах багатьох дослідників [49, 50, 51, 52]. Надалі вважатимемо, що використовуються коректні методи усереднення, а їхні похибки однакові для порівнюваних методів.

Витрата повітря не є прямо вимірюваним параметром. Її визначають розрахунковим шляхом на підставі вимірювання температури, а також тиску гальмування та статичного тиску у входному мірному перерізі:

$$G = m \frac{p_{ex}^*}{\sqrt{T_{ex}^*}} F_{ex} q(\lambda), \quad (3.3)$$

де $m = 0.04039 \text{ K}^{0.5} \text{ м}^{-1} \text{ с}$ – коефіцієнт, що залежить тільки від властивостей повітря;

$q(\lambda)$ – газодинамічна функція витрати, значення якої визначається як функція газодинамічної функції тиску: $q(\lambda) = f[\pi(\lambda)]$;

$$\pi(\lambda) = \frac{p_{ex}}{p_{ex}^*} = 1 - \frac{\Delta p_{ex}}{p_{ex}^*}. \quad (3.4)$$

Кожен із перелічених видів похибок може бути об'єктом спеціального дослідження. Однак детальний аналіз окремих складових похибок не є метою цієї роботи. Тому надалі джерелами похибки визначення ККД вважаються сумарні похибки кожного вимірюваного параметра, які розглядаються як випадкові величини із заданою дисперсією і нульовим математичним очікуванням.

Наведені в літературі рівні похибок вимірювання та визначення параметрів в умовах стендових випробувань з метою визначення характеристик вентиляторів наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Рівні похибок вимірювання параметрів під час випробувань

Джерело	T_{ex}^*	T_B^*	p_{ex}^*	p_B^*	p_{ex}	$M_{кр}$	G	η
[53]	1.6 К	1.6 К	80 Па	80 Па	80 Па	-		
[42]			0.02%	0.02%		0.01%		0.2%
[40]			0.25%	0.25%			1.1%	1.4%
[54]	0.86 К	0.86 К	54 Па	54 Па				0.5%

Вочевидь, точність визначення ККД, отримана в роботі [40] за відповідних точностей вимірювання тиску, є незадовільною. Надалі будемо вважати дані, наведені в роботі [53], більш реалістичними, а рівні похибок, що відповідають

роботі [54] – бажаними. Припускаючи, що ці рівні похибок відповідають довірчій імовірності 95 %, прийmemo такі рівні середньоквадратичних відхилень (СКВ): $\sigma_T = 0.43 \text{ К}$; $\sigma_p = 27 \text{ Па}$.

3.3 Методика аналізу похибок

Для аналізу похибки необхідно знайти зв'язок похибки визначення ККД з похибками вимірюваних параметрів. У рівнянні (3.2) не всі параметри, що входять у праву частину, є безпосередньо вимірюваними: витрата повітря обчислюється з використанням формул (3.3), (3.4).

У загальному вигляді, зв'язок шуканого параметра y з безпосередньо вимірюваними параметрами $x_1, \dots, x_N$ має вигляд функції $y(x_1, \dots, x_N)$. Похибки вимірюваних параметрів можна розглядати як прирости аргументів, а похибку параметра, що розраховується – як приріст функції. Тоді, використовуючи перетворення Тейлора, знайдемо зв'язок між похибками вимірювань і похибкою шуканої величини:

$$\Delta y = \frac{\partial y}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_N} \Delta x_N. \quad (3.5)$$

Розглядаючи похибки як випадкові величини, визначимо дисперсію функції:

$$\sigma_y^2 = \left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \right)^2 \sigma_{x_1}^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_N} \right)^2 \sigma_{x_N}^2 + \frac{\partial y}{\partial x_1} \frac{\partial y}{\partial x_2} \text{cov}(x_1, x_2) + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_{N-1}} \frac{\partial y}{\partial x_N} \text{cov}(x_{N-1}, x_N), \quad (3.6)$$

де $\text{cov}(x_i, x_j)$ – коваріація випадкових величин x_i і x_j .

Зазвичай вимірювані величини вважають незалежними. Тоді коваріації, що входять у вираз (3.6), дорівнюють нулю, і цей вираз спрощується. Стосовно визначення ККД вентилятора, проблему врахування коваріацій розглянуто А. М. Ferrar [53]. Встановлено, що наявність кореляцій між похибками вимірюваних параметрів може вплинути на величину дисперсії функції. Аналізуючи кореляції між параметрами, що входять до рівняння (3.1), автор

відокремив кореляцію між значеннями температури на вході та виході з вентилятора як найімовірнішу. Однак кореляції між параметрами не входять до складу похибок засобів вимірювання і не можуть бути використані під час апріорного аналізу, оскільки їхні значення можна визначити тільки апостеріорно. До того ж значення деяких добутоків часткових похідних, що є коефіцієнтами при коваріаціях у виразі (3.6), є додатними, а деяких – від’ємними. Це ж стосується самих коваріацій, тобто ці елементи зазначеного виразу частково компенсують один одного.

Тому надалі ми не враховуватимемо коваріації між похибками вимірювання різних параметрів і використовуватимемо вираз (3.6) у скороченому вигляді.

Таким чином, для оцінки похибки ККД необхідно:

- визначити часткові похідні ККД за всіма безпосередньо вимірюваними параметрами;
- скористатися рівнянням (3.6) і знайти дисперсію ККД σ_η^2 ;
- знайти похибку, вважаючи, що з імовірністю 95 % її рівень визначається значенням $2\sigma_\eta$.

3.4 Визначення чутливостей відносних похибок розраховуваних параметрів до похибок вимірюваних параметрів

3.4.1 Похибка ККД, розрахованого за першою методикою

З рівняння (3.1) отримаємо:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{B1}^* &= \left(\frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial p_B^*} \Delta p_B^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial p_{ex}^*} \Delta p_{ex}^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial T_B^*} \Delta T_B^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial T_{ex}^*} \Delta T_{ex}^* \right) = \\ &= \frac{k-1}{k} \frac{T_{ex}^*}{T_B^* - T_{ex}^*} \left[\pi_B^{*\frac{k-1}{k}-1} \left(\frac{1}{p_B^*} \Delta p_B^* - \frac{p_B^*}{p_{ex}^{*2}} \Delta p_{ex}^* \right) \right] + \\ &+ \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left[-\frac{T_{ex}^*}{(T_B^* - T_{ex}^*)^2} \Delta T_B^* + \frac{T_B^*}{(T_B^* - T_{ex}^*)^2} \Delta T_{ex}^* \right] = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{k-1}{k} \frac{T_{ex}^*}{T_B^* - T_{ex}^*} \pi_B^{*\frac{k-1}{k}} (\delta p_B^* - \delta p_{ex}^*) + \frac{T_{ex}^*}{T_B^* - T_{ex}^*} \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{T_B^*}{T_B^* - T_{ex}^*} (-\delta T_B^* + \delta T_{ex}^*) = \\
&= \eta_B^* \left[\frac{k-1}{k} \frac{1}{1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}}} (\delta p_B^* - \delta p_{ex}^*) + \frac{1}{1 - \frac{T_{ex}^*}{T_B^*}} (-\delta T_B^* + \delta T_{ex}^*) \right], \quad (3.7)
\end{aligned}$$

звідки

$$\begin{aligned}
\delta \eta_{B1}^* &= \frac{k-1}{k} \frac{1}{1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}}} (\delta p_B^* - \delta p_{ex}^*) + \frac{1}{1 - \frac{T_{ex}^*}{T_B^*}} (-\delta T_B^* + \delta T_{ex}^*) = \\
&= \frac{k-1}{k} \frac{1}{1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}}} (\delta p_B^* - \delta p_{ex}^*) + \frac{\eta_B^*}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \left[1 + \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_B^*} \right] (-\delta T_B^* + \delta T_{ex}^*). \quad (3.8)
\end{aligned}$$

Нами отримано зв'язки між похибками вимірюваних параметрів і похибкою результату у формі абсолютних похибок (3.7) і у формі відносних похибок (3.8). Виникає питання: яку з них вибрати для подальшого аналізу?

В одноступеневих вентиляторах для двигунів із великим ступенем двоконтурності значення тиску й температури змінюються слабо в усьому діапазоні робочих режимів. Тому можна вважати, що й абсолютні, й відносні похибки вимірювань залишаються постійними. У цих умовах вибір форми для аналізу визначається тільки зручністю. Порівняння отриманих виразів дає змогу використовувати для подальшого аналізу відносні похибки.

3.4.2 Похибки визначення газодинамічних функцій і витрати повітря

Розглянемо похибку визначення витрати, значення якої необхідне для розрахунку ККД за формулою (3.2). З (3.3) отримаємо:

$$\delta G = \delta p_{ex}^* + \delta q - 0,5 \delta T_{ex}^*. \quad (3.9)$$

Використовуючи відомі вирази для газодинамічних функцій витрати й тиску [55]

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda, \quad \pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (3.10)$$

визначимо зв'язок між газодинамічною функцією витрати $q(\lambda)$ і газодинамічною функцією тиску $\pi(\lambda)$ (надалі для них використовуються позначення q і π):

$$q(\pi) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \pi^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}\right)}. \quad (3.11)$$

З останнього виразу випливає:

$$\begin{aligned} \frac{\partial q}{\partial \pi} &= \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \left[\frac{1}{k} \pi^{\frac{1}{k}-1} \sqrt{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} + \pi^{\frac{1}{k}} \frac{-\frac{k-1}{k} \pi^{\frac{k-1}{k}-1}}{2\sqrt{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}} \right] = \\ &= \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}\right)} \pi^{\frac{1}{k}} \left[\frac{1}{k\pi} - \frac{k-1}{2k} \frac{1}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right] = \\ &= \frac{q}{k\pi} \left[1 - \frac{k-1}{2} \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right] = \frac{q}{k\pi} \frac{1 - \left(1 + \frac{k-1}{2}\right) \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{q}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (3.12) \end{aligned}$$

З іншого боку,

$$\begin{aligned} \frac{\partial q}{\partial \pi} &= \frac{\partial q}{\partial \lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \pi}; \\ \frac{\partial q}{\partial \lambda} &= \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left[\pi^{\frac{1}{k}} + \lambda \frac{1}{k} \pi^{\frac{1}{k}-1} \frac{\partial \pi}{\partial \lambda} \right]. \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial \pi} = -\sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \frac{k-1}{k} \frac{\pi^{-\frac{1}{k}}}{2\sqrt{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}}}.$$

$$\frac{\partial q}{\partial \pi} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \pi^{\frac{1}{k}} \left[\frac{\partial \lambda}{\partial \pi} + \frac{\lambda}{k} \pi^{-1} \right] = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \pi^{\frac{1}{k}} \lambda \left[-\frac{k-1}{2k} \frac{\pi^{-\frac{1}{k}}}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} + \frac{1}{k\pi} \right] =$$

$$= \frac{q}{k\pi} \left[1 - \frac{k-1}{2} \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right] = \frac{q}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Таким чином, ми перевірили коректність формули для похідної від коефіцієнта витрати за коефіцієнтом тиску.

Розглянемо два варіанти структури вимірювань для визначення коефіцієнту тиску:

Варіант а: вимірюються p_{ex}^* та p_{ex} , тоді $\pi = \frac{p_{\text{ex}}}{p_{\text{ex}}^*}$; $\delta\pi = \delta p_{\text{ex}} - \delta p_{\text{ex}}^*$.

Варіант б: вимірюються p_{ex}^* та $Dp = p_{\text{ex}}^* - p_{\text{ex}}$, тоді $\pi = 1 - \frac{Dp}{p_{\text{ex}}^*}$;

$$\delta\pi = \frac{1-\pi}{\pi} (\delta p_{\text{ex}}^* - \delta(Dp)).$$

Порівнюючи отримані формули, можна зробити висновок, що за однакових відносних похибок вимірювання тисків і перепаду тисків другий варіант забезпечує меншу похибку визначення газодинамічної функції тиску (а отже, й газодинамічної функції витрати) за умови $\frac{1-\pi}{\pi} < 1$, з якої випливає: $\pi > 0,5$; $\lambda < 1,039$. Вочевидь,

ця умова для дозвукової течії на вході в компресор виконується завжди.

Підставивши отримані вирази для відносної похибки визначення газодинамічної функції у формули (3.12) і (3.9), отримаємо:

— для варіанту а

$$\delta G = \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \delta p_{\text{ex}}^* + \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta p_{\text{ex}} - 0,5 \delta T_{\text{ex}}^*; \quad (3.13)$$

– для варіанту б

$$\delta G = \left(1 + \frac{1 - \pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \delta p_{\text{ex}}^* - \frac{1 - \pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta(Dp) - 0,5 \delta T_{\text{ex}}^*. \quad (3.14)$$

Розглядаючи формули (3.13) і (3.14), легко дійти висновку про те, що другий варіант забезпечує меншу похибку визначення витрати в усіх умовах роботи вентилятора.

3.4.3 Похибка ККД, розрахованого за другою методикою

З рівняння (3.2) отримаємо:

$$\begin{aligned} \Delta \eta_{B2}^* &= \frac{\partial \eta_{B2}^*}{\partial M_{\text{кр}}} \Delta M_{\text{кр}} + \frac{\partial \eta_{B2}^*}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial \eta_{B2}^*}{\partial p_B^*} \Delta p_B^* + \frac{\partial \eta_{B2}^*}{\partial p_{\text{ex}}^*} \Delta p_{\text{ex}}^* + \frac{\partial \eta_{B2}^*}{\partial G} \Delta G + \frac{\partial \eta_{B2}^*}{\partial T_{\text{ex}}^*} \Delta T_{\text{ex}}^* = \\ &= - \frac{G c_p T_{\text{ex}}^*}{\omega M_{\text{кр}}^2} \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta M_{\text{кр}} - \frac{G c_p T_{\text{ex}}^*}{M_{\text{кр}} \omega^2} \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta \omega + \\ &+ \frac{G c_p T_{\text{ex}}^*}{M_{\text{кр}} \omega} \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{p_{\text{ex}}^*} \Delta p_B^* - \frac{G c_p T_{\text{ex}}^*}{M_{\text{кр}} \omega} \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{p_{\text{ex}}^*} \Delta p_{\text{ex}}^* + \\ &+ \frac{c_p T_{\text{ex}}^*}{M_{\text{кр}} \omega} \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta G + \frac{G c_p}{M_{\text{кр}} \omega} \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta T_{\text{ex}}^*. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Відносна похибка

$$\delta \eta_{B2}^* = -\delta M_{\text{кр}} - \delta n + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} (\delta p_B^* - \delta p_{\text{ex}}^*) + \delta G + \delta T_{\text{ex}}^*. \quad (3.16)$$

Ця формула ґрунтується на припущенні про те, що похибки величин, які входять у праву частину, незалежні. Однак при детальному розгляді можна з'ясувати, що значення витрати залежить від вимірювань тиску й температури на вході у вентилятор. Тому необхідно врахувати цей зв'язок.

Використовуючи вираз (3.13), отримаємо для першого варіанта визначення витрати:

$$\begin{aligned}
 \delta \eta_{B2}^* &= -\delta M_{kp} - \delta n + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{\frac{k-1}{k}}}{\left(\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} (\delta p_B^* - \delta p_{ex}^*) + \delta T_{ex}^* + \\
 &+ \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}\right) \delta p_{ex}^* + \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta p_{ex} - 0.5 \delta T_{ex}^* = \\
 &= -\delta M_{kp} - \delta n + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1} \delta p_B^* + \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1}\right) \delta p_{ex}^* + \\
 &+ 0.5 \delta T_{ex}^* + \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta p_{ex}. \tag{3.17}
 \end{aligned}$$

Для другого варіанта визначення витрати, використовуючи (3.14), отримаємо:

$$\begin{aligned}
 \delta \eta_{B2}^* &= -\delta M_{kp} - \delta n + \left(1 + \frac{1-\pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1}\right) \delta p_{ex}^* + \\
 &+ \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1} \delta p_B^* + 0.5 \delta T_{ex}^* - \frac{1-\pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta(Dp). \tag{3.18}
 \end{aligned}$$

Різниця похибок ККД, що визначаються формулами (3.17) і (3.18), не настільки очевидна, як це було для похибок витрати. Порівнюючи ці формули, можна побачити, що похибки вимірювання крутного моменту, температури, частоти обертання й тиску на виході дають однаковий внесок у сумарну похибку, а абсолютне значення похибки визначення ККД з використанням другого способу розрахунку коефіцієнта тиску, зумовленої похибкою вимірювання перепаду тисків Dp , менше, ніж абсолютне значення похибки визначення ККД з використанням першого способу розрахунку коефіцієнта тиску, зумовленої похибкою вимірювання статичного тиску.

3.5 Визначення чутливостей похибок розрахункових параметрів до нормованих похибок вимірюваних параметрів

У попередньому підрозділі отримано основні формули, що пов'язують похибки визначення ККД з похибками вимірювань. Основну увагу було приділено аналізу відносних похибок. При цьому відносні похибки вимірювань у всьому діапазоні характеристики вентилятора припускалися постійними.

Це припущення дало змогу отримати доволі прості формули, проте воно не завжди справедливе. Більш правильним є припущення про сталість абсолютних похибок вимірювань.

Тому розглянемо аналіз залежностей похибок визначення ККД від абсолютних і нормованих похибок вимірювань, отримаємо універсальні залежності та представимо їх у графічній формі.

3.5.1 Перший метод визначення ККД

Абсолютна похибка визначення ККД за першим методом визначається таким співвідношенням:

$$\Delta\eta_{B1}^* = \left(\frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial p_B^*} \Delta p_B^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial p_{ex}^*} \Delta p_{ex}^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial T_B^*} \Delta T_B^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial T_{ex}^*} \Delta T_{ex}^* \right) =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{T_{\text{ex}}^*}{T_B^* - T_{\text{ex}}^*} \left[\frac{k-1}{k} \pi_B^{*\frac{k-1}{k}-1} \left(\frac{1}{p_{\text{ex}}^*} \Delta p_B^* - \frac{p_B^*}{p_{\text{ex}}^2} \Delta p_{\text{ex}}^* \right) \right] + \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left[- \frac{T_{\text{ex}}^*}{(T_B^* - T_{\text{ex}}^*)^2} \Delta T_B^* + \frac{T_B^*}{(T_B^* - T_{\text{ex}}^*)^2} \Delta T_{\text{ex}}^* \right] = \\
&= \frac{k-1}{k} \frac{\eta_B^*}{p_{\text{ex}}^* \left(1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}} \right)} \left(\frac{1}{\pi_B^*} \Delta p_B^* - \Delta p_{\text{ex}}^* \right) + \frac{\eta_B^{*2}}{T_{\text{ex}}^* \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \left[\frac{T_B^*}{T_{\text{ex}}^*} \Delta T_{\text{ex}}^* - \Delta T_B^* \right].
\end{aligned}$$

Відповідна відносна похибка

$$\delta \eta_{B1}^* = \frac{\Delta \eta_{B1}^*}{\eta_{B1}^*} = \frac{k-1}{k} \frac{1}{p_{\text{ex}}^* \left(1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}} \right)} \left(\frac{1}{\pi_B^*} \Delta p_B^* - \Delta p_{\text{ex}}^* \right) + \frac{\eta_B^*}{T_{\text{ex}}^* \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \left[\frac{T_B^*}{T_{\text{ex}}^*} \Delta T_{\text{ex}}^* - \Delta T_B^* \right]. \quad (3.19)$$

Вважаючи похибки вимірювання окремих параметрів незалежними випадковими величинами, припускаючи, що обидва значення тиску вимірюються з однаковими дисперсіями, і те ж відноситься до значень температури, а також з огляду на зв'язок відношення температур зі ступенем підвищення тиску та ККД вентилятора, отримаємо наступний вираз для дисперсії відносної похибки ККД, визначеного за першим методом:

$$\sigma_{\delta \eta_{B1}^*}^2 = \left[\frac{k-1}{k} \frac{1}{p_{\text{ex}}^* \left(1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}} \right)} \right]^2 \left(\left(\frac{1}{\pi_B^{*2}} + 1 \right) \sigma_{\Delta p}^2 \right) + \left[\frac{\eta_B^*}{T_{\text{ex}}^* \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \right]^2 \left\{ \left[1 + \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_B^*} \right]^2 + 1 \right\} \sigma_{\Delta T}^2. \quad (3.20)$$

Позначимо як $\varepsilon p = \frac{\Delta p}{p_{\text{ex}}^*}$, $\varepsilon T = \frac{\Delta T}{T_{\text{ex}}^*}$ відносні похибки тиску і температури, нормовані за параметрами на вході у вентилятор. Якщо розглядати стандартні атмосферні умови на вході у вентилятор, то значення знаменників цих виразів постійні, й сталість абсолютних похибок відповідає сталості відповідних нормованих похибок.

Тоді чутливості відносної похибки визначення ККД до цих нормованих відносних похибок вимірювання тисків і температур становитимуть відповідно:

$$\frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B1}}}{\partial \sigma_{\varepsilon p}} = \left[\frac{k-1}{k} \frac{1}{1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}}} \right] \sqrt{\frac{1}{\pi_B^{*2}} + 1}; \quad \frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B1}}}{\partial \sigma_{\varepsilon T}} = \frac{\eta_B^*}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \sqrt{1 + \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_B^*}} + 1. \quad (3.21)$$

З отриманих виразів випливає, що відносна похибка визначення ККД за першим методом зростає зі збільшенням значення ККД і убыває зі збільшенням ступеня підвищення тиску за значень ступеня підвищення тиску, характерних для двигунів із великим ступенем двоконтурності (рис. 3.2, а). За значень ступеня підвищення тиску, більших за 2, похибка практично стабілізується (рис. 3.2, б).

Графіки, що відповідають залежностям (3.21), подано на рис. 3.2, 3.3.

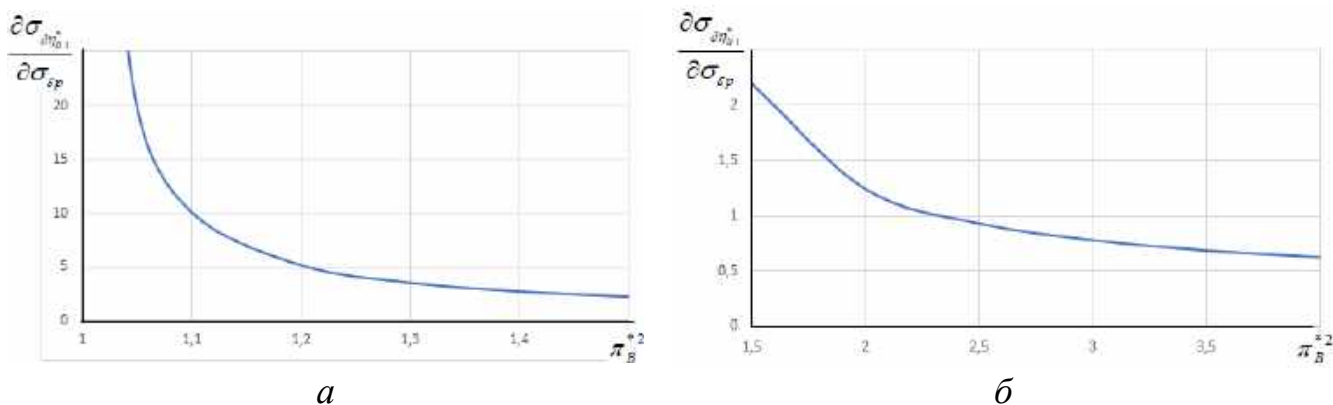


Рис. 3.2 – Залежність від π_B^* чутливості відносної похибки визначення ККД до нормованої похибки вимірювання тиску:

а - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; б - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

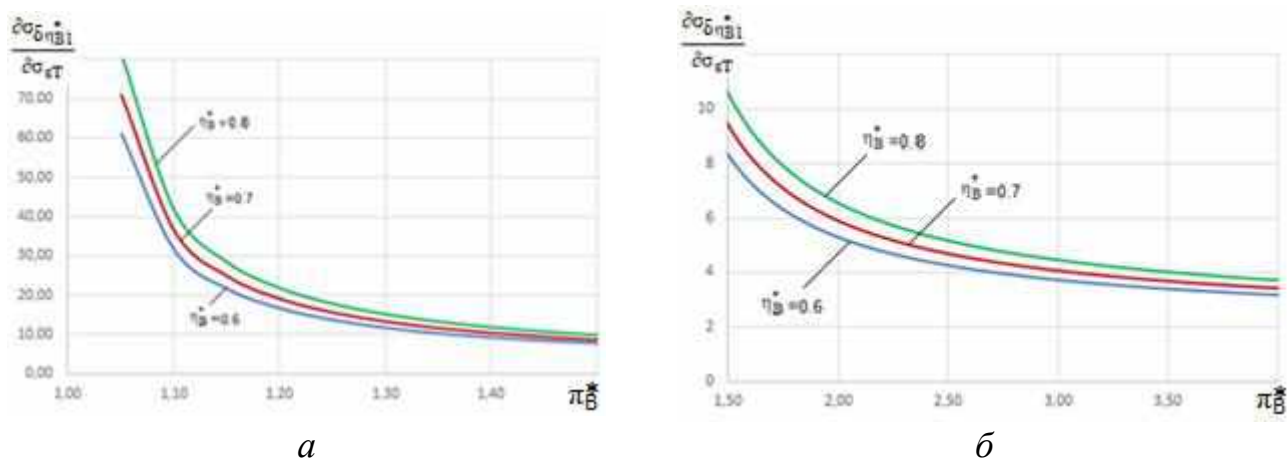


Рис. 3.3 – Залежність від π_B^* чутливості відносної похибки визначення ККД до нормованої похибки вимірювання температури:

а - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; б - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

Порівняємо результати, отримані для впливу відносних і нормованих похибок вимірюваних параметрів. Із формули (3.8) випливає:

$$\sigma_{\delta\eta_{B1}}^2 = \frac{2\left(\frac{k-1}{k}\right)^2}{\left(1 - \pi_B^{\frac{k-1}{k}}\right)^2} \sigma_{\delta p}^2 + \frac{2\eta_B^{*2}}{\left(\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)^2} \left[1 + \left(\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_B^*}\right]^2 \sigma_{\delta T}^2; \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial \sigma_{\delta\eta_{B1}}}{\partial \sigma_{\delta p}} = \frac{\sqrt{2} \frac{k-1}{k}}{1 - \pi_B^{\frac{k-1}{k}}}; \quad \frac{\partial \sigma_{\delta\eta_{B1}}}{\partial \sigma_{\delta T}} = \frac{\sqrt{2} \eta_B^*}{\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1} \left[1 + \left(\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_B^*}\right]. \quad (3.23)$$

Порівняння чутливостей, представлених виразами (3.21) і (3.23), показує, що чутливості відносної похибки визначення ККД до нормованих похибок вимірювання тиску та температури є дещо меншими, ніж чутливості до відповідних відносних похибок. Відношення відповідних чутливостей для тиску

складає $\sqrt{\frac{1}{2} + \frac{1}{2\pi_B^{*2}}}$, а для температури - $\sqrt{\frac{1}{2} + \frac{1}{2\left[1 + \left(\pi_B^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_B^*}\right]^2}}$. Ці значення

менше від одиниці, проте при малих значеннях π_B^* відрізняються від одиниці незначно.

3.5.2 Другий метод визначення ККД

Абсолютна похибка визначення ККД за другим методом визначається таким співвідношенням:

$$\frac{\Delta \eta_{B2}^*}{\eta_{B2}^*} = \frac{\Delta G}{G} - \frac{\Delta M_{кр}}{M_{кр}} - \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{\Delta T_{ex}^*}{T_{ex}^*} + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_B^*}{p_{ex}^*} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*}. \quad (3.24)$$

Абсолютна похибка визначення витрати:

$$\Delta G = G \left(-0,5 \frac{\Delta T_{ex}^*}{T_{ex}^*} + \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*} + \frac{\Delta q}{q} \right). \quad (3.25)$$

Абсолютна похибка газодинамічної функції витрати

$$\Delta q = \frac{q}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \Delta \pi. \quad (3.26)$$

Похибка визначення газодинамічної функції тиску залежить від способу її визначення.

При визначенні за вимірними значеннями статичного тиску і тиску гальмування на вході

$$\pi = \frac{p_{\text{ex}}}{p_{\text{ex}}^*}; \Delta \pi = \frac{\Delta p_{\text{ex}}}{p_{\text{ex}}^*} - \pi \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*}. \quad (3.27)$$

Тоді

$$\Delta q = \frac{q}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{1}{p_{\text{ex}}^*} (\Delta p_{\text{ex}} - \pi \Delta p_{\text{ex}}^*); \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta G}{G} &= -0,5 \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} + \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} + \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{1}{p_{\text{ex}}^*} (\Delta p_{\text{ex}} - \pi \Delta p_{\text{ex}}^*) = \\ &= -0,5 \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} + \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} - \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{\Delta p_{\text{ex}}}{p_{\text{ex}}^*}. \end{aligned} \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \eta_{B2}^*}{\eta_{B2}^*} &= \frac{\Delta G}{G} + \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} - \frac{\Delta M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}} - \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_B^*}{p_{\text{ex}}^*} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} = \\ &= -0,5 \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} + \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} - \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{\Delta p_{\text{ex}}}{p_{\text{ex}}^*} + \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{\Delta M_{kp}}{M_{kp}} - \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_B^*}{p_{ex}^*} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*} = \\
& = 0,5 \frac{\Delta T_{ex}^*}{T_{ex}^*} - \frac{\Delta M_{kp}}{M_{kp}} - \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_B^*}{p_{ex}^*} - \\
& - \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*} + \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right) \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*} . \quad (3.30)
\end{aligned}$$

Вважаючи похибки вимірювання окремих параметрів незалежними випадковими величинами, припускаючи дисперсії абсолютних похибок тисків взаємно однаковими, отримаємо такий вираз для дисперсії відносної похибки ККД, визначеного за методом 2а:

$$\begin{aligned}
& \sigma_{\delta \eta_{B2}}^2 = 0,25 \sigma_{\delta T}^2 + \sigma_{\delta M}^2 + \sigma_{\delta n}^2 + \\
& + \left[\left(\frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 + \left(\frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 \right] \sigma_{\varepsilon p}^2 . \quad (3.31)
\end{aligned}$$

Чутливості відносної похибки визначення ККД до відносних похибок вимірювання крутного моменту, частоти обертання, температури на вході, а також до відносної нормованої похибки вимірювання тиску становитимуть відповідно

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\sigma_{\delta \eta_{B2}}^*)}{\partial(\sigma_{\delta T})} = 0,5; \quad \frac{\partial(\sigma_{\delta \eta_{B2}}^*)}{\partial(\sigma_{\delta M})} = 1; \quad \frac{\partial(\sigma_{\delta \eta_{B2}}^*)}{\partial(\sigma_{\delta n})} = 1; \\
& \frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B2}}}{\partial \sigma_{\varepsilon p}} = \sqrt{\left(\frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 + \left(\frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{k} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2} \quad (3.32)
\end{aligned}$$

Чутливості похибки визначення ККД методом 2а до окремих похибок вимірювання тисків подано на рис. 3.4, 3.6, а загальна чутливість, що відповідає формулі (3.32) – на рис. 3.7.

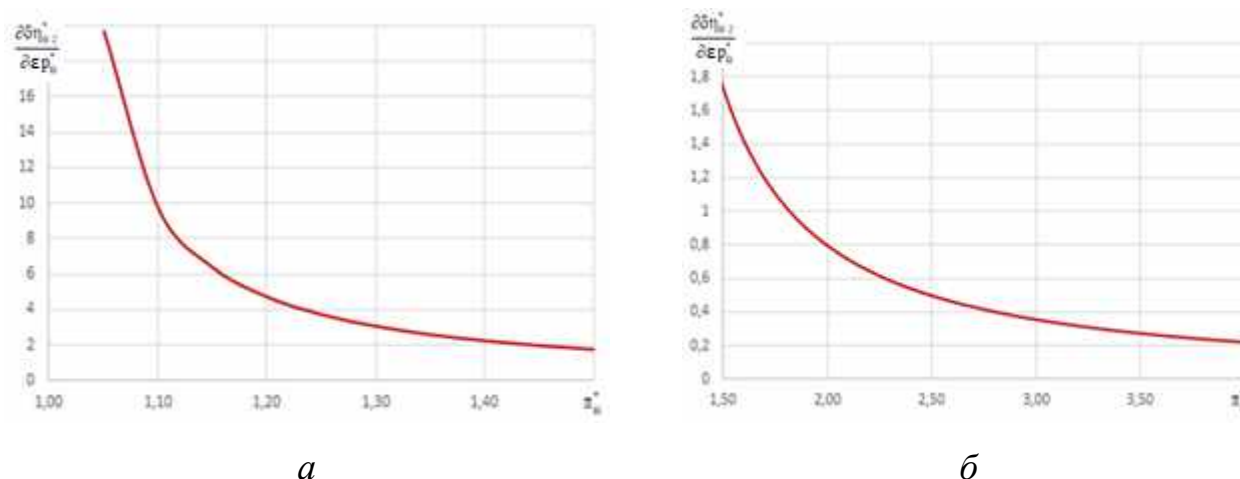


Рис. 3.4 – Залежність від π_B^* чутливості відносної похибки визначення ККД методом 2а до нормованої похибки вимірювання тиску на виході з вентилятора: *a* - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; *б* - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

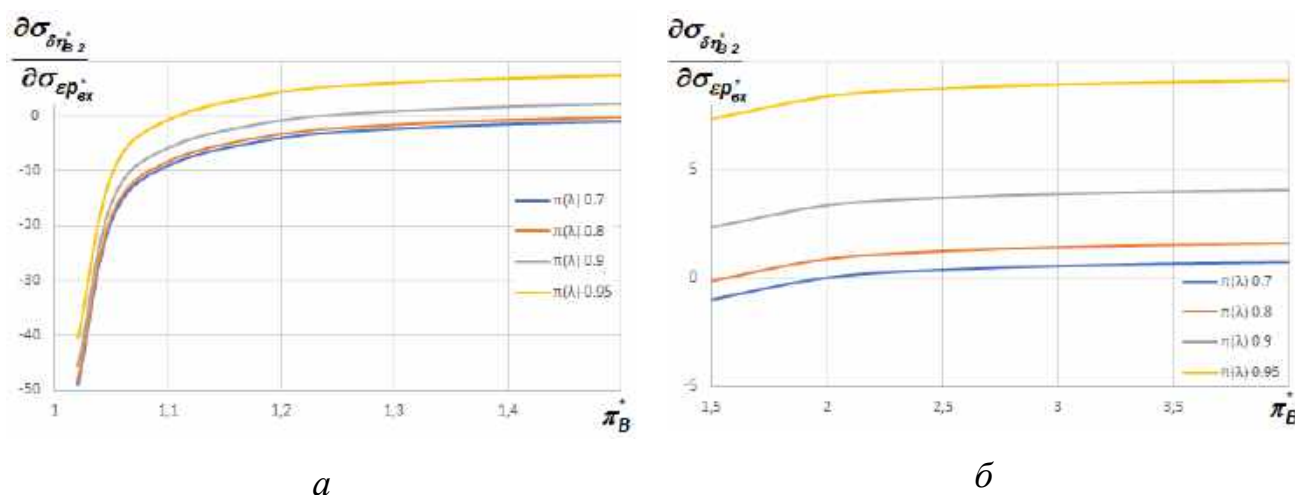


Рис. 3.5 – Залежність від π_B^* чутливості відносної похибки визначення ККД методом 2а до нормованої похибки вимірювання тиску гальмування на вході: *a* - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; *б* - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

Як видно з рис. 3.6 і 3.7, чутливість відносної похибки визначення ККД методом 2а до нормованої похибки вимірювання тиску залежить головним чином від швидкості потоку на вході до вентилятора, а також від ступеня підвищення тиску в вентиляторі. При цьому складові похибки ККД, пов'язані з впливом похибки вимірювання тиску на виході з вентилятора (рис. 3.4) і похибок вимірювання тиску гальмування на вході (рис. 3.5) мають різний характер залежності від ступеня підвищення тиску в вентиляторі й тому взаємно

компенсуються. Більші значення відносної похибки ККД відповідають меншим значенням швидкості (більшим значенням $\pi(\lambda)$).

При визначенні газодинамічної функції тиску за вимірними значеннями тиску гальмування і перепаду між повним і статичним тиском

$$\pi = \frac{p_{\text{ex}}^* - Dp}{p_{\text{ex}}^*} = 1 - \frac{Dp}{p_{\text{ex}}^*}; \Delta\pi = \frac{Dp}{p_{\text{ex}}^*} \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} - \frac{\Delta(Dp)}{p_{\text{ex}}^*} = (1 - \pi) \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} - \frac{\Delta(Dp)}{p_{\text{ex}}^*}. \quad (3.33)$$

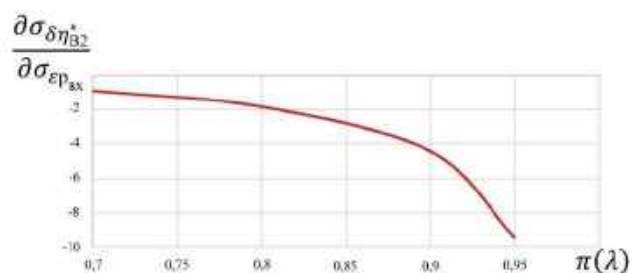


Рис. 3.6 – Залежність від $\pi(\lambda)$ чутливості відносної похибки визначення ККД методом 2а до нормованої похибки вимірювання статичного тиску на вході

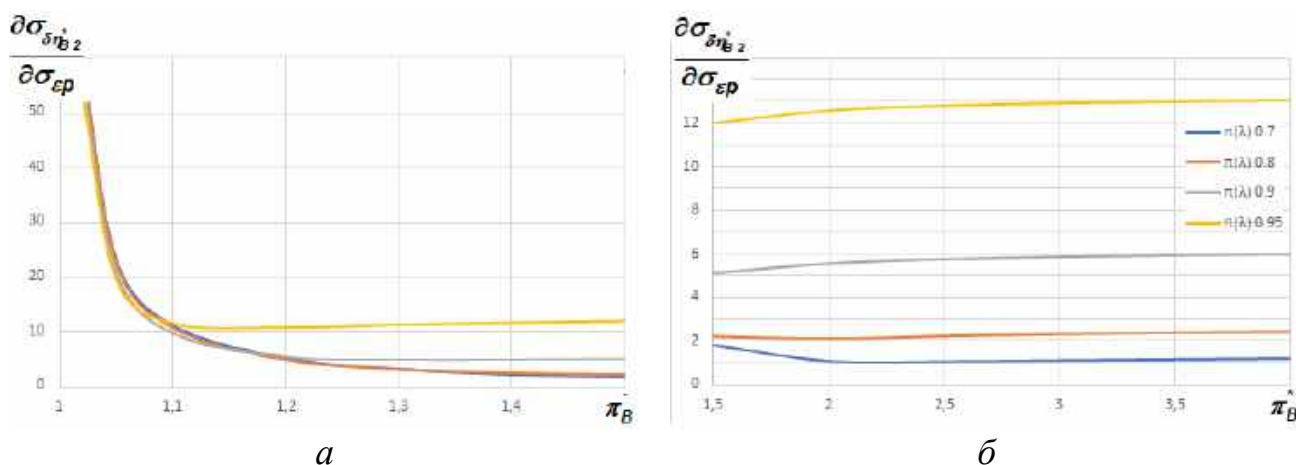


Рис. 3.7 – Залежність від π_B^* чутливості відносної похибки визначення ККД методом 2а до нормованої похибки вимірювання тисків:

a - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; b - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

Тоді

$$\Delta q = \frac{q}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{1}{p_{\text{ex}}^*} \left[(1 - \pi) \Delta p_{\text{ex}}^* - \Delta(Dp) \right]; \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta G}{G} &= -0,5 \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} + \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} + \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{1}{p_{\text{ex}}^*} \left[(1 - \pi) \Delta p_{\text{ex}}^* - \Delta(Dp) \right] = \\ &= -0,5 \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} + \left(1 + \frac{1 - \pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*} - \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{\Delta(Dp)}{p_{\text{ex}}^*}. \end{aligned} \quad (3.35)$$

Порівняємо похибки визначення витрати для двох способів організації вимірювань, розглянутих у підрозд. 3.4.2. Ці похибки визначаються формулами (3.29) і (3.35). Як видно, коефіцієнт впливу похибки вимірювання статичного тиску для способу *a* дорівнює коефіцієнту впливу похибки вимірювання перепаду тисків для способу *б*. Залежності коефіцієнтів впливу похибки вимірювання тиску гальмування для способів *a* і *б* від $\pi(\lambda)$ показано на рис. 3.8, 3.9 відповідно. При значенні $\pi(\lambda)=0,8$, характерному для максимальних витрат повітря у вентиляторі, чутливість для методу *б* приблизно в 4 рази менша, ніж для методу *a*. При подальшому зростанні $\pi(\lambda)$, тобто при зменшенні витрати повітря, це співвідношення змінюється в бік ще більшої переваги методу *б*.

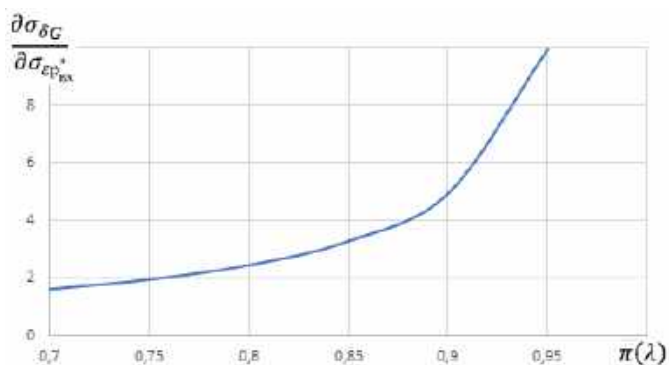


Рис. 3.8 - Залежність від $\pi(\lambda)$ чутливості відносної похибки визначення витрати методом *a* до нормованої похибки вимірювання тиску гальмування на вході

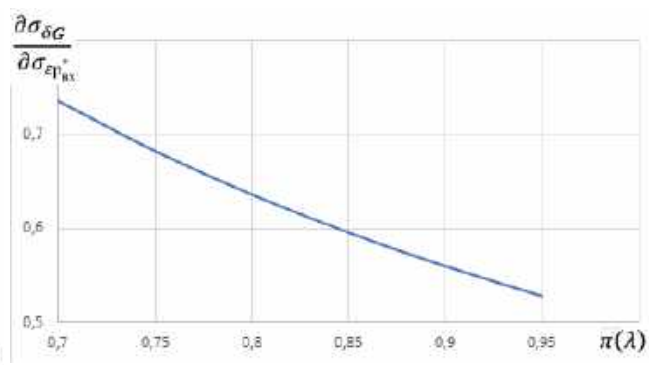


Рис. 3.9 - Залежність від $\pi(\lambda)$ чутливості відносної похибки визначення витрати методом *б* до нормованої похибки вимірювання тиску гальмування на вході

На рис. 3.10, а показано залежності похибок визначення витрати від похибок вимірювання тисків для випадку, коли абсолютні похибки вимірювання всіх тисків (тобто тиску гальмування й статичного тиску на вході, тиску на виході з

вентилятора, а також перепаду тисків) однакові. Видно, що в цьому випадку спосіб організації вимірювань не впливає на похибку визначення витрати.

Спосіб б дає змогу використовувати для вимірювання перепаду тисків точніший датчик, похибка якого менша за похибку вимірювання тиску в 5 разів. Скориговані з урахуванням цього коефіцієнти впливу похибок вимірювання тисків подано на рис. 3.10, б. Видно, що розглянута складова похибки визначення витрати зменшується.

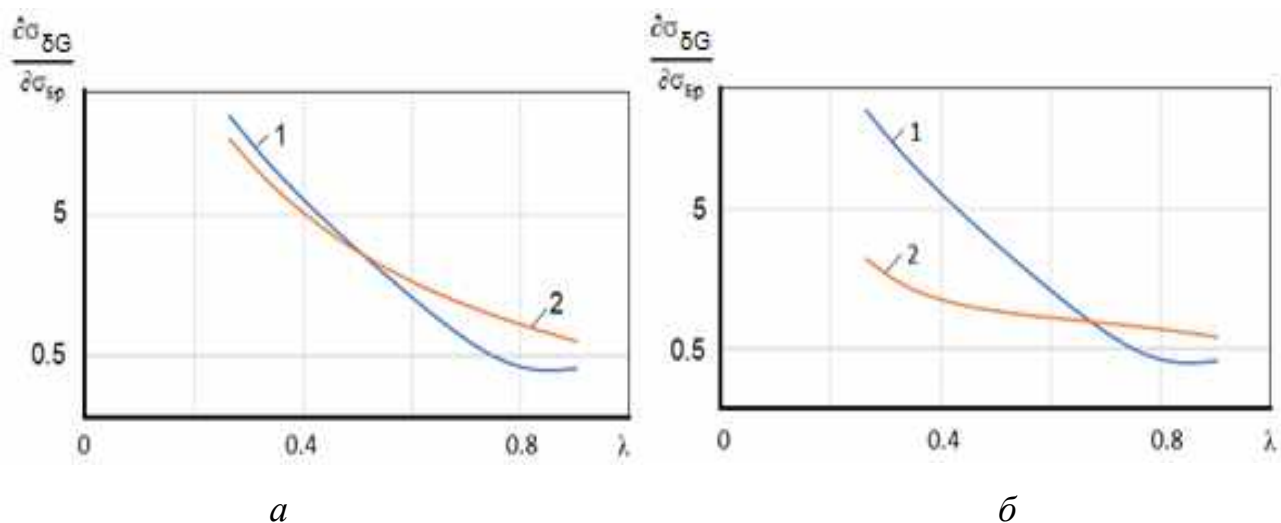


Рис. 3.10 – Чутливість похибки визначення витрати з використанням крутного моменту до похибок вимірювання тисків:
 а – за однакових похибок вимірювання всіх тисків; б – за похибки вимірювання перепаду тисків, що становить 20% від похибки вимірювання абсолютних тисків;
 1 – спосіб а визначення витрати; 2 – спосіб б визначення витрати

Похибка визначення ККД з використанням ВКМ

$$\begin{aligned}
 \frac{\Delta \eta_{B2}^*}{\eta_{B2}^*} &= \frac{\Delta G}{G} + \frac{\Delta T_{ex}^*}{T_{ex}^*} - \frac{\Delta M_{kp}}{M_{kp}} - \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_B^*}{p_{ex}^*} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*} = \\
 &= -0,5 \frac{\Delta T_{ex}^*}{T_{ex}^*} + \left(1 + \frac{1-\pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*} - \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{\Delta(Dp)}{p_{ex}^*} + \\
 &+ \frac{\Delta T_{ex}^*}{T_{ex}^*} - \frac{\Delta M_{kp}}{M_{kp}} - \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_B^*}{p_{ex}^*} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_{ex}^*}{p_{ex}^*} =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= 0,5 \frac{\Delta T_{\text{ex}}^*}{T_{\text{ex}}^*} - \frac{\Delta M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}} - \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \frac{\Delta p_B^*}{p_{\text{ex}}^*} - \frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \frac{\Delta(Dp)}{p_{\text{ex}}^*} + \\
&\quad + \left(1 + \frac{1 - \pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right) \frac{\Delta p_{\text{ex}}^*}{p_{\text{ex}}^*}.
\end{aligned} \tag{3.36}$$

Вважаючи похибки вимірювання окремих параметрів незалежними випадковими величинами, припускаючи дисперсії абсолютних похибок тисків взаємно однаковими, отримаємо такий вираз для дисперсії відносної похибки ККД, визначеного за методом 2б:

$$\begin{aligned}
\sigma_{\delta\eta_{B2}}^2 &= 0,25\sigma_{\delta T}^2 + \sigma_{\delta M}^2 + \sigma_{\delta n}^2 + \left(\frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right)^2 \sigma_{\varepsilon(Dp)}^2 + \\
&+ \left[\left(\frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 + \left(1 + \frac{1 - \pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 \right] \sigma_{\varepsilon p}^2.
\end{aligned} \tag{3.37}$$

Чутливості відносної похибки визначення ККД до відносних похибок вимірювання крутного моменту, частоти обертання, температури на вході, а також до відносних нормованих похибок вимірювання тисків і перепаду тиску становитимуть відповідно

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\sigma_{\delta\eta_{B2}}^*)}{\partial(\sigma_{\delta T})} &= 0,5; \quad \frac{\partial(\sigma_{\delta\eta_{B2}}^*)}{\partial(\sigma_{\delta M})} = 1; \quad \frac{\partial(\sigma_{\delta\eta_{B2}}^*)}{\partial(\sigma_{\delta n})} = 1; \\
\frac{\partial\sigma_{\delta\eta_{B2}}^*}{\partial\sigma_{\varepsilon p}} &= \sqrt{\left(\frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 + \left(1 + \frac{1 - \pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2}; \quad \frac{\partial\sigma_{\delta\eta_{B2}}^*}{\partial\sigma_{\varepsilon(Dp)}} = -\frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}.
\end{aligned} \tag{3.38}$$

Як показує порівняння формул (3.38) і (3.32), чутливість до похибки вимірювання тиску за вентилятором (перший складник під коренем) не змінилася, а чутливість методу 2б до похибки вимірювання перепаду тисків – така сама, як чутливість методу 2а до похибки вимірювання статичного тиску. Однак нормована похибка вимірювання перепаду тисків при правильному виборі засобів вимірювання може бути істотно (приблизно в 5 разів) меншою, ніж похибка вимірювання абсолютного тиску (оскільки перепад становить від 0,05 до 0,2 від абсолютного тиску).

Чутливості похибки визначення ККД методом 2б до похибки вимірювання тиску на вході подано на рис. 3.11. Зазначимо, що з рис. 3.11, б випливає, що ця чутливість практично не залежить від коефіцієнта тиску $\pi(\lambda)$. Загальна чутливість до вимірювання тисків, що відповідає формулі (3.38), показана на рис. 3.12.

Для порівняння похибок варіантів 2а і 2б приймемо, що абсолютна похибка вимірювання перепаду тисків у 5 разів менша за абсолютну похибку вимірювання тиску на вході (що відповідає тому, що максимальне значення перепаду тисків становить приблизно 20 % від тиску на вході). Тоді чутливість до сумарної похибки вимірювання тисків представлена на рис. 3.13.

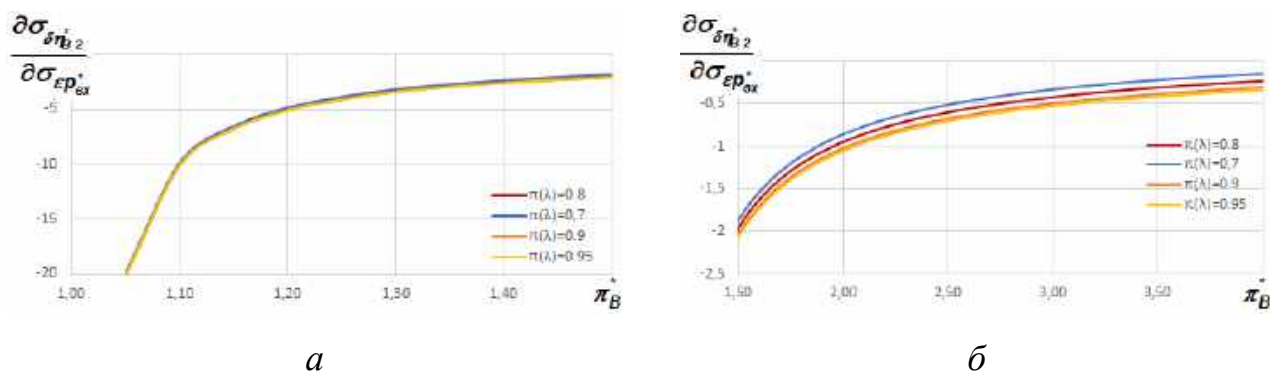


Рис. 3.11 – Залежність від π_B^* чутливості відносної похибки визначення ККД методом 2б до нормованої похибки вимірювання тиску гальмування на вході:

а - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; б - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

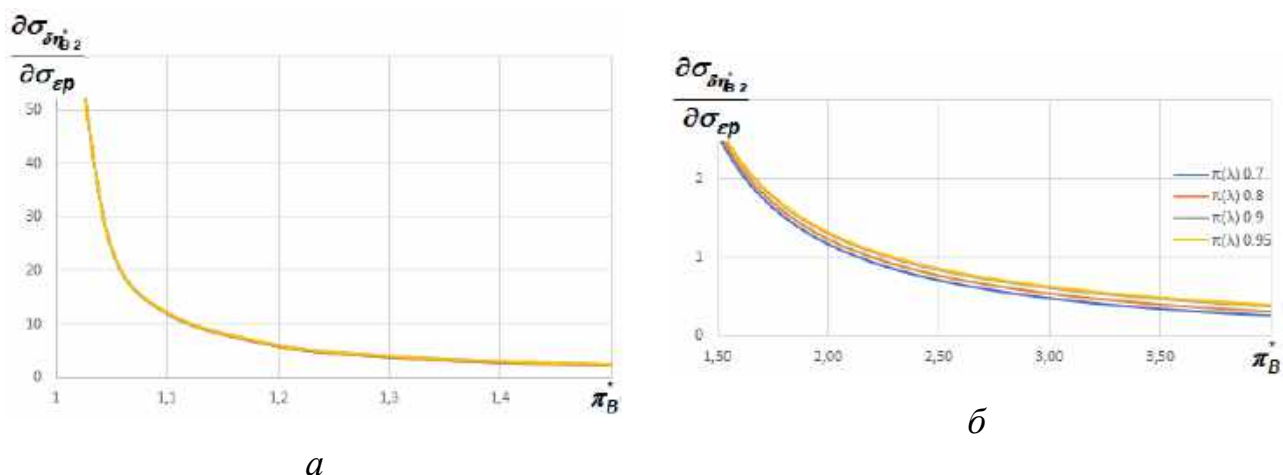


Рис. 3.12 – Залежність від π_B^* загальної чутливості відносної похибки визначення ККД методом 2б до нормованої похибки вимірювання тисків на вході та виході: *а* - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; *б* - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

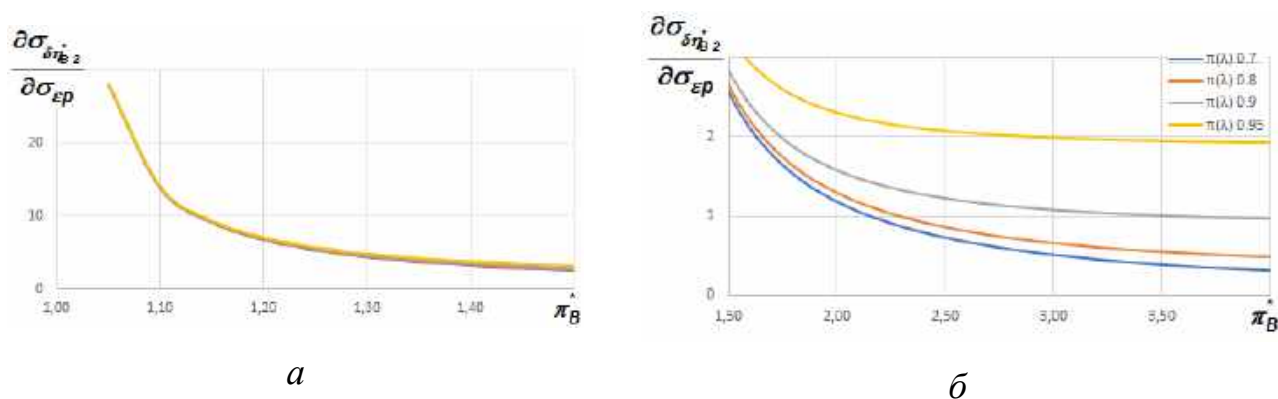


Рис. 3.13 – Залежність від π_B^* загальної чутливості відносної похибки визначення ККД методом 2б до нормованої похибки вимірювання тисків і перепаду тисків: *а* - $1,0 < \pi_B^* \leq 1,5$; *б* - $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$

Порівняння рис. 3.5 і 3.11 показує, що вплив похибок тиску гальмування на вході до компресора на похибку визначення ККД методами 2а і 2б в області значень π_B^* , характерних для ТРДД з великим ступенем двоконтурності, є приблизно однаковим. В області великих значень ступеня підвищення тиску похибки методу 2б можуть бути більшими. Значення $\pi(\lambda)$ має слабкий вплив на похибки методу 2б, а для методу 2а цей вплив є значним; при збільшенні $\pi(\lambda)$ (тобто зменшенні витрати повітря) похибка зростає.

Порівняння рис. 3.7 і 3.13 показує, що для методів 2а і 2б в області малих π_B^* похибки вимірювання тисків приблизно однаково впливають на похибки

визначення ККД. При зростанні π_B^* похибки зменшуються. У діапазоні $1,5 < \pi_B^* \leq 4,0$ похибки методу 2а практично не залежать від ступеня підвищення тиску у вентиляторі, а похибки методу 2б повільно зменшуються. В області великих значень π_B^* вплив $\pi(\lambda)$ (витрати повітря) стає суттєвим. При $\pi_B^* = 4$ похибки методу 2а в 4-6 разів перевищують похибки методу 2б.

3.6 Приклад аналізу похибок визначення характеристики ККД вентилятора

Отримані вище формули та графіки є універсальними й можуть бути використані для визначення точності характеристики вентилятора в будь-якій її точці, яка характеризується значеннями n , $M_{кр}$, G , π_B^* , η_B^* . Застосуємо їх для аналізу реальної характеристики вентилятора двигуна Д-436-148ФМ, наведеної на рис. 3.14.

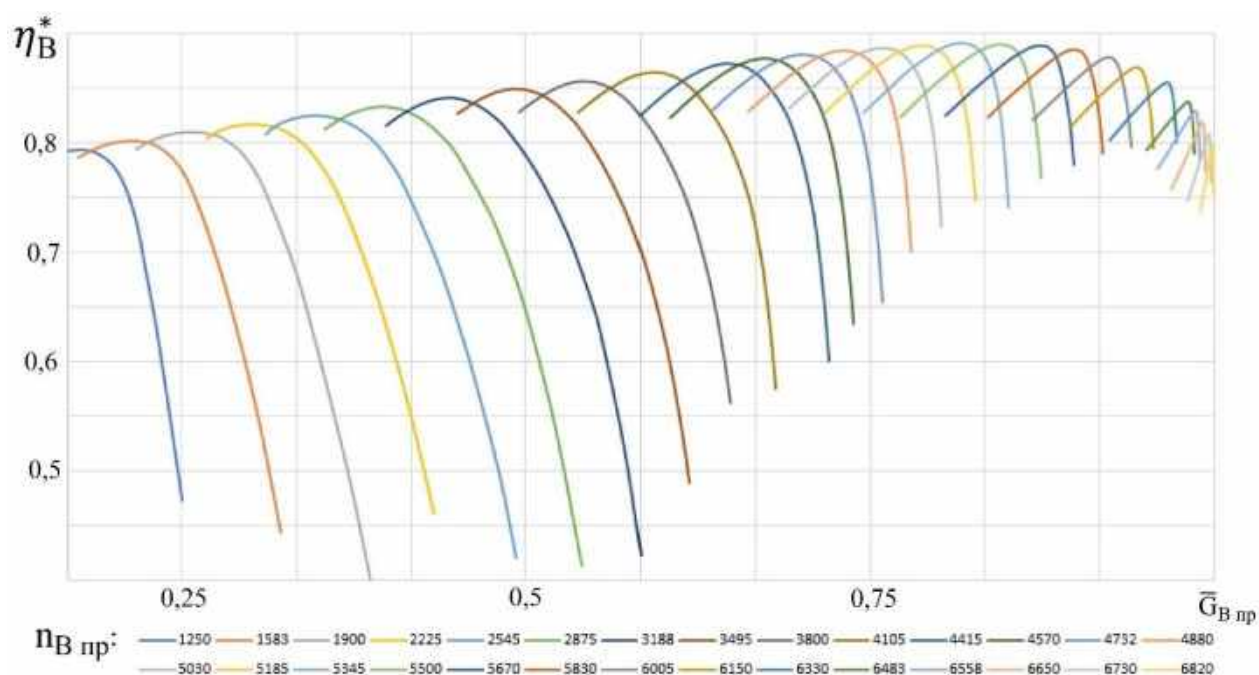


Рис. 3.14 – Характеристика ККД вентилятора

З огляду на наведені в табл. 3.1 результати аналізу робіт з експериментального визначення характеристик вентиляторів і компресорів, будемо використовувати такі значення нормованих похибок вимірювання:

$$\varepsilon_p = 0,1 \%, \varepsilon_T = 0,2 \%, \delta M = 0,4 \%, \delta n = 0,02 \% \text{ і } \varepsilon Dp = 0,2\varepsilon_p.$$

Тоді, відповідно до формул (3.20), (3.21),

$$\Delta\eta_{B1}^* = \eta_B^* \sqrt{\left(\frac{\partial\sigma_{\delta\eta_{B1}^*}}{\partial\sigma_{\varepsilon p}}\right)^2 \varepsilon_p^2 + \left(\frac{\partial\sigma_{\delta\eta_{B1}^*}}{\partial\sigma_{\varepsilon T}}\right)^2 \varepsilon_T^2} =$$

$$= \eta_B^* \sqrt{\left[\frac{k-1}{k} \frac{1}{\left(1 - \pi_B^{*\frac{k-1}{k}}\right)}\right]^2 \left(\frac{1}{\pi_B^{*2}} + 1\right) \varepsilon_p^2 + \left[\frac{\eta_B^*}{\left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)}\right]^2 \left(\left[1 + \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_B^*}\right]^2 + 1\right) \varepsilon_T^2} \quad (3.39)$$

Графіки похибок визначення ККД, що відповідають лініям постійних частот обертання на рис. 3.14, представлені на рис. 3.15, 3.16. Видно, що навіть за зазначених вище дуже малих значень похибок вимірювання тисків і температур не вдається визначити ККД з абсолютною похибкою, меншою за 2 %, а за малих значень наведеної частоти обертання внаслідок малих значень ступеня підвищення тиску похибка становить десятки відсотків.

Для аналізу похибок визначення ККД методом 2 необхідні значення газодинамічної функції $\pi(\lambda)$ у заданих точках характеристики вентилятора.

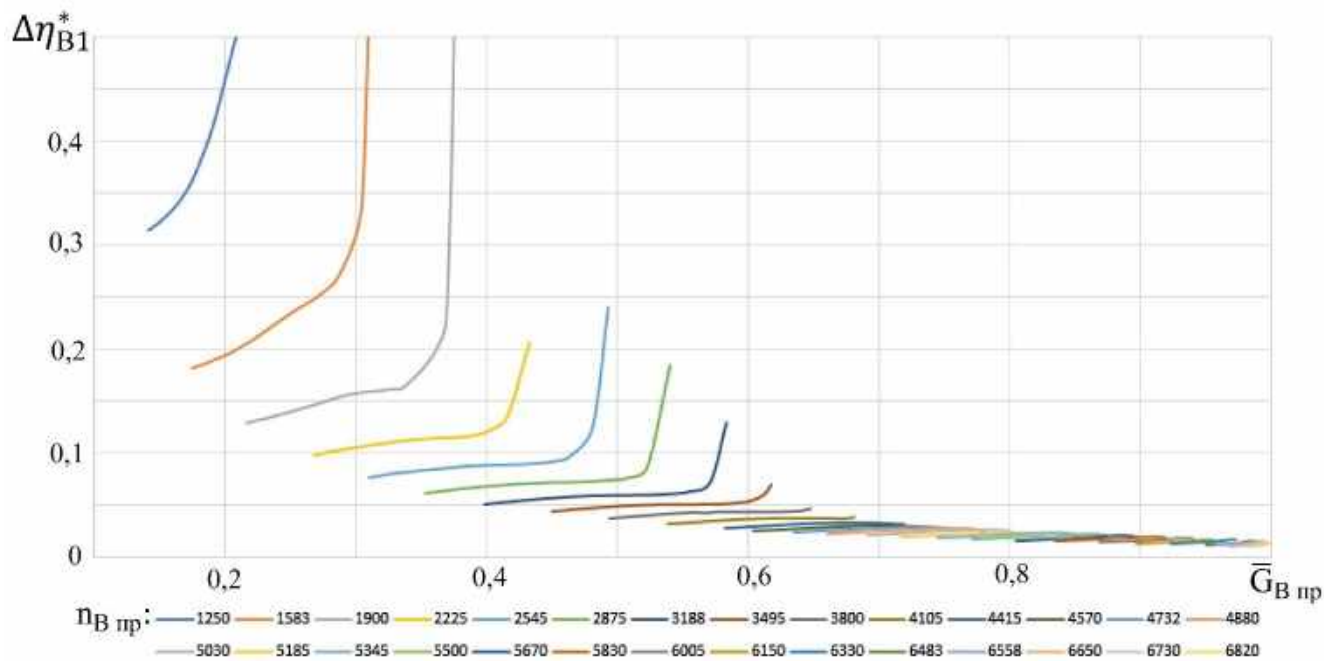


Рис. 3.15 – Абсолютна похибка визначення ККД методом 1 у повному діапазоні витрат

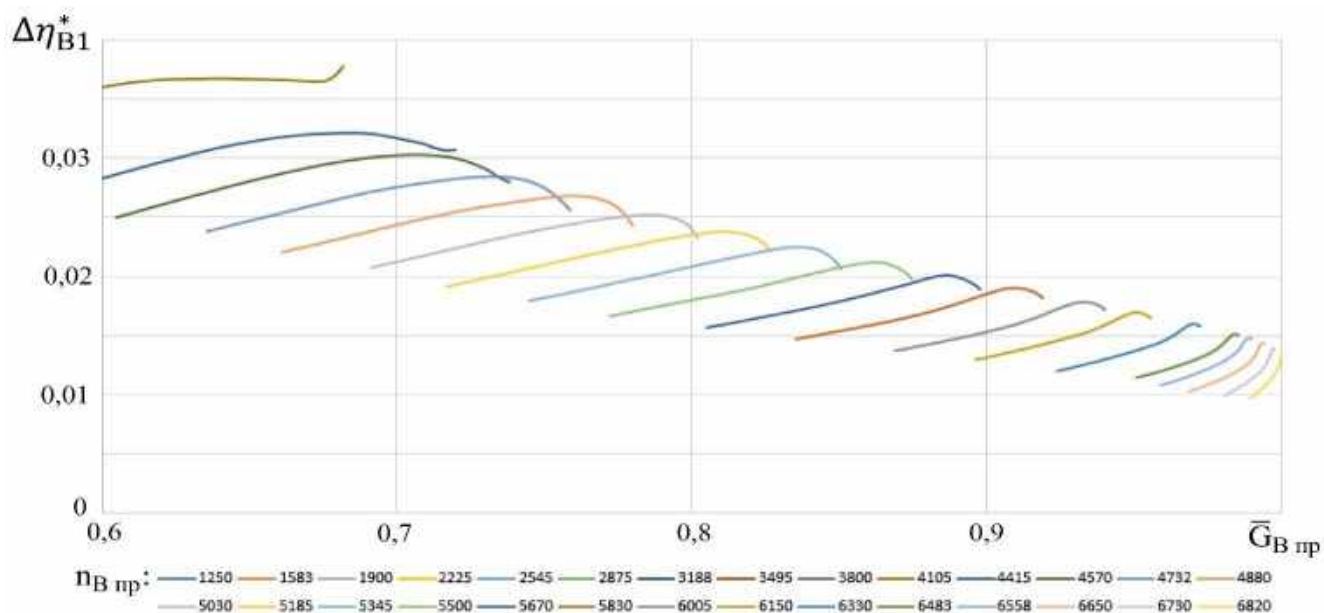


Рис. 3.16 – Абсолютна похибка визначення ККД методом 1 в області високих режимів роботи двигуна

Наявні дані дають змогу оцінити значення газодинамічної функції витрати $q(\lambda)$, вважаючи температуру й тиск на вході рівними стандартним значенням ($T_{\text{вх}}^* = 288,16 \text{ К}$, $p_{\text{вх}}^* = 101322 \text{ Па}$):

$$q(\lambda) = \frac{G \sqrt{T_{\text{вх}}^*}}{m p_{\text{вх}}^* F_{\text{вх}}}, \quad (3.40)$$

де $F_{\text{вх}} = 1,51747 \text{ м}^2$ – площа мірного перерізу на вході у вентилятор;
 $m = 0,04039 \text{ К}^{0,5} \text{ м}^{-1} \text{ с}$.

Підстановка значень у формулу (3.40) дає $q(\lambda) = 0,0027328 G$.

Потім розраховували значення газодинамічної функції тиску. Знайти аналітичну залежність $\pi(\lambda) = f(q(\lambda))$ не вдається, тому в робочому діапазоні $0 < \lambda < 0,75$ на підставі табличних даних ця залежність була апроксимована степеневою функцією

$$\pi = 1 - 0,34 q^{2,5}. \quad (3.41)$$

Результати цієї апроксимації подано на рис. 3.17 у вигляді відносних похибок

$$\Delta \bar{G} = \frac{\Delta G}{G_{\text{max}}} \text{ – відношень абсолютних похибок до максимальної витрати повітря.}$$

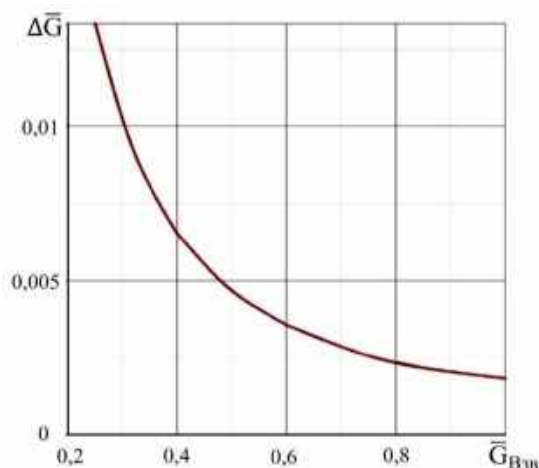


Рис. 3.17 – Похибки визначення витрати повітря залежно від режиму роботи двигуна

Отримана залежність свідчить про те, що на режимах із малою витратою повітря похибки визначення витрати перевищують 1 %; зі зростанням витрати повітря похибки її визначення зменшуються і на високих режимах становлять менше 0,3 %.

Виконані раніше порівняння похибок визначення витрати повітря та ККД методами 2а і 2б обґрунтували висновок про те, що метод 2б дає суттєво кращі результати для витрати і співрозмірні результати для ККД. Тому надалі метод 2а не розглядається. Похибки визначення ККД методом 2б подано на рис. 3.18.

Використана для формування рис. 3.18 формула (3.37) має недолік: вплив похибок вимірювання тисків ураховується в ній нормованими похибками (які, по суті, являють собою значення абсолютних похибок), а вплив похибок вимірювання інших параметрів - відносними похибками. Тому формула (3.37) була перетворена до вигляду, що забезпечує розрахунок абсолютної похибки визначення ККД за заданими нормованими похибками вимірювань:

$$\Delta \eta_{B2}^* = \eta_{B2}^* \sqrt{\left(\frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B2}^*}}{\partial \sigma_{\varepsilon T}} \right)^2 \varepsilon_T^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B2}^*}}{\partial \sigma_{\varepsilon M}} \right)^2 \varepsilon_M^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B2}^*}}{\partial \sigma_{\varepsilon n}} \right)^2 \varepsilon_n^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B2}^*}}{\partial \sigma_{\varepsilon p}} \right)^2 \varepsilon_p^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\delta \eta_{B2}^*}}{\partial \sigma_{\varepsilon(Dp)}} \right)^2 \varepsilon_{Dp}^2} =$$

$$\begin{aligned}
&= \eta_{B2}^* \sqrt{0.25\varepsilon_T^2 + \varepsilon_M^2 + \varepsilon_n^2 + \left[\left(\frac{\partial \sigma_{\delta\eta_{B2}^*}}{\partial \sigma_{\varepsilon p}} \right)^2 + 0.04 \left(\frac{\partial \sigma_{\delta\eta_{B2}^*}}{\partial \sigma_{\varepsilon(Dp)}} \right)^2 \right] \varepsilon_p^2} = \\
&= \eta_{B2}^* \sqrt{0.25\varepsilon_T^2 + \varepsilon_M^2 + \varepsilon_n^2 + \left[\left(\frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 + 0.04 \left(\frac{1}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right)^2 + \right.} \\
&\quad \left. + \left(1 + \frac{1-\pi}{k\pi} \frac{1 - \frac{k+1}{2} \pi^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}}}{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \right)^2 \right] \sigma_{\varepsilon p}^2}. \quad (3.42)
\end{aligned}$$

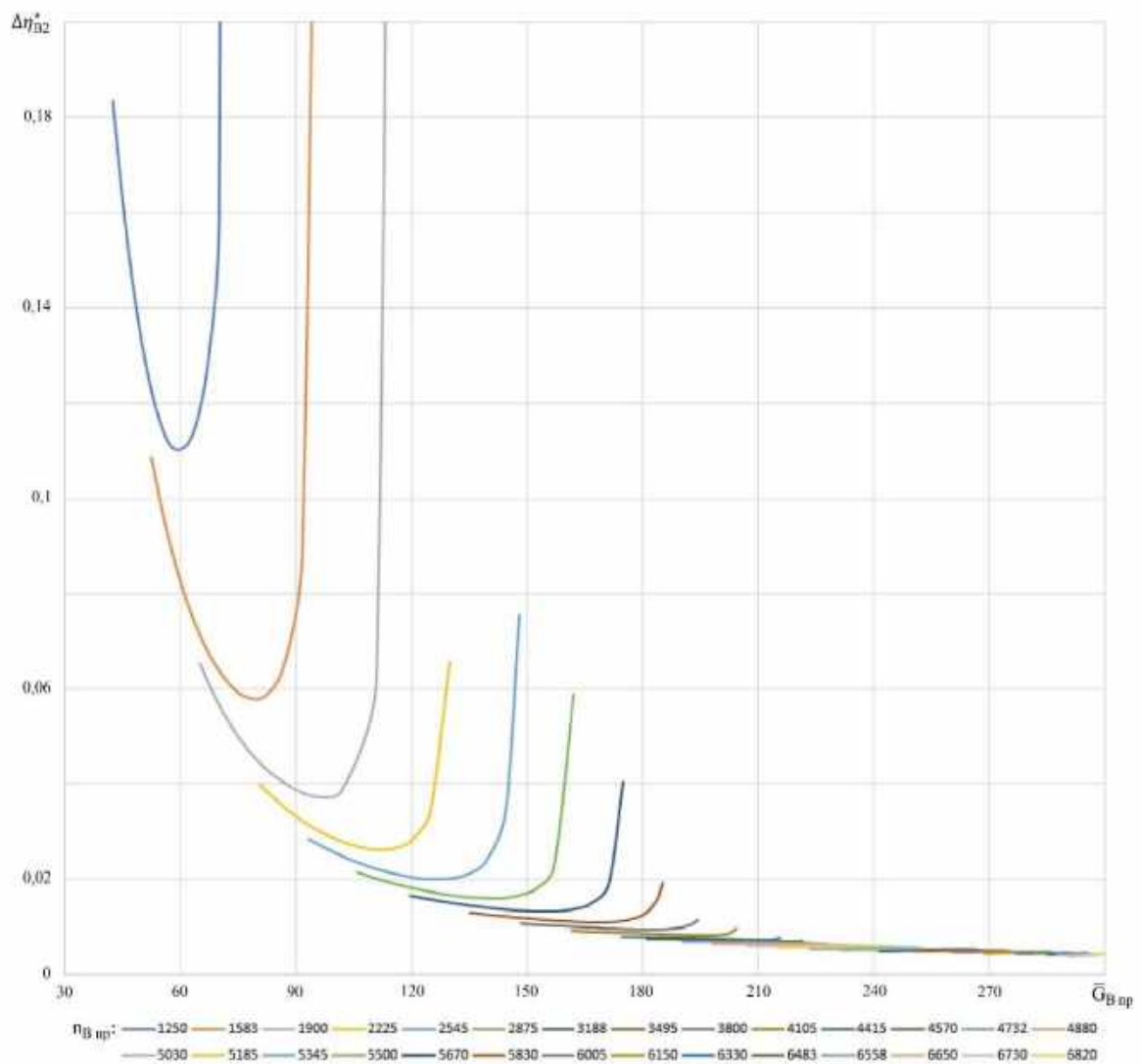


Рис. 3.18 – Похибки визначення ККД методом 2б

Результати, отримані з використанням формули (3.42), представлені на рис. 3.19, 3.20.

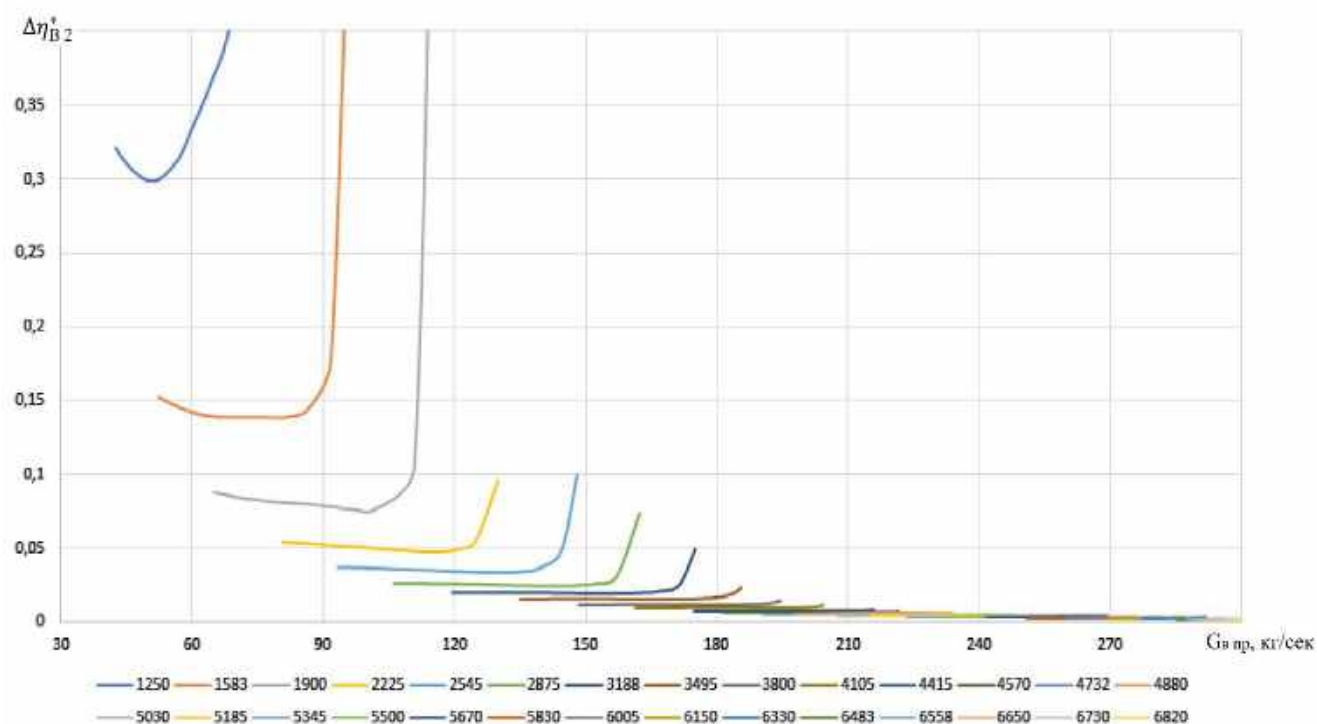


Рис. 3.19 – Уточнені похибки визначення ККД методом 2б

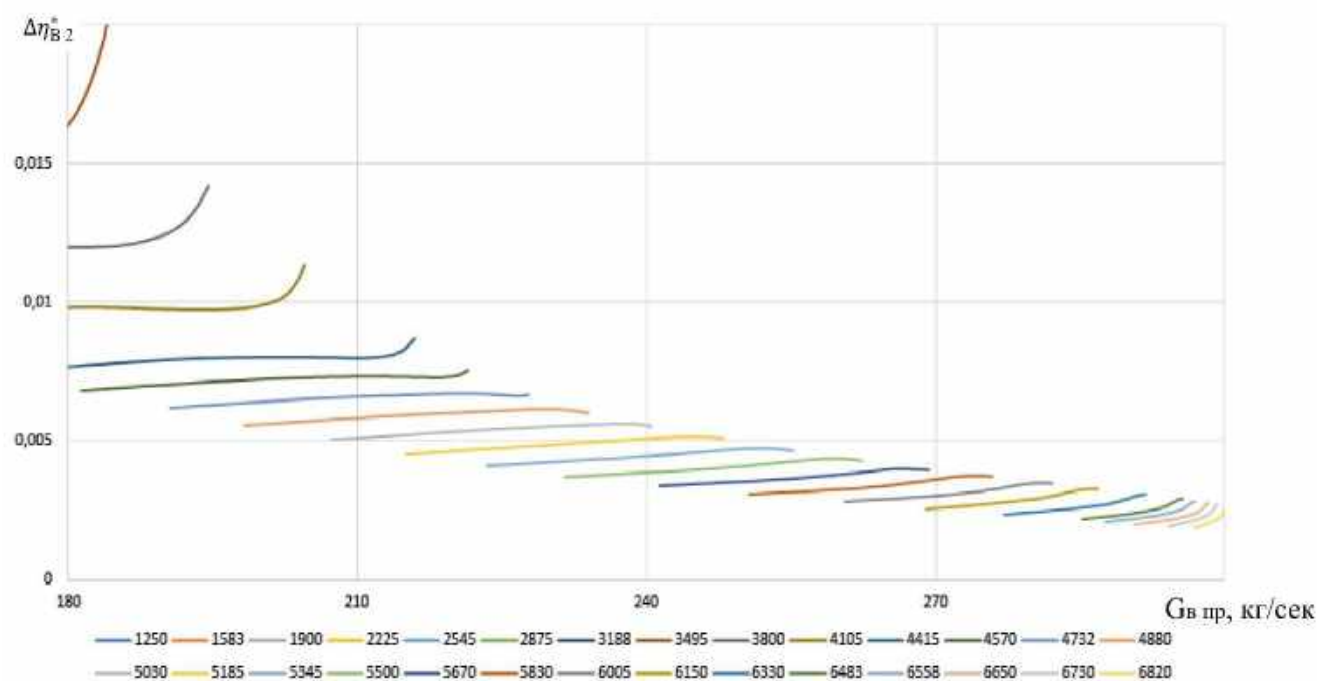


Рис. 3.20 - Уточнені похибки визначення ККД методом 2б
в області високих режимів роботи двигуна

3.7 Формування вимог до точності визначення крутного моменту

Чутливість похибки розрахунку ККД другим способом до похибки вимірювання тиску гальмування на вході оцінимо кількісно на прикладі вентилятора, характеристика якого наведена на рис. 3.21.

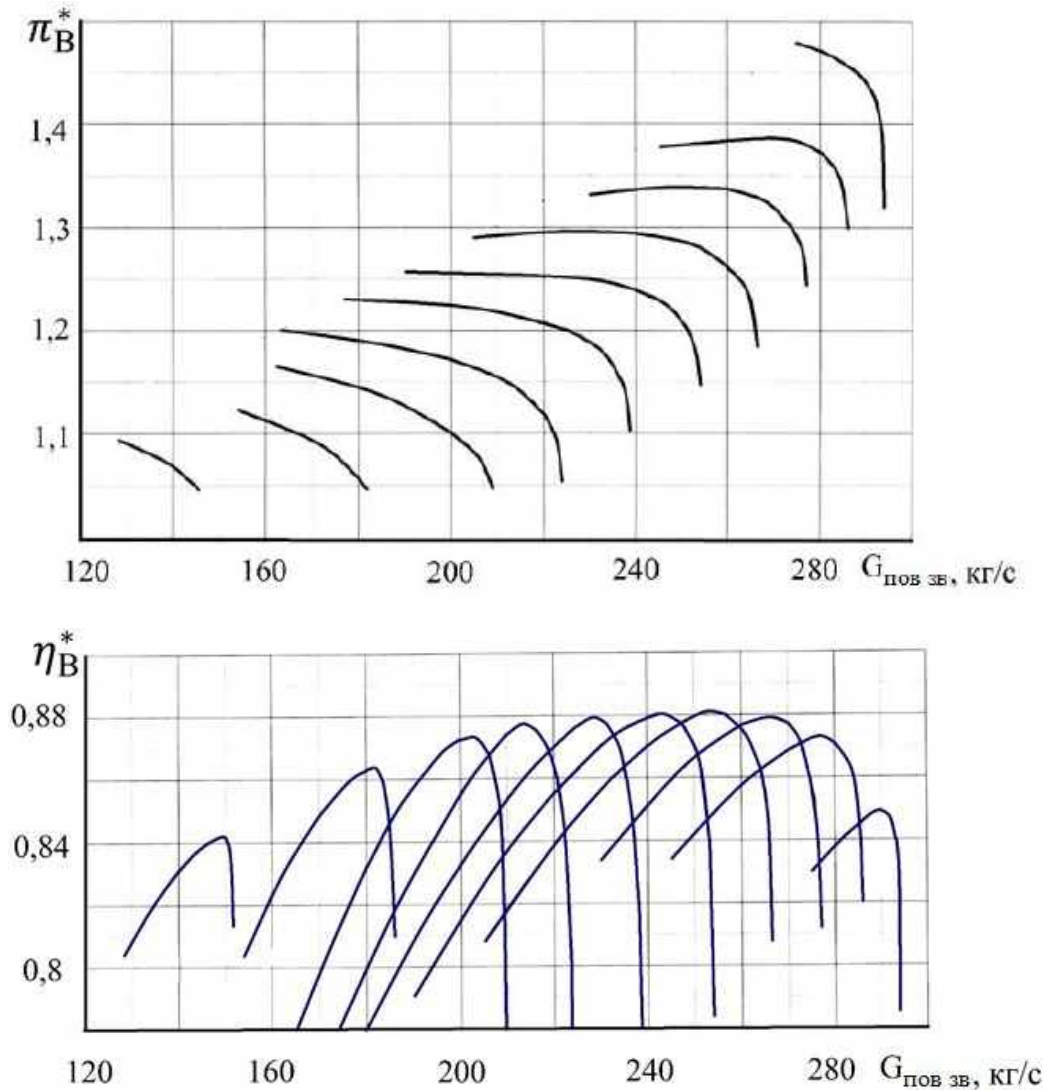


Рис. 3.21 – Приклад характеристики вентилятора

Розглянемо дві крайні точки характеристики вентилятора, що відповідають мінімальним значенням витрати і ступеня підвищення тиску, а також максимальним значенням цих параметрів:

Точка 1: $G_{\text{нов}} = 280 \text{ кг/с}$; $\pi = 0,808$; $\pi_B^* = 1,375$; $\eta_B^* = 0,87$;

Точка 2: $G_{\text{нов}} = 140 \text{ кг/с}$; $\pi = 0,947$; $\pi_B^* = 1,07$; $\eta_B^* = 0,83$.

Коефіцієнт при δp_{ex}^* у формулі (3.17) для цих точок дорівнює -0,724 і -5,522, а коефіцієнт у формулі (3.18) дорівнює - 2,656 і -14,393. Таким чином, вплив похибки вимірювання тиску на вході під час використання способу б вимірювання тисків посилюється приблизно втричі залежно від режиму. Тому для остаточних висновків необхідно розглянути сумарну похибку вимірювання тисків і сумарну похибку вимірювання температур.

Визначимо значення коефіцієнтів виразів (3.8), (3.17) і (3.18) в обраних крайніх точках характеристики.

Для першого способу визначення ККД отримаємо:

$$- \text{у точці 1} - \delta \eta_{B1}^* = 3,285(\delta p_B^* - \delta p_{ex}^*) + 10,133(-\delta T_B^* + \delta T_{ex}^*);$$

$$- \text{у точці 2} - \delta \eta_{B1}^* = 14,923(\delta p_B^* - \delta p_{ex}^*) + 43,522(-\delta T_B^* + \delta T_{ex}^*).$$

При визначенні ККД методом 2а:

$$- \text{в точці 1} - \delta \eta_{B2a}^* = -\delta M_{kp} - \delta n - 0,724\delta p_{ex}^* + 3,285\delta p_B^* + 0,5\delta T_{ex}^* - 1,56\delta p_{ex};$$

$$- \text{в точці 2} - \delta \eta_{B2a}^* = -\delta M_{kp} - \delta n - 5,522\delta p_{ex}^* + 14,91\delta p_B^* + 0,5\delta T_{ex}^* - 8,396\delta p_{ex}.$$

Для другого способу визначення ККД методом 2б:

$$- \text{в точці 1} - \delta \eta_{B2b}^* = -\delta M_{kp} - \delta n - 2,656\delta p_{ex}^* + 3,285\delta p_B^* + 0,5\delta T_{ex}^* - 0,37\delta(Dp);$$

$$- \text{в точці 2} - \delta \eta_{B2b}^* = -\delta M_{kp} - \delta n - 14,393\delta p_{ex}^* + 14,923\delta p_B^* + 0,5\delta T_{ex}^* - 0,47\delta(Dp).$$

Будемо вважати, що відносні похибки вимірювання тиску на вході та виході з вентилятора однакові, а відносна похибка вимірювання перепаду тиску в 5 разів менше. Тоді внесок похибок тисків у середньоквадратичну похибку визначення ККД становитиме:

для методу **1** - $\sqrt{3,285^2 + 3,285^2} = 4,646$ в точці 1 і $\sqrt{14,923^2 + 14,923^2} = 21,1$ в точці 2;

для методу **2а** - $\sqrt{0,724^2 + 3,285^2 + 1,56^2} = 3,708$ в точці 1 і $\sqrt{5,522^2 + 14,923^2 + 8,396^2} = 17,993$ в точці 2;

для методу **2б** - $\sqrt{2,656^2 + 3,285^2 + 0,04 \cdot 0,37^2} = 4,22$ в точці 1 і $\sqrt{14,393^2 + 14,923^2 + 0,04 \cdot 0,47^2} = 20,733$ в точці 2.

Порівняння отриманих результатів показує, що під час використання всіх способів визначення ККД вплив похибок вимірювання тисків практично однаковий, а вплив похибок вимірювання температури під час використання методу 2 знижується у 20-80 разів. Метод 2б кращий порівняно з методом 2а, оскільки забезпечує істотно менші похибки визначення витрати повітря – аргументу характеристики вентилятора. Тому надалі розглядатимемо саме метод 2б.

Однак під час використання другого способу з'являються додаткові похибки, пов'язані з вимірюванням крутного моменту та частоти обертання. Частота обертання – найбільш точно вимірюваний параметр двигуна, тому похибкою її вимірювання можна знехтувати під час подальшого розгляду.

Визначаючи сумарну похибку за її дисперсією та використовуючи формулу (3.6) для оцінки дисперсії, отримаємо таку умову, якій має задовольняти похибка вимірювання крутного моменту, щоб другий спосіб визначення ККД виявився точнішим за перший спосіб:

$$\sigma_{\delta M}^2 < \left[\left(\frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta p_B^*)} \right)^2 + \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta p_{ex}^*)} \right)^2 - \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_B^*)} \right)^2 - \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_{ex}^*)} \right)^2 - \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta(Dp_{ex}))} \right)^2 \right] \sigma_{\delta p}^2 +$$

$$+ \left[\left(\frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta T_B^*)} \right)^2 + \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta T_{ex}^*)} \right)^2 - \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta T_B^*)} \right)^2 \right] \sigma_{\delta T}^2. \quad (3.43)$$

Для першої з розглянутих точок ця умова виглядає як

$$\sigma_{\delta M}^2 < 3,6\sigma_{\delta p}^2 + 205,1\sigma_{\delta T}^2,$$

а для другої точки –

$$\sigma_{\delta M}^2 < 15,317\sigma_{\delta p}^2 + 3612\sigma_{\delta T}^2.$$

Очевидно, критичною для визначення необхідної точності вимірювання крутного моменту є точка 1, у якій параметри вентилятора мають максимальні значення і точність визначення ККД першим методом – максимальна. Орієнтуючись на дані першої строки табл. 3.1, припустимо, що $\sigma_{\delta p} = 0,04\%$, $\sigma_{\delta T} = 0,3\%$. Тоді середньоквадратичне відхилення похибки визначення ККД

першим методом у першій точці становить 4,3 %, а в другій точці – 18,5 %, що робить цей спосіб визначення ККД практично непридатним. Необхідне значення похибки вимірювання крутного моменту для визначення ККД з меншою похибкою для першої точки становить $\delta M_{кр} = 2\sigma_{\delta M} = 8,6$ %. Вочевидь, виконати цю умову нескладно.

Однак отримані дані свідчать про те, що потрібна ще вища точність. Максимальна похибка вимірювання крутного моменту для визначення ККД із заданою точністю, повинна задовольняти умові

$$\sigma_{\delta M}^2 = \frac{\left[\left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_B^*)} \right)^2 - \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_{ex}^*)} \right)^2 - \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta \Delta p_{ex}^*)} \right)^2 \right] \sigma_{\delta p}^2 - \left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta T_{ex}^*)} \right)^2 \sigma_{\delta T}^2}{\left(\frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta M)} \right)^2}. \quad (3.44)$$

Зазначимо, що, згідно з (3.18), знаменник виразу (3.44) дорівнює 1.

Прийнятим вище на підставі аналізу табл. 3.1 значенням СКВ абсолютних похибок $\sigma_T = 0,43$ К; $\sigma_p = 27$ Па відповідають СКВ відносних похибок $\sigma_{\delta T} = 0,15$ %; $\sigma_{\delta p} = 0,027$ %. Тоді внесок похибок вимірювання тисків і температури в похибку визначення ККД (СКВ ККД, розраховане за умови, що похибки інших параметрів дорівнюють нулю) становитиме: у точці 1 – 0,14 %, а в точці 2 – 0,57 %.

Очевидно, що похибка в точці 2 (а отже, і на значній частині характеристики вентилятора) є незадовільною навіть у разі, якщо не враховувати похибку вимірювання крутного моменту. Основний внесок у цю складову вносять похибки вимірювання тисків. Тому необхідно зменшувати ці похибки. Перспективним рівнем є $\sigma_{\delta p} = 0,013$ %. При цьому рівень похибки вимірювання температури можна зменшити до $\sigma_{\delta T} = 0,09$ %. Тоді внесок (СКВ) похибок вимірювання тисків і температури в СКВ ККД складе для аналізованих точок відповідно 0,071 % і 0,27 %.

Потрібну точність вимірювання крутного моменту можна оцінити із використанням формули (3.44). Якщо використовувати (як це було зазначено

раніше) інтервал 2σ для визначення загальної похибки, то для точки 1 отримаємо $\sigma_{M \max} = \sqrt{\sigma_{\eta_e}^2 - 0,071^2}$, а для точки 2 - $\sigma_{M \max} = \sqrt{\sigma_{\eta_e}^2 - 0,27^2}$. Тоді при максимальній питомій похибці визначення ККД 1% ($\sigma_{\eta_e} = 0,5\%$) для першої точки отримаємо $\sigma_{M \max} = \sqrt{0,5^2 - 0,071^2} = 0,49\%$, а для другої точки - $\sigma_{M \max} = \sqrt{0,5^2 - 0,27^2} = 0,42\%$. При максимальній питомій похибці визначення ККД 0,5% ($\sigma_{\eta_e} = 0,25\%$) для першої точки отримаємо $\sigma_{M \max} = \sqrt{0,25^2 - 0,071^2} = 0,24\%$, а для другої точки забезпечити бажану точність неможливо, тому що внесок похибок вимірювання тиску та температури перевищує її.

3.8 Основні результати та висновки за розділом 3

Таким чином, під час дослідження похибок вимірювання крутного моменту фазометричним методом отримано такі основні результати:

1) Розглянуто дві методики визначення ККД вентилятора за експериментальними даними: традиційну методику, що ґрунтується на визначенні адіабатної та фактично витраченої роботи стиснення, та альтернативну, що ґрунтується на вимірюванні крутного моменту та визначенні потужності приводу вентилятора й адіабатної потужності стиснення. Отримано відповідні розрахункові формули.

2) Сформовано методику аналізу похибок формування характеристики вентилятора, яка ґрунтується на розгляді похибок вимірювань як незалежних центрованих випадкових величин з відомими середньоквадратичними відхиленнями. Отримано вирази для абсолютних і відносних похибок результатів розрахунку ККД і витрати повітря, які пов'язують їх із похибками вимірюваних параметрів. Ці вирази є універсальними моделями похибок визначення ККД, отриманими вперше, які дають змогу розраховувати похибки визначення ККД компресорів і вентиляторів під час їхніх випробувань.

3) Використання вимірювачів крутного моменту дає змогу зменшити похибки визначення ККД вентилятора, тому що вплив похибок вимірювання

температур у разі використання методу 2 суттєво менший, ніж у разі використання методу 1.

4) При використанні методу 2, оснований на вимірюванні крутного моменту, похибки вимірювання частоти обертання й температури (за їхнього розглянутого рівня) роблять малий внесок у сумарну похибку визначення ККД. Тому похибка визначення ККД головним чином визначається похибками вимірювання тисків і крутного моменту.

5) Аналіз двох способів організації вимірювань для визначення витрати повітря засвідчив, що похибки визначення витрати в усіх умовах роботи вентилятора менші, якщо у складі вимірюваних параметрів використовувати тиск гальмування та різницю між статичним тиском і тиском гальмування.

6) Під час зниження витрати повітря (отже, режиму роботи двигуна) складова похибки визначення ККД, пов'язана з похибками вимірювання тисків, зростає більш інтенсивно, ніж похибка, пов'язана з похибкою вимірювання крутного моменту. Тому на низьких режимах внесок зазначених складових є співрозмірним, а на високих режимах похибка визначення ККД практично повністю визначається похибкою вимірювання крутного моменту.

7) Похибки визначення ККД вентилятора істотно залежать від ступеня підвищення тиску й витрати повітря. За малих значень цих параметрів похибки значно зростають.

8) В області низьких режимів роботи двигуна (близьких до царини режиму малого газу) похибки визначення ККД на основі опрацювання результатів вимірювань настільки великі, що достовірне визначення ККД стає практично неможливим без залучення додаткової інформації, як таку, яку можна використати розрахункову характеристику вентилятора, а також математичну модель двигуна та результати вимірювання параметрів робочого процесу в інших вузлах, окрім самого вентилятора.

9) Кількісний аналіз похибок виконано на прикладі характеристики вентилятора двигуна з великим ступенем двоконтурності. Обрано дві крайні точки характеристики, які відповідають положенню лінії робочих режимів на ділянках режиму малого газу і максимального режиму. У цих точках визначено значення коефіцієнтів впливу відносних похибок кожного вимірюваного параметра на

відносну похибку розрахунку ККД. Абсолютні значення цих коефіцієнтів істотно зростають у разі зниження режиму роботи двигуна.

10) Показано, що в разі використання всіх способів визначення ККД вплив похибок вимірювання тисків практично однаковий, а вплив похибок вимірювання температури при використанні методу 2 знижується в 20–80 разів. Однак при використанні другого способу з'являється додаткова похибка, пов'язана з вимірюванням крутного моменту.

11) Визначено умову (3.43), якій мають задовольняти похибки вимірювання крутного моменту, щоб спосіб визначення ККД з його використанням був ефективнішим. Аналіз показав, що цю умову задовольнити легко.

12) Визначено умову (3.44), що визначає вимоги до точності вимірювання крутного моменту, відповідної до заданих точностей вимірювання тиску й температури, а також потрібної точності розрахунку ККД.

13) Однак виконати вимогу до максимального значення абсолютної похибки визначення ККД дуже складно. Для вирішення практичних завдань похибка ККД не повинна перевищувати 0,5 %. Це означає, що точність вимірювання крутного моменту навіть у разі відсутності інших похибок вимірювань не може бути гіршою, ніж 0,5 %. З урахуванням перспективи вимірювання температури й тиску з відносними середньоквадратичними відхиленнями $\sigma_{\delta p} = 0,013 \%$ і $\sigma_{\delta T} = 0,09 \%$, СКВ похибки вимірювання крутного моменту в області розрахункового режиму роботи двигуна не має бути більшим, ніж 0,24 %.

14) Універсальні залежності, що визначають зв'язок похибок визначення ККД і витрати з похибками вимірювань (див. п. 2 цих висновків), а також універсальні нерівності, які визначають вимоги до похибки вимірювання крутного моменту для визначення ККД (див. пп. 11, 12 цих висновків), включено до положень, які виносять на захист.

15) Основні результати цього розділу опубліковано в роботах автора [56, 57, 58].

Розділ 4. ФОРМУВАННЯ ВБУДОВАНОГО ВИМІРЮВАЧА КРУТНОГО МОМЕНТУ ВАЛА ВЕНТИЛЯТОРА

4.1 Конструкція вала й організація вимірювання крутного моменту

4.1.1 Конструкція вала

Об'єкт дослідження - вал вентилятора двигуна Д-436-148ФМ. Схему двигуна, а також схему течії охолоджувального повітря у внутрішніх порожнинах, представлено на рис. 4.1.

Як видно з рисунка 4.1, по довжині вала можна виділити п'ять циліндричних ділянок з різною товщиною, пов'язаних перехідними конічними ділянками. Таким чином, крутна жорсткість вала змінюється по його довжині. Унаслідок зміни умов нагрівання та охолодження відбувається суттєва зміна температури вала, яка також нерівномірно розподілена по його довжині. Це спричиняє додаткову зміну жорсткості.

До переднього фланця вала кріпиться робоче колесо вентилятора. Частина вала, розташована між переднім контактним ущільненням (перед кульковим підшипником ротора вентилятора) і заднім контактним ущільненням порожнини опор компресора, контактує з оливною порожниною опор компресора. На цій ділянці вала вентилятора встановлена з натягом втулка з індуктором, яка використовується для безконтактного вимірювання частоти обертання ротора вентилятора. Крутний момент на втулку передається через болтове з'єднання на фланці вала вентилятора. На задній частині вала встановлено триступеневу турбіну вентилятора. Передача крутного моменту від турбіни вентилятора до вала здійснюється за допомогою шліців. Осьова фіксація турбіни вентилятора здійснюється за допомогою гайки на задньому хвостовику вала. У частині вала, розташованій в ділянці проміжного корпусу, виконано радіальні отвори для підведення охолоджувального повітря. Аналогічні отвори є також у частині вала, розташованій в області камери згоряння. У передній частині вала вентилятора у внутрішній порожнині встановлено циліндричну трубчасту вставку, яка використовується для підведення повітря на обігрів кока.

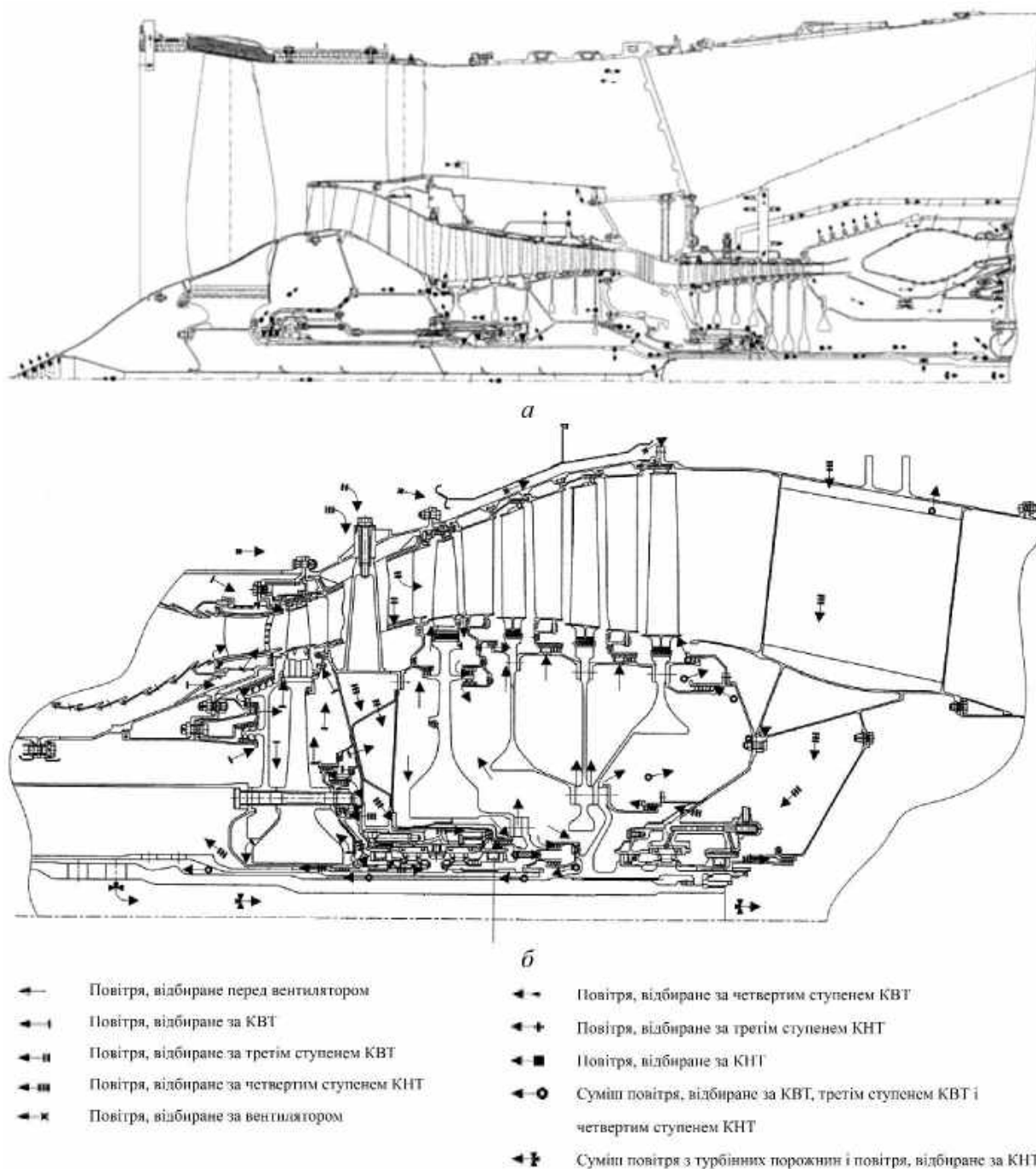


Рис. 4.1 – Схема двигуна Д-436-148ФМ і потоків охолоджувального повітря:

а – компресор; *б* – турбіна

4.1.2 Конструктивне доопрацювання вала для забезпечення вимірювання крутного моменту

Як показано в розд. 1 і 2, для вимірювання кутової деформації вала (і подальшого визначення крутного моменту) можна застосувати дві можливі конструктивні схеми:

– схема з одним датчиком;

— схема з двома датчиками.

Приклад схеми з одним датчиком розглянуто в розд. 2.

До складу цього ВКМ, крім основного вала, входить вал-індуктор (у розд. 2 названий екраном), який не передає потужності. Аналіз рис. 4.1 показав, що встановлення індуктора на валу вентилятора без зміни конструкції основних вузлів можливе тільки всередині цього вала. Однак при цьому для забезпечення можливості доступу до зубчастого елемента з боку корпусу потрібно встановити цей зубчастий елемент так, щоб він виходив за межі вала.

Розташовування зубчастого елемента в передній частині вала недоцільно, оскільки там немає внутрішнього корпусу, на якому можна було б розташувати датчик. Тому єдино можливим конструктивним рішенням у разі застосування першої схеми є виведення зубчастого елемента індуктора через задній хвостовик вала. У цьому разі необхідний монтаж датчика в задній частині внутрішнього корпусу турбіни. Відповідне місце для встановлення датчика є в наявності, як видно з рис. 4.1.

Неминучість установа другого датчика призводить до розуміння доцільності використання другої схеми системи ВКМ, у якій відсутній вал-індуктор, а датчики та відповідні зубчасті вінці для генерування змінного сигналу встановлюють на різних кінцях вала, якнайдалі один від одного. У цьому випадку алгоритм визначення крутного моменту, наведений у розд. 2, потребує коригування.

У розглянутому випадку для мінімізації конструктивних змін доцільно включити до складу вимірювальної системи наявний датчик частоти обертання (в штатному індукторі $z=69$ зубців). Тоді доопрацювання вала полягає тільки в свердлінні радіального отвору в його задньому хвостовику для встановлення зубчастого вінця (з кількістю зубців $z=23$). Запропонована конструкція заднього вимірювального вузла показана на рис. 4.2.

Таким чином, сформовано конструктивну схему ВКМ, що ґрунтується на використанні двох датчиків, розташованих на різних кінцях ділянки вала, що передає крутний момент. Вимога мінімального конструктивного доопрацювання

вала призвела до необхідності використання наявного датчика частоти обертання, який розташовано на деякій відстані від кінця вала. Однак, тим не менш, наявна вимірювальна база є значною. Вона дорівнює відстані від осі переднього датчика до середини шліц, що з'єднують вал із турбіною вентилятора, й становить $1688,25^{+0,6}_{-1,56}$ мм.

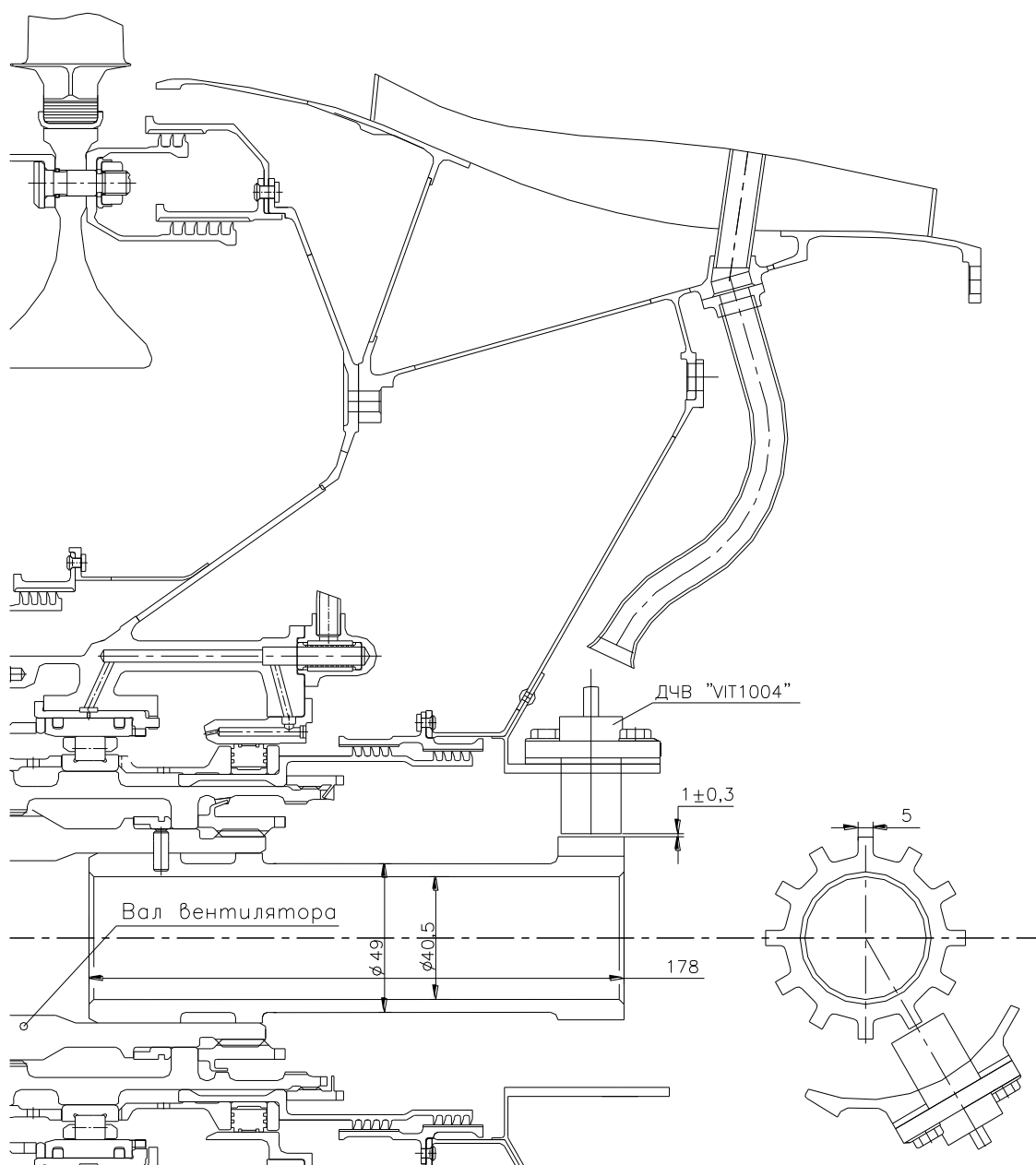


Рис. 4.2 – Конструкція заднього вимірювального вузла вбудованого ВКМ

4.2 Вихідна модель вала на базовому режимі

4.2.1 Геометрична модель вала

Твердотільну модель вала, що використовується для аналізу його термонапруженого стану, було надано розробником двигуна – ДП «Івченко-Прогрес».

Прийнята для розрахунків схема навантаження вала показана на рис. 4.3.

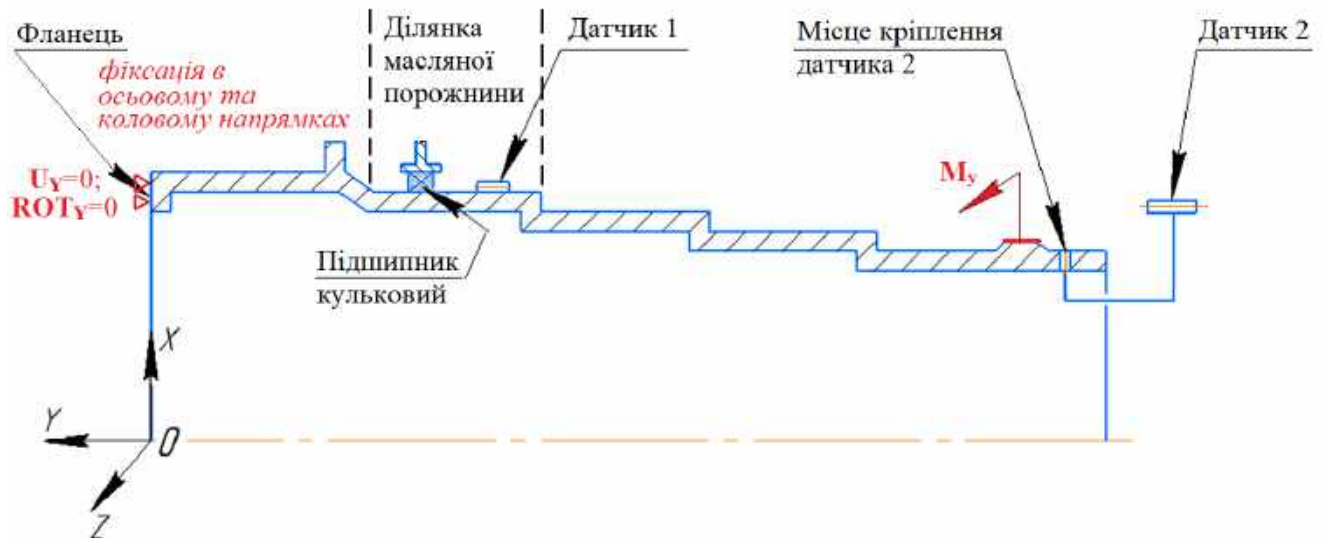


Рис. 4.3 – Розрахункова схема вала вентилятора двигуна Д-436-148ФМ

4.2.2 Формування скінченно-елементної сітки

Для моделювання використовувалася осесиметрична сітка. Її щільність (і, відповідно, кількість елементів) вибирали так, щоб практично виключити вплив щільності сітки на точність моделювання.

Надана розробником двигуна вихідна модель призначена для вирішення теплових задач і створена із застосуванням теплового елемента Plane25. Однак завданням цього дослідження є аналіз термонапруженого стану конструкції. Тому, ґрунтуючись на досвіді підприємства з розрахунку напруженого стану, нами запропоновано використовувати інший варіант типу елемента - Plane182. Проведемо порівняння цих типів елементів за їхнім призначенням і налаштуваннями в середовищі Ansys [62].

Тип елемента Plane25 використовується для двовимірного моделювання осесиметричних конструкцій з неосесиметричним навантаженням. Прикладами

такого навантаження є вигин, зсув або кручення. Елемент визначається чотирма вузлами, що мають три ступеня свободи на кожен вузол: переміщення у вузлових напрямках x , y та z . Для вузлових координат, що не обертаються, ці напрями відповідають радіальному, осьовому і тангенціальному напрямкам відповідно.

Налаштування цього типу елемента в середовищі Ansys вказано на рис. 4.4.

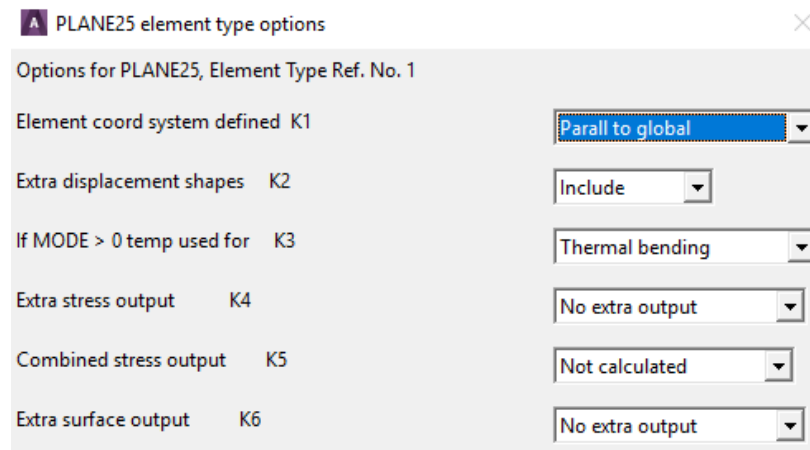


Рис. 4.4 – Параметри типу елемента Plane25 у середовищі Ansys

Тип елемента Plane182 використовується для моделювання двовимірних твердих структур. Його можна використовувати або як плоский елемент (плоска напруга, плоска деформація або узагальнена плоска деформація), або як осесиметричний елемент з крученням або без нього. У більшості випадків елемент визначається чотирма вузлами з двома ступенями свободи в кожному вузлі: переміщення у вузлових напрямках x і y . Для осесиметричного варіанта з крученням він, як і раніше, визначається чотирма вузлами, але з трьома ступенями свободи в кожному вузлі: переміщення у вузлових напрямках x і y та поворот у вузловому напрямку y . Елемент має пластичність, гіперпружність, жорсткість під час напруження, великий прогин і великі деформаційні здібності. Він має змішане формулювання для моделювання деформацій майже нестисливих пружнопластичних матеріалів і повністю нестисливих гіперпружних матеріалів.

Налаштування цього типу елемента в середовищі Ansys показано на рис. 4.5.

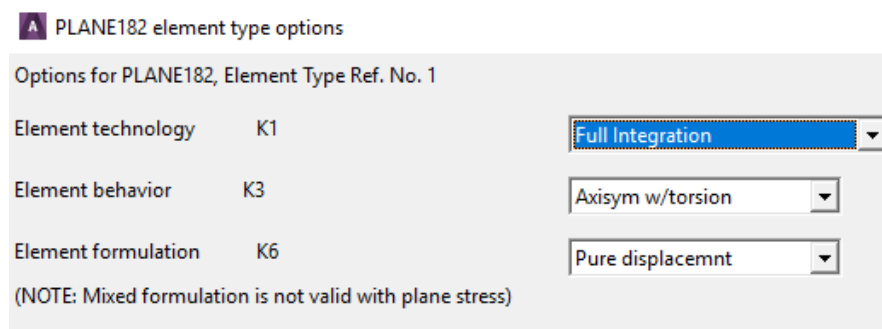


Рис. 4.5 – Параметри типу елемента Plane182 у середовищі Ansys

4.2.3 Властивості матеріалу

Матеріалом вала вентилятора Д-436-148ФМ є корозійностійка, жароміцна сталь ЕП609-Ш. Густина дорівнює 7770 кг/м^3 , коефіцієнт Пуассона – 0,3. Значення модуля пружності, коефіцієнтів питомої теплоємності та коефіцієнтів теплопровідності для різних температур наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Властивості матеріалу

Температура, °С	20	100	200	300	400	450	500
Густина, кг/см^3	7.77						
Модуль пружності, МПа	191100	-	176800	-	-	156900	-
Коеф. питомої теплоємності, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	427.1	460.05	502	544	628	-	690.8
Коеф. теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{мм}\cdot\text{К})$	0.0238	0.0251	0.0259	0.0264	0.0264	-	0.0251

Наведені в табл. 4.1 дані про модуль пружності апроксимовано поліномом

$$E(t) = 1,06468 \cdot 10^{-3} t^2 - 80,349 t + 1,92904 \cdot 10^5. \quad (4.1)$$

4.2.4 Задавання навантаження

Під час використання елемента типу Plane25 неможливо докласти навантаження у вигляді крутного моменту, тому його задавали у вигляді сили, рівномірно розподіленої в осьовому напрямі на вузли, що відповідають шліцьовому з'єднанню вала вентилятора з турбіною. Кількість таких вузлів – 26.

У разі використання елементів типу Plane182 навантаження задавали у вигляді крутного моменту, рівномірно розподіленого по зазначених вузлах.

4.2.5 Граничні умови теплообміну на базовому режимі

Як базовий режим розглядається максимальний (розрахунковий) режим роботи двигуна. Температурний стан вала на цьому режимі досліджено експериментально, тому відповідні значення параметрів теплообміну є найбільш достовірними.

У результаті аналізу рис. 4.1 на зовнішній поверхні вала виділено три

характерні ділянки з різним впливом температурних умов:

- 1) ділянка вала в масляній порожнині;
- 2) ділянка вала вентилятора від кінця масляної порожнини до кінця КНД;
- 3) ділянка вала в зоні КВТ, камери згоряння і турбіни.

На першій ділянці температура середовища та інтенсивність теплообміну визначаються умовами в масляній порожнині, а середовищем є повітряно-оливна суміш.

На другій ділянці радіальна відстань між валом вентилятора та валом ротора низького тиску досить велика. Тому впливом сусіднього вала на теплообмін на поверхні вала вентилятора можна знехтувати. Ця поверхня омивається повітрям, що надходить із компресора низького тиску.

Третя ділянка характеризується тим, що теплообмін відбувається у вузькому радіальному зазорі між двома валами, що обертаються в один бік із різними частотами обертання. На лівій стороні третьої ділянки робочим середовищем є повітря, що надходить із виходу з КНТ, а на правій стороні (за радіальними отворами у валу) - суміш повітря, яке відбирають за КВТ, за третьою сходинкою КВТ і за четвертою сходинкою КНТ.

На внутрішній поверхні вала також виділяються три ділянки:

- 1) передня частина внутрішньої поверхні вала, до якої повітря не підводиться;
- 2) середня частина внутрішньої поверхні, до якої надходить повітря з виходу з КНТ;
- 3) задня частина внутрішньої поверхні вала, до якої надходить суміш повітря, що підводиться з-за КНТ, а також із внутрішніх порожнин турбіни.

На рис. 4.6 представлено схему вала з прикладеними до нього параметрами граничних умов теплообміну на базовому режимі, отриману з використанням моделі, наданої Розробником двигуна.

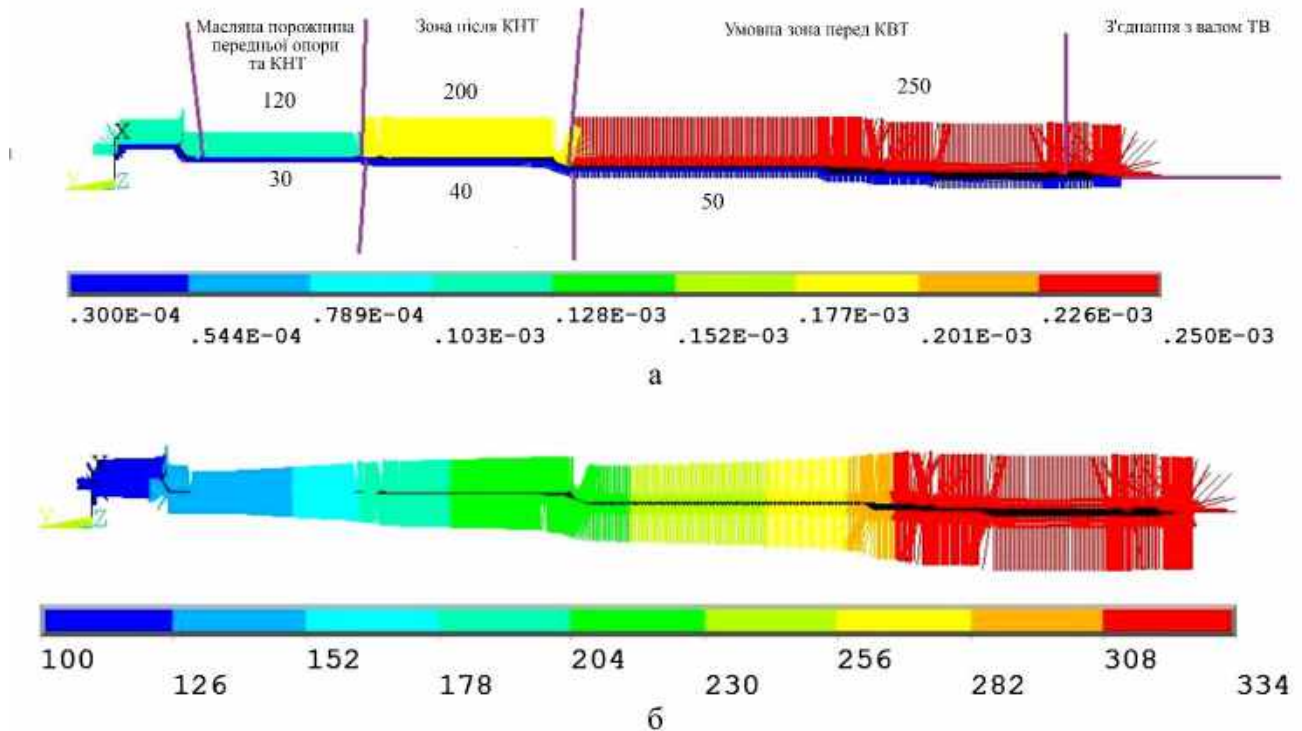


Рис. 4.6. – Задання граничних умов теплообміну для вала вентилятора двигуна Д-436-148ФМ на базовому режимі:
а – коефіцієнт тепловіддачі; б – температура навколишнього середовища.

Як видно, коефіцієнти тепловіддачі в межах кожної ділянки припускають постійними, а температура на ділянках 1 і 2 лінійно зростає за напрямом потоку в проточній частині. На ділянці 3 температуру праворуч від отворів підведення повітря через вал КНТ (практично від переднього фланця диска ТВД до заднього кінця вала) задають постійною, оскільки її визначають температурою суміші повітря, яке відбирають за КВТ, III ступенем КВТ і IV ступенем КНТ (див. рис. 4.1, б). Температура на ділянці 3 зліва від отворів підведення повітря через вал вентилятора до лівої границі цієї ділянки, що відповідає діафрагмі кріплення внутрішньої труби, через яку надходить повітря з-за КНТ, змінюється лінійно. Розподіл параметрів граничних умов по довжині вала на базовому режимі представлено на рис. 4.7.

Таким чином, сформовано модель вала на базовому режимі. Вона ґрунтується на використанні скінченно-елементної геометричної моделі та на підставі розв'язання рівнянь теплового та напруженого стану дає змогу розраховувати значення кута скручування вала на мірній ділянці. Однак для застосування цієї

моделі на довільних режимах необхідно забезпечити коректне завдання відповідних граничних умов теплообміну на зовнішній і внутрішній поверхнях.

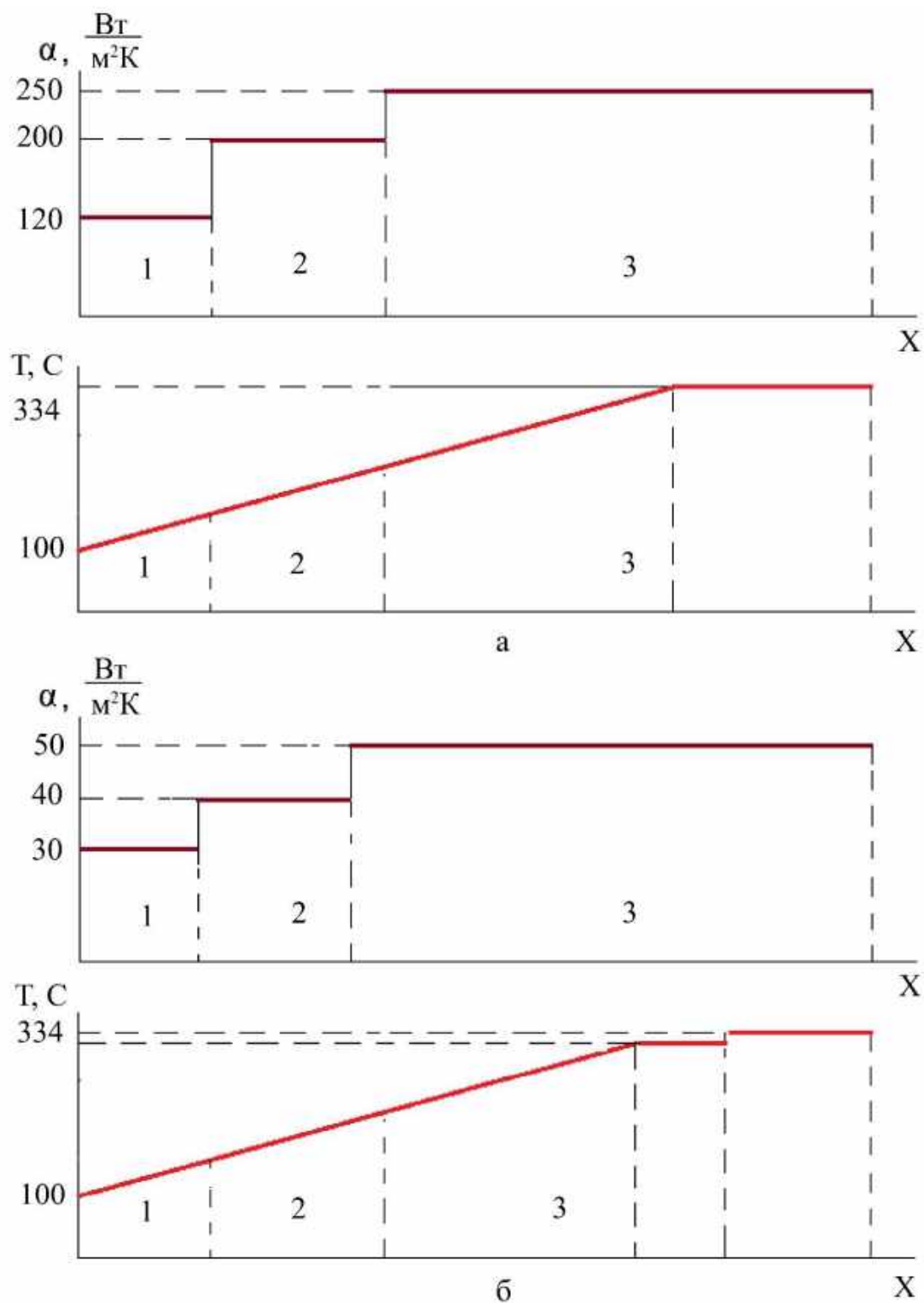


Рис. 4.7 – Зміна параметрів граничних умов на поверхні вала на базовому режимі: *а* – зовнішня поверхня; *б* – внутрішня поверхня

4.3 Формування теплової моделі вала на нерозрахункових режимах

4.3.1 Базова методика розрахунку параметрів граничних умов теплообміну з використанням подібності режимів роботи двигуна

Загальні підходи до формування моделей граничних умов теплообміну деталей турбін запропоновані в дисертаційній роботі О. В. Олійника [6]. На їхній підставі в зазначеній роботі запропоновано метод, що пов'язує параметри граничних умов із параметрами робочого процесу двигуна на підставі подібності. У попередніх роботах цей метод було застосовано до визначення температурного стану лопаток [62] и дисків [6, 63, 64].

На підставі аналізу зазначених робіт можна викласти зміст цього методу таким чином.

Граничні умови теплообміну третього роду задаються у вигляді значень температури середовища, що обтікає тверде тіло, і коефіцієнта тепловіддачі. Деталі турбіни двигуна контактують або з газом проточної частини, або з охолодним повітрям.

Температура та тиск робочого тіла в проточній частині двигуна на різних режимах його роботи підпорядковуються умовам подібності [49], з яких випливає [1, 4]:

$$\frac{T_i^*}{T_{i\delta}^*} = \frac{T_j^*}{T_{j\delta}^*} = \frac{T_1^*}{T_{1\delta}^*}; \quad \frac{p_i^*}{p_{i\delta}^*} = \frac{p_j^*}{p_{j\delta}^*} = \frac{p_1^*}{p_{1\delta}^*}, \quad (4.2)$$

де i, j – номери перерізів проточної частини, переріз «1» відповідає входу в двигун або будь-якому іншому перерізу двигуна, в якому вимірюється температура.

Параметри газу, що нагріває деталі двигуна, відповідають певному перерізу проточної частини, тому ці параметри підкоряються умові (4.2). Повітря, що охолоджує деталі, надходить прямо з певного перерізу проточної частини або є сумішшю потоків повітря й газу, що надходять із різних перерізів. Якщо пропорція складових цієї суміші зберігається для всіх режимів роботи двигунів, то, вочевидь, температура охолоджувального повітря також підпорядковується умові подібності

(4.2). У всіх відомих математичних моделях робочого процесу газотурбінних двигунів приймають умову, що відношення витрат повітря, що відбирається з різних перерізів компресора та підводиться в різних перерізах турбіни, до витрати повітря на вході до компресора газогенератора, залишається постійним на всіх режимах роботи двигуна [65, 66, 67, 68]. Це дає підстави вважати, що умова (4.2) дотримується й для параметрів охолодного середовища.

Таким чином, знаючи температуру на вході до компресора на поточному та базовому режимах, а також температуру середовища (газу або охолодного повітря) на ділянці деталі, яка розглядається, на базовому режимі, можна розрахувати відповідну температуру середовища на поточному режимі:

$$T = k_t T_0, \quad (4.3)$$

де $k_t = \frac{T_1^*}{T_{10}^*} = \frac{T_{KBT}^*}{T_{KBT\ 0}^*}$ – коефіцієнт подібності режимів за температурою.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі визначають із використанням критеріальних співвідношень вигляду

$$Nu = C Re^k Pr^m, \quad (4.4)$$

де $Nu = \frac{\alpha \ell}{\lambda}$ – критерій Нуссельта;

$Re = \frac{\rho w \ell}{\mu}$ – критерій Рейнольдса;

$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$ – критерій Прандтля;

ℓ – характерний розмір;

λ , ρ , μ , c_p – коефіцієнт теплопровідності, густина, динамічна в'язкість і теплоємність за постійного тиску середовища;

C , k , m – коефіцієнти, значення яких для розглянутої ділянки деталі на всіх режимах роботи залишаються постійними.

З (4.4) випливає:

$$\alpha = C \frac{\lambda}{\ell} \left(\frac{\rho w \ell}{\mu} \right)^k \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^m = C \ell^{k-1} \lambda^{1-m} \mu^{m-k} w^k c_p^m \left(\frac{p}{RT} \right)^k, \quad (4.5)$$

де R – газова стала.

Значення швидкості w можна пов'язати умовою подібності з частотою обертання ротора: $w = C_1 n$.

Теплофізичні властивості робочого тіла в робочому діапазоні двигуна практично не залежать від тиску, а їхню залежність від температури можна описати степеневими залежностями вигляду

$$\lambda = \lambda_{\bar{o}} \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{q_\lambda}; \quad \mu = \mu_{\bar{o}} \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{q_\mu}; \quad c_p = c_{p\bar{o}} \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{q_c}, \quad (4.6)$$

як це зроблено, наприклад, у роботах [6, 69].

Тоді з (4.5) із використанням (4.6) отримаємо: $\alpha = k_\alpha \alpha_{\bar{o}}$;

$$\alpha = \alpha_{\bar{o}} \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{q_\lambda(1-m)} \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{q_\mu(m-k)} \left(\frac{n}{n_{\bar{o}}} \right)^k \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{q_c m} \left(\frac{p}{p_{\bar{o}}} \right)^k \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{-k};$$

$$\alpha = \alpha_{\bar{o}} \left(\frac{n}{n_{\bar{o}}} \right)^k \left(\frac{p}{p_{\bar{o}}} \right)^k \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{q_\lambda(1-m) + q_\mu(m-k) + q_c m - k}. \quad (4.7)$$

Використовуючи прийняті в роботі [6] значення $k = 0,8$; $m = 0,33$; $q_\lambda = 0,76$; $q_\mu = 0,64$; $q_c = 0$, визначимо:

$$\alpha = \alpha_{\bar{o}} \left(\frac{n}{n_{\bar{o}}} \right)^{0,8} \left(\frac{p}{p_{\bar{o}}} \right)^{0,8} \left(\frac{T}{T_{\bar{o}}} \right)^{-0,5916}. \quad (4.8)$$

Отримане співвідношення може бути застосоване для таких деталей, як лопатки та диски. Однак критеріальні вирази, що описують теплообмін на циліндричних поверхнях валів, відрізняються від (4.4), тому для розв'язання

завдань цієї роботи необхідно розширити викладений методичний підхід до формування математичної моделі граничних умов теплообміну на нову область.

4.3.2 Дослідження впливу теплообміну в масляній порожнині на похибку визначення крутного моменту

Розглянута вище методика формування моделі для визначення параметрів граничних умов теплообміну ґрунтується на тому, що газоподібне середовище, яке обтікає деталі, що розглядаються, або перебуває в проточній частині, або надходить із неї. Це дає підстави для застосування умов подібності. Однак ця умова не виконується для ділянки 1 зовнішньої поверхні вала (див. рис. 4.9, а), що відповідає масляній порожнині.

Вочевидь, у загальному випадку граничні умови теплообміну в масляних порожнинах відрізняються від граничних умов у повітряних порожнинах. Тому проблема їхньої прив'язки до режиму роботи двигуна є предметом окремого дослідження, яке наразі не виконано.

Однак, перш ніж починати таке дослідження, перевіримо його доцільність для цього вала. Визначимо чутливість кута скручування вала до інтенсивності теплообміну в масляній порожнині. Доцільність такої перевірки в цьому випадку зумовлена тим, що значна частина ділянки 1 зовнішньої поверхні вала перебуває за межами мірної ділянки (див. рис. 4.1, а), оскільки індуктор закріплено близько до правої границі цієї ділянки.

З метою цієї перевірки використано описану вище модель теплового й напруженого стану. Розглянуто базовий режим роботи двигуна, а також відхилення від цього режиму, пов'язані зі зміною температури середовища. Ці зміни задавалися за допомогою значень коефіцієнта подібності за температурою: на базовому режимі $k_t = 1$, а на додаткових режимах $k_t = 1,2$ і $k_t = 0,8$. Результати представлено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Результати розрахунків параметрів вала в околиці базового режиму

k_t	$\Delta\varphi$, рад	$\delta(\Delta\varphi)$, %	Чутливість, /%
1	0,096412	0	0

0,8	0,096397	-0,016	0,0008
1,2	0,096428	0,035	0,0018

Отримані значення чутливості (відсоток похибки визначення кута скручування за відхилення температури середовища на 1 %) показують, що вплив умов теплообміну в масляній порожнині на кут скручування (і, відповідно, на результати визначення крутного моменту) невеликий. Це дає змогу умовно прийняти для цього завдання, що умови теплообміну в масляній порожнині прив'язані до режиму роботи двигуна тими самими співвідношеннями, що й умови теплообміну в повітряних порожнинах.

4.3.3 Розробка методики розрахунку параметрів граничних умов теплообміну вала

Аналіз конструкції вала (рис. 4.1) показує, що за умовами теплообміну на його поверхнях, що контактують з повітряними порожнинами, можна виділити три характерні області:

- внутрішня поверхня;
- зовнішня поверхня на ділянці 2, для якої відстань до ротора низького тиску настільки велика, що впливом цього ротора на теплообмін можна знехтувати;
- зовнішня поверхня на ділянці 3, над якою повітря тече у вузькому кільцевому зазорі між двома обертовими валами.

Для кожної з цих областей необхідно використовувати своє специфічне рівняння теплообміну, щоб отримати за його допомогою модель для визначення граничних умов.

Модель параметрів граничних умов для внутрішньої поверхні вала

Проблема теплообміну циліндрів, що обертаються, та інших тіл обертання вивчена багатьма дослідниками. Її докладно висвітлено в роботах академіка А. А. Халатова та його колег з Інституту Технічної теплофізики НАН України [70]. У цитованих цими авторами роботах наведено різні критеріальні співвідношення, які добре відповідають реальній характеристиці в царині значень числа Рейнольдса, для якої виконано експерименти.

Тому доцільно оцінити область чисел Рейнольдса, характерну для розглянутого вала. У зв'язку з тим, що вал обертається, використовується два числа

Рейнольдса: $Re_a = \frac{4Q_v}{\pi \nu d}$, що відповідає осьовому руху повітря, і $Re_u = \frac{\omega d^2}{2\nu}$, що

відповідає обертальному руху вала. У нашому випадку на базовому режимі $\omega = \pi n/30 = 525$ рад/с; параметри повітря $T = 440$ К, $p = 480000$ Па; $\nu = 10^{-6}$ м²/с.

Діаметр вала $d = 0,05$ м. Тоді $Re_u = \frac{\omega d^2}{2\nu} = \frac{525 \cdot 0,05^2}{2 \cdot 10^{-6}} = 6,56 \cdot 10^5$.

Відповідно до даних роботи [71], критичне значення числа Рейнольдса дорівнює $2,77 \cdot 10^5$. Таким чином, вал працює в надкритичній області. Це означає, що осьовий рух повітря практично не впливає на інтенсивність теплообміну, і критеріальне рівняння має вигляд

$$Nu = 2,85 \cdot 10^{-4} Re_u^{1,19}. \quad (4.9)$$

$$\text{Тоді } \alpha = 2,85 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda \omega^{1,19} d^{2,38} \rho^{1,19}}{d^{1,19} \mu^{1,19}} = 1,249 \cdot 10^{-4} d^{1,38} \omega^{1,19} \frac{\lambda \rho^{1,19}}{\mu^{1,19}}.$$

Враховуючи, що $\lambda \sim T^{0,76}$; $\mu \sim T^{0,64}$; $\rho = \frac{p}{RT}$, одержимо:

$$k_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_\delta} = \left(\frac{n}{n_\delta} \right)^{1,19} \left(\frac{T}{T_\delta} \right)^{0,76 - 1,19(1+0,64)} \left(\frac{p}{p_\delta} \right)^{1,19} = \left(\frac{n}{n_\delta} \right)^{1,19} \left(\frac{T}{T_\delta} \right)^{-1,1916} \left(\frac{p}{p_\delta} \right)^{1,19}.$$

Недоліком формули (4.9) є відсутність у ній критерію Прандтля. Це пов'язано з тим, що автори роботи [71] проводили свої експерименти на повітрі у вузькому діапазоні температур і тисків, тому число Прандтля було практично постійним.

Щоб усунути цей недолік, скористаємося наведеною в роботі [70] інформацією про те, що в формулі для визначення критерію Нуссельта для теплообміну всередині обертового вала присутній член $Pr^{0,43}$.

Тоді

$$k_{\alpha} = \frac{\alpha}{\alpha_{\delta}} = \left(\frac{n}{n_{\delta}} \right)^{1,19} \left(\frac{T}{T_{\delta}} \right)^{-1,243} \left(\frac{p}{p_{\delta}} \right)^{1,19}. \quad (4.10)$$

Модель параметрів граничних умов для вільної зовнішньої поверхні обертового вала

Для зовнішньої поверхні вала можна використовувати співвідношення, які наведено в роботах [72, 73]: $Nu = K Re^m$, причому в обох роботах показник степеня m дорівнює 0,7, а значення коефіцієнта K становлять 0,076 і 0,073 відповідно. Недоліком також є відсутність числа Прандтля. Його можна усунути, використовуючи результати роботи [74], згідно з якою число Прандтля входить у формулу з показником степеня 0,4. Тоді

$$k_{\alpha} = \frac{\alpha}{\alpha_{\delta}} = \left(\frac{n}{n_{\delta}} \right)^{0,7} \left(\frac{T}{T_{\delta}} \right)^{-0,436} \left(\frac{p}{p_{\delta}} \right)^{0,7}. \quad (4.11)$$

Модель параметрів граничних умов для зовнішньої поверхні, течія над якою відбувається в зазорі між обертовими валами

У монографії співробітників Інституту Технічної теплофізики НАН України [70] наведено інформацію про результати багатьох робіт у галузі дослідження теплообміну між обертовими валами. Розглянемо деякі, на наш погляд, найбільш значні з них.

Теплообмін у кільцевому каналі між циліндричними поверхнями, що обертаються, за значної окружної швидкості обертання і малої (відносно радіуса внутрішньої поверхні) ширини каналу практично не залежить від швидкості осової течії газу в каналі та визначається значенням критерію Тейлора

$$Ta = \frac{\rho^2 R_1 \delta^3 \omega_1^2}{\mu^2}, \quad (4.12)$$

де R_1 – радіус внутрішнього циліндра;

δ – ширина зазору між циліндрами;

ω_1 – колова частота обертання внутрішнього циліндра.

У роботі [75] отримано емпіричну залежність

$$\frac{Nu}{N_{cond}} = 0,175 \cdot Ta^{0,25}, \quad (4.13)$$

де $Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda}$; $N_{cond} = \frac{\frac{2\delta}{R_1}}{\ln\left(1 + \frac{\delta}{R_1}\right)}$, яка справедлива за умови $0,05 < \frac{\delta}{R_1} < 0,25$;

$$2,7 \cdot 10^3 < Ta < 4 \cdot 10^5.$$

У нашому випадку $R_1 \approx 0,04$ м, $\delta = 0,003$ м, $\omega_1 = 525$ рад/с, $\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ м²/с,

тому $\frac{\delta}{R_1} = 0,075$; $Ta = \frac{R_1 \delta^3 \omega_1^2}{\nu^2} = \frac{0,04 \cdot 0,003^3 \cdot 525^2}{900(10^{-6})^2} \approx 3,3 \cdot 10^5$.

У роботі [76] отримано залежність

$$Nu = 0,22 \cdot Ta^{0,25} Pr^{0,3},$$

яка з точністю до коефіцієнта підтверджує наведену вище залежність, а також дає

можливість урахувати вплив числа Прандтля $Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$, яке в попередньому дослідженні не змінювалося і тому значення цього числа увійшло до складу коефіцієнта.

У роботі [77] представлена дещо інша залежність

$$Nu = 0,25 \cdot Ta^{0,5} Pr^{0,25}.$$

В узагальнюючій роботі [78] введено такі позначення:

$$\psi = \frac{\omega_2}{\omega_1}; \quad \xi = \frac{R_2}{R_1}; \quad F_g = \frac{\pi^4}{1697} \left(1 - \frac{\delta}{2R_{cp}}\right)^{-2} S^{-1};$$

$$S = 0,0571 \left[\frac{1+\psi}{1-\psi} + 0,652 \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) \right] + 0,00056 \left[\frac{1+\psi}{1-\psi} + 0,652 \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) \right]^{-1}.$$

За великих значень критерію Ta , відповідних умові $10^4 < \left(\frac{Ta}{F_g} \right)_{cr} < 10^7$, потік турбулентний, та інтенсивність теплообміну характеризується співвідношенням

$$Nu = 0,409 \left(\frac{Ta}{F_g} \right)_{cr}^{0,249}.$$

Очевидно, що в цьому виразі показник ступеня критерію Тейлора близький до значення 0,25, що трапляється в багатьох із перелічених раніше досліджень.

З посиланням на роботу [79] наведено наступне співвідношення:

$$\frac{Nu}{Nu_{cond}} = 1,1 \frac{\left(Ta^{0,5} - Ta_{cr\psi}^{0,5} - Ta_{cr0}^{0,5} \right) \left(1 - \frac{3,5\delta}{R_1} \right)}{\left(41,1 + Ta_{cr\psi}^{0,5} - Ta_{cr0}^{0,5} \right) \frac{3,5\delta}{R_1}},$$

де $Ta_{cr\psi}^{0,5}$ і $Ta_{cr0}^{0,5}$ – критичні значення числа Тейлора відповідно при поточному відношенні кутових швидкостей і при нульовій частоті обертання зовнішнього циліндра:

$$Ta_{cr} = \frac{R_1 \delta^3 \omega_{cr}^2}{\nu^2},$$

$$\text{де } \omega_{кр}^2 = \frac{\pi^2 \nu^2 (R_1 + R_2)}{2S\delta^3 R_1^2 \left[1 - \psi \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right] (1 - \psi)} = \frac{\pi^2 \nu^2 (1 + \xi)}{S\delta^3 R_1 [1 - \psi \xi^2] (1 - \psi)}.$$

$$\text{Відповідно, } \omega_{кр0}^2 = \frac{\pi^2 \nu^2}{S\delta^3 R_1}.$$

Будемо використовувати спрощене уявлення:

$$Nu \sim Ta^{0,25} Pr^{0,3}.$$

Тоді, враховуючи, що $\lambda \sim T^{0,76}$; $\mu \sim T^{0,64}$; $c_p = \text{const}$; $\rho = \frac{p}{RT}$, отримаємо:

$$k_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_\delta} = \frac{\lambda}{\lambda_\delta} \frac{Ta_\delta^{0,25} Pr_\delta^{0,3}}{Ta_\delta^{0,25} Pr_\delta^{0,3}} = \frac{\lambda}{\lambda_\delta} \left(\frac{\rho}{\rho_\delta} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_\delta}{\mu} \right)^{0,5} \left(\frac{\omega}{\omega_\delta} \right)^{0,5} \left(\frac{C_p}{C_{p\delta}} \right)^{0,3} \left(\frac{\mu}{\mu_\delta} \right)^{0,3} \left(\frac{\lambda_\delta}{\lambda} \right)^{0,3} =$$

$$= \left(\frac{\lambda}{\lambda_\delta} \right)^{0,7} \left(\frac{\rho}{\rho_\delta} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu}{\mu_\delta} \right)^{-0,2} \left(\frac{\omega}{\omega_\delta} \right)^{0,5} = \left(\frac{n}{n_\delta} \right)^{0,5} \left(\frac{T}{T_\delta} \right)^{-0,096} \left(\frac{p}{p_\delta} \right)^{0,5} . \quad (4.14)$$

4.4 Структура методичної частини вбудованого вимірювача крутного моменту

Викладені вище підходи та результати покладено в основу методичної частини вбудованої системи вимірювання крутного моменту на валу двигуна, структура якої представлена на рис. 4.8.

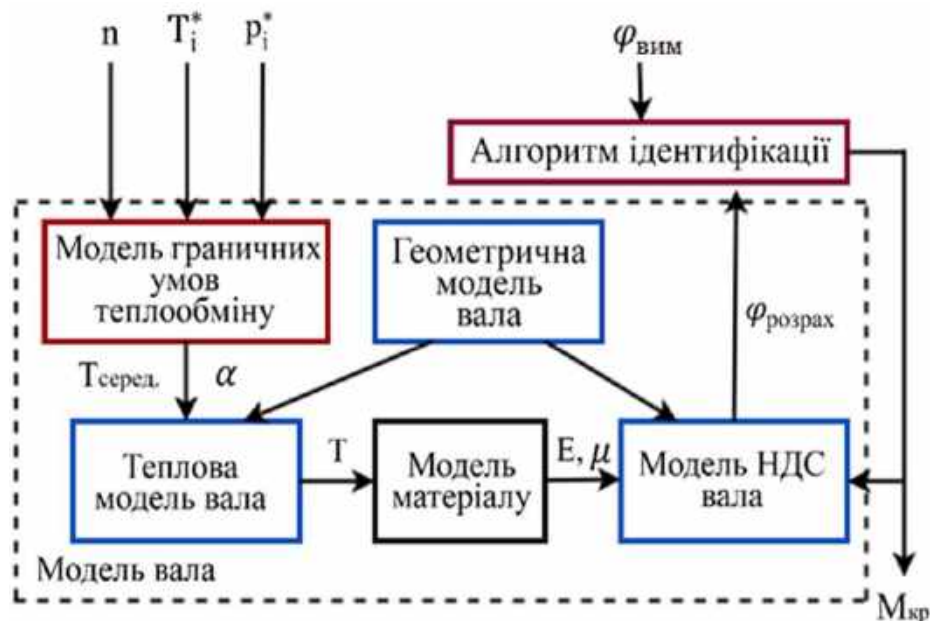


Рис. 4.8 – Структура методичної частини ВКМ, інтегрованого в конструкцію двигуна

Представлена структура складається з алгоритму ідентифікації та математичної моделі вала. Модель вала включає геометричну, теплову моделі та модель напружено-деформованого стану, а також допоміжні моделі для визначення термопружних властивостей матеріалу та параметрів граничних умов теплообміну.

Модель граничних умов теплообміну з використанням формул (4.3), (4.10), (4.11), (4.14) розраховує значення температури середовища та коефіцієнтів

тепловіддачі на ділянках поверхні вала. Для цього використовуються базові значення зазначених параметрів, виміряні на поточному режимі значення частоти обертання вала, а також температури й тиску в проточній частині. У разі застосування в умовах експериментального дослідження додаткових вимірювань найефективнішим є вимірювання температури та тиску на виході з КНТ, однак у разі відсутності таких вимірювань, як випливає з умов подібності (4.2), можливим є використання відповідних параметрів на виході з КВТ або на вході до двигуна.

Модель матеріалу за відомим полем температур, отриманим унаслідок розв'язання теплової задачі, розраховує значення модуля пружності та коефіцієнта Пуассона, і передає їх у модель напружено-деформованого стану.

Оскільки використовується математична модель вала є нелінійною, необхідний ітеративний алгоритм ідентифікації. Він є одновимірним, оскільки на підставі аналізу одного параметра (кутового переміщення вала) налаштовує модель, коригуючи також один параметр (крутний момент). Тому в цьому блоці може бути використаний будь-який ітеративний алгоритм оцінювання, наприклад, заснований на методі найменших квадратів [3], а в найпростішому випадку – алгоритм розв'язання нелінійного рівняння

$$\varphi(M_{кр}) = \varphi_{вим}, \quad (4.15)$$

заданого в алгоритмічній формі.

4.5 Основні результати та висновки за розділом 4

Таким чином, під час розроблення вбудованого вимірювача крутного моменту отримано такі основні результати:

1) З урахуванням аналізу конструкції вала вентилятора двигуна Д-436-148ФМ запропоновано його конструктивне доопрацювання, що забезпечує встановлення зубчастого індуктора в задній частині вала та індуктивного датчика на корпусі задньої опори турбіни. Це дає змогу реалізувати вимірювання кутового переміщення вала на великій мірній базі й таким чином забезпечити високу точність вимірювань.

2) Сформовано геометричну модель вала та забезпечено розрахунок його температурного та напруженого стану з використанням засобів Ansys. Для цього досліджено та обрано раціональний тип скінченного елемента – Plane182.

3) Запропоновано формувати модель для визначення граничних умов теплообміну вала з використанням відомих параметрів граничних умов на базовому режимі, заданих Розробником двигуна, забезпечуючи зв'язок з ними параметрів на поточному режимі на основі умов подібності.

4) Уперше в практиці формування моніторингових моделей теплового та напружено-деформованого стану двигунів виявлено обмеженість відомої методики, пов'язану з тим, що вона не враховує особливостей теплообміну в масляних порожнинах та їхню відмінність від умов теплообміну в повітряних порожнинах.

5) Показано, що, внаслідок конструктивних особливостей вала і розташування переднього індуктора, для цього вала впливом особливостей теплообміну в масляній порожнині можна знехтувати. Тому в даній роботі цей вплив не розглядався.

6) Встановлено, що загальноприйняте припущення про сталість на всіх режимах відносних витрат повітря, що відбирається на охолодження, дає змогу використовувати умови подібності температури на поверхні вала, а також використовувати для задання температури середовища методи теорії подібності, що встановлюють зв'язок (4.3) цієї температури з температурою на базовому режимі та вимірюваною температурою в обраному перерізі проточної частини.

7) Виділено три характерні зони поверхні вала, що відрізняються умовами теплообміну. Для цих зон на основі аналізу літературних джерел з теплообміну встановлено критеріальні співвідношення, що пов'язують критерій Нуссельта з критеріями Рейнольдса, Прандтля та Тейлора. На підставі цих критеріальних співвідношень і степеневих моделей, які апроксимують залежності теплофізичних властивостей повітря від температури, отримано вирази (4.10), (4.11) і (4.14) для коефіцієнтів моделювання k_a , що пов'язують значення коефіцієнтів тепловіддачі на поточному режимі з коефіцієнтами тепловіддачі на базовому режимі.

8) Використання скінченно-елементної моделі для визначення температурного, напруженого стану вала та його кутової деформації, а також розробленої моделі граничних умов теплообміну, дало змогу сформуванню структури методичної частини вимірювача крутного моменту, вбудованого в конструкцію ротора двигуна, що представлена на рис. 4.8. Цю структуру разом із методом її формування подано як елемент наукової новизни цієї роботи.

9) Основні результати цього розділу опубліковано в роботах автора [61, 80, 81].

РОЗДІЛ 5. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ТА ПЕРЕВІРКА ФАЗОМЕТРИЧНОГО МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА

5.1 Застосування фазометричної системи ВКМ у турбовальних двигунах розробки АТ «МОТОР СІЧ»

Вимірювання крутного моменту фазометричним способом було реалізовано в конструкції низки турбовальних двигунів розроблення АТ «МОТОР СІЧ», а саме, на двигунах МС-500В, ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 1 серії та ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 4Е серії. У першому випадку система ВКМ розміщена на розташованому попереду вивідному валу редуктора двигуна МС-500В. Конструкція цієї системи ВКМ представлена на рис. 5.1.

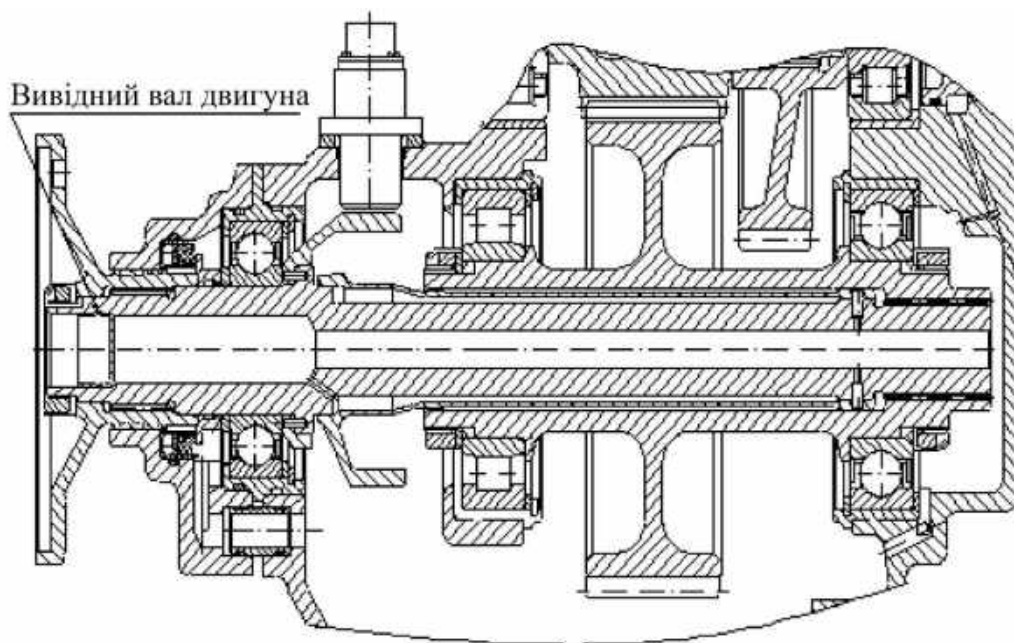


Рис. 5.1 – Система ВКМ двигуна МС-500В

В іншому випадку система ВКМ реалізована на вивідному валу (ресорі) вільної турбіни двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 1 серії з виведенням назад до головного вертолiтного редуктора. Її конструктивне виконання показано на рис. 5.2.

У третьому випадку систему вимірювання крутного моменту розміщено на ресорі перехідної муфти, що забезпечує кінематичний зв'язок вільної турбіни двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 4Е серії з муфтою вільного ходу головного

редуктора вертольота ВР-8А. Її конструктивне виконання представлено на рис. 5.3.

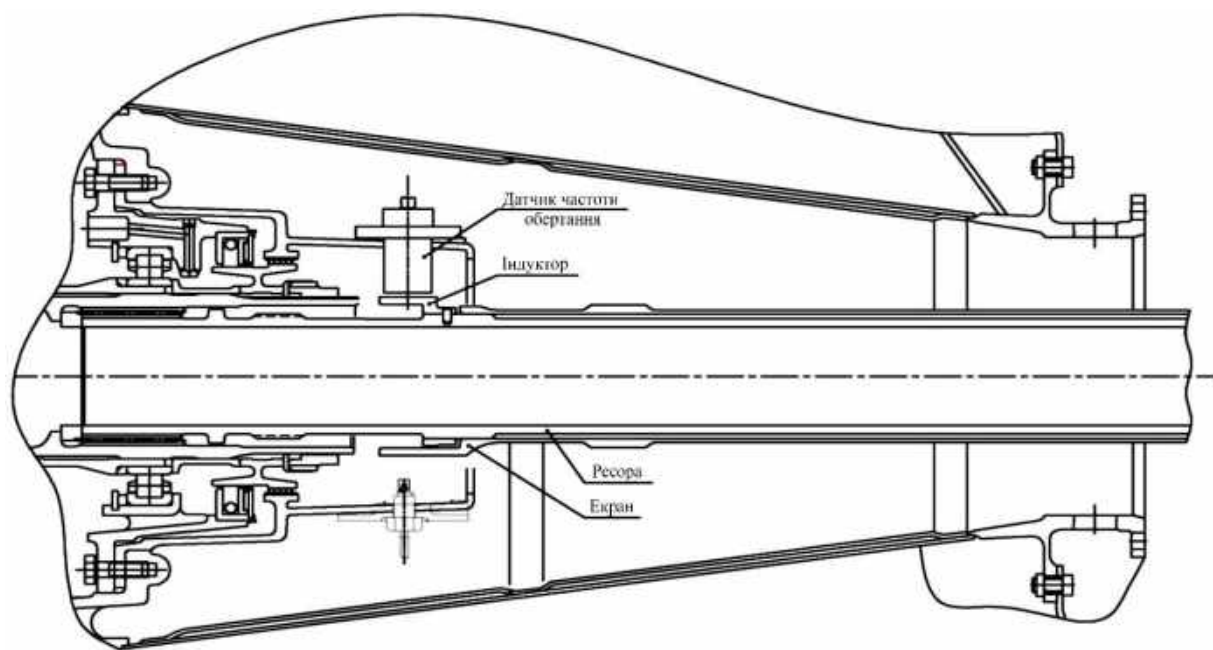


Рис. 5.2 – Система ВКМ двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії

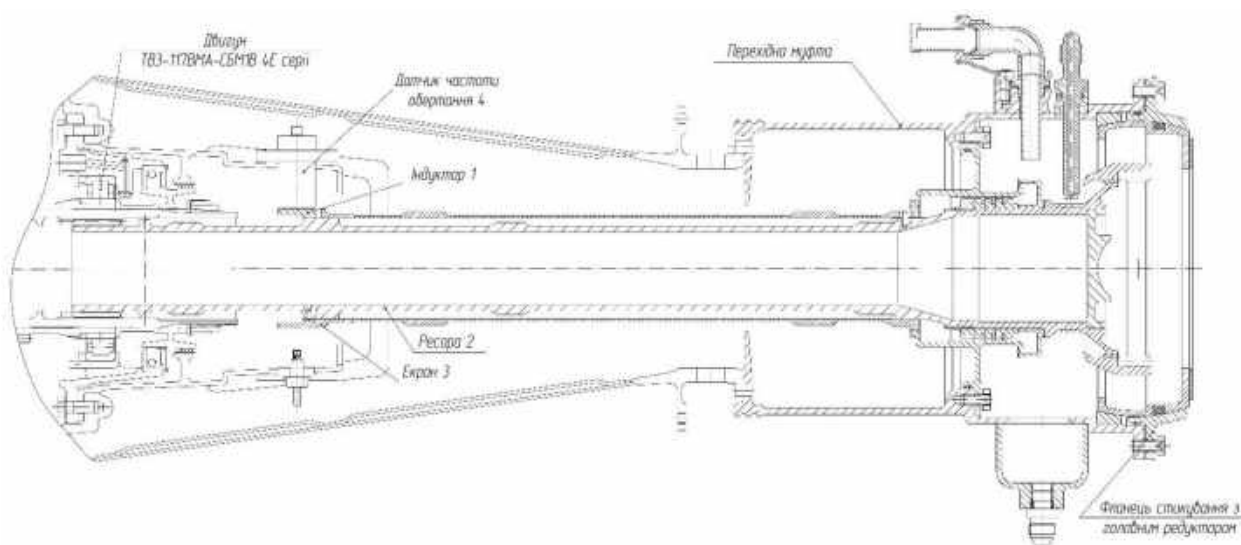


Рис. 5.3 – Система ВКМ двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії з перехідною муфтою

Зчитування та обробку показань датчика ВКМ забезпечує система автоматичного керування. Це модуль ВКМ у блоці БУК-500 для двигуна МС-500В і в регуляторі РДЦ 450М 117В для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії, або окрема система на об'єкті – встановлені на гелікоптері вимірювач крутного моменту ВКМ-2500 та індикатор потужності двигунів ІМД-2500 для ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії, що представлено на рис. 5.4.



Рис. 5.4 – Індикатор потужності двигуна ІМД-2500

При цьому функції системи ВКМ, пов'язані з визначенням крутного моменту, його індикацією, обліком і обмеженням його максимальної величини, обумовлюються в технічному завданні на систему автоматичного керування двигуном. Наприклад, призначення ІКМ-2500 таке:

- визначення (вимірювання та обчислення) поточного значення крутного моменту на валу кожного двигуна;
- обчислення (за поточними значеннями крутного моменту й частоти обертання ротора вільної турбіни двигуна) поточного значення потужності на валу кожного двигуна;
- облік загального напруцювання (сумарного часу роботи) головного редуктора з нормальним, гранично допустимим і критичним значеннями крутного моменту на валу кожного двигуна;
- запис в ЕЗП поточних значень крутного моменту на валу кожного двигуна за останні 3 години з фіксацією кількості та часу кожного циклу безперервного вимірювання;
- формування та передавання в аварійний пристрій реєстрації польотних даних вертольота Мі-8МСБ електричних сигналів, що відповідають поточному значенню крутного моменту на валу кожного двигуна;
- формування та передавання в аварійний пристрій реєстрації польотних даних вертольота Мі-8МСБ електричних сигналів, що відповідають перевищенню поточного значення крутного моменту на валу кожного двигуна над заданими

гранично допустимим і критичним значеннями;

- взаємодія з ІМД-2500 та КПА по КІО, реалізованому на базі стандартного інтерфейсу;
- безперервний контроль справності датчиків і ліній зв'язку із суміжними пристроями;
- формування та видавання сигналів про стан ІКМ-2500 і ІМД-2500 в аварійний пристрій реєстрації польотних даних вертольота.

Призначення ІМД-2500, що взаємодіє з ІКМ-2500:

- індикація екіпажу вертольота поточного значення та динаміки зміни потужності двигунів у діапазонах нормальних, гранично допустимих і критичних значень.
- сигналізація екіпажу вертольота перевищення поточного значення крутного моменту на валу кожного двигуна над заданими гранично допустимим і критичним значеннями.

Модулі ВКМ у блоці БУК-500 двигуна МС-500В і в регуляторі РДЦ 450М 117В двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії, окрім визначення поточного значення крутного моменту й потужності на вивідному валу, та видачі інформації в системи вертольота каналом інформаційного обміну, виконують ще важливі функції обмеження максимального крутного моменту та максимальної потужності двигуна на заданих режимах, а також функції синхронізації роботи двох двигунів за крутним моментом.

Під час проєктування системи ВКМ ставили завдання реалізації допустимої похибки визначення крутного моменту менше 1 % від вимірюваного значення для забезпечення відповідності вимогам ОСТ 1 02621-96 «Система контролю і діагностування авіаційних газотурбінних двигунів бортова». Для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії, з огляду на те, що показання його ВКМ застосовують тільки для індикації потужності двигуна в кабіні пілота, вимогу щодо максимальної похибки було збільшено до 2 %.

5.2 Конструктивне виконання та результати випробувань ВКМ у складі турбовальних двигунів

Принцип роботи фазометричної системи ВКМ загальний для розглянутих двигунів і ґрунтується на зміні кута закрутки навантаженої ресори (вимірювального вала ВКМ) відносно ненавантаженого (еталонного) вала під час зміни крутного моменту, що передається.

Конструктивне виконання зазначених валів для двигуна МС-500В показано на рис. 5.5. Ресора 1 під час передачі крутного моменту від шестерні на вивідний фланець скручується на певний кут, що призводить до зміни кутового положення індуктора Г деталі 3, яка жорстко закріплена на ресорі. З протилежного боку ресори штифтом фіксується вал 2, на якому виконано індуктор Д. Оскільки вал не передає крутний момент і, відповідно, не має кутового зсуву, він як ненавантажений (еталонний) вал слугує для визначення відносного кута закрутки ресори 1. Різниця кутового положення індукторів Г і Д фіксується датчиком ВКМ 4, функції якого виконує датчик частоти обертання ДТА-15. Крутний момент визначається за зміною кута закрутки навантаженої ресори відносно ненавантаженого вала за допомогою оцінювання часових інтервалів між сигналами з індукторів Г і Д, зчитуваних датчиком 4.

На двигунах типу ТВ3-117ВМА-СБМ1В, з огляду на конструктивні можливості та з урахуванням досвіду випробувань ВКМ двигуна МС-500В, було збільшено вимірювальну базу ресори ВКМ, а також кількість виступів індукторів було збільшено до 8 на кожному валу (навантаженому та ненавантаженому). Конструкцію ресори й екрана системи ВКМ двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії показано на рис. 5.6.

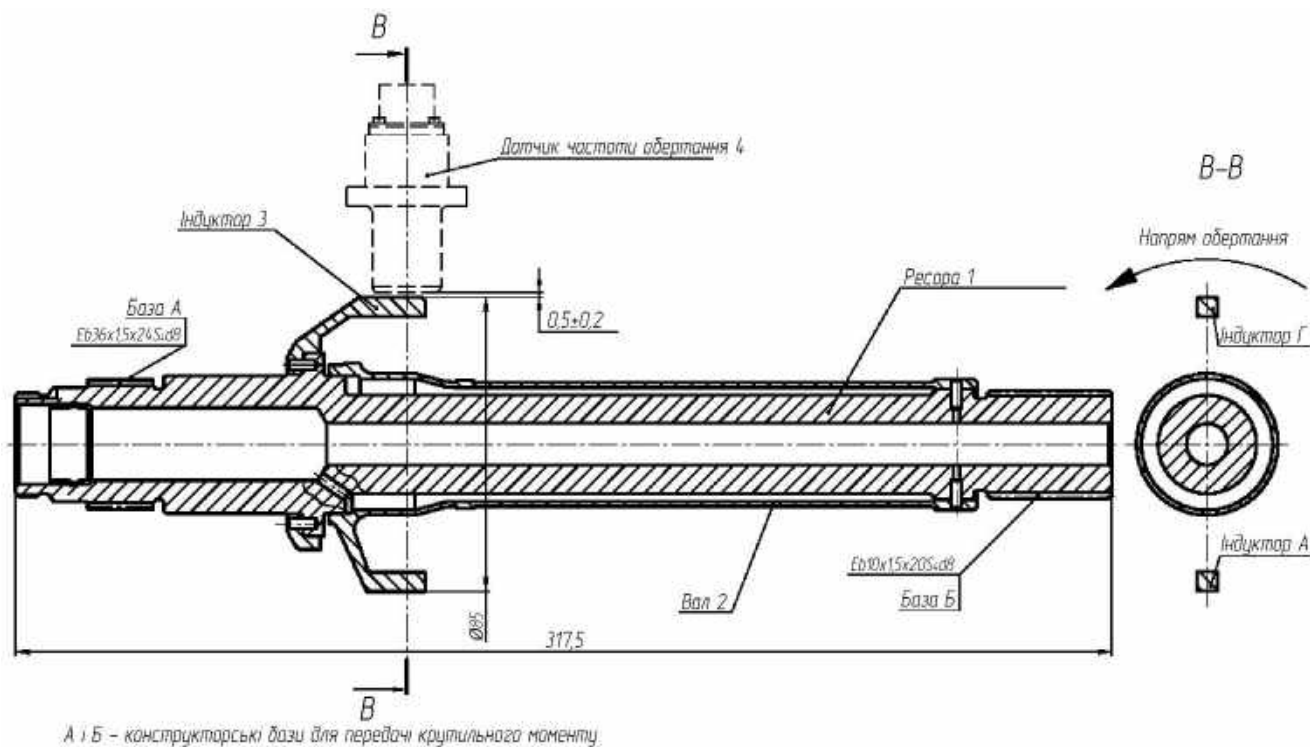


Рис. 5.5 – Вал-індуктор системи ВКМ двигуна МС-500В

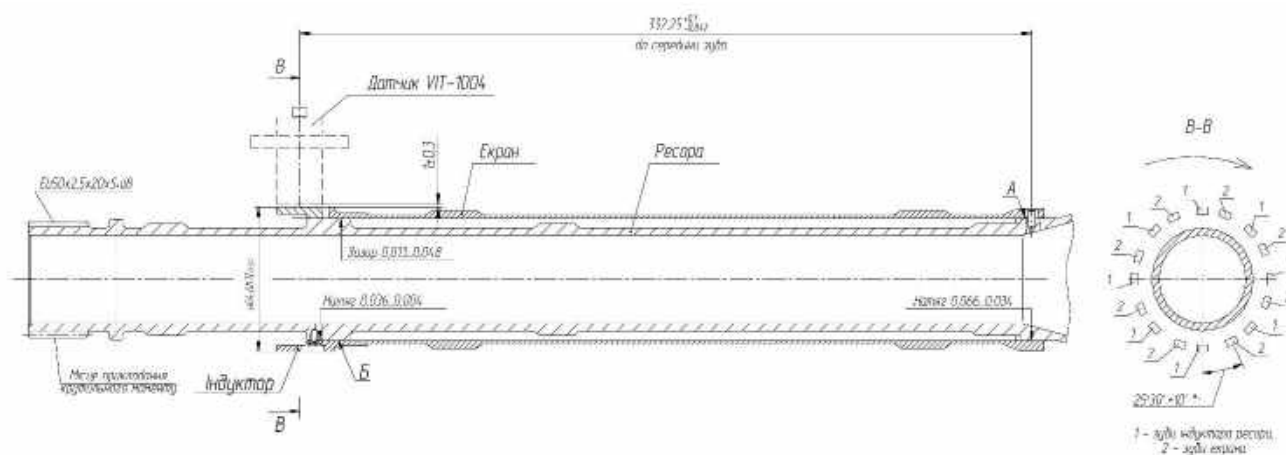


Рис. 5.6 – Система ВКМ двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії

Випробування та доведення системи ВКМ проводилися в складі двигунів на стендах АТ «МОТОР СІЧ», а для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В перевірки проводилися також і під час льотно-конструкторських випробувань у складі вертольота.

У всіх випадках тарування проводили з використанням стендового гідрогаляма, показання крутного моменту якого було застосовано як еталонні значення. При цьому показання стендової моментовимірювальної системи повинні

були забезпечувати допустиму похибку вимірювання менше 0,3 % від вимірюваної величини відповідно до ОСТ 1 01021-93.

У залежності, що визначають крутний момент, для кожного з двигунів вводили змінну величину температури, яку визначали за температурою масла в масляному баку (для двигуна МС-500В) або термopарою, що вимірює температуру повітря в місці встановлення ресори ВКМ (для двигунів ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії та ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії).

У результаті проведених випробувань у складі гідрогальмівних стендів було отримано похибку вимірювання крутного моменту відносно заданого значення на рівні $\pm 3\%$ для двигуна МС-500В і $\pm 2\%$ для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії. Також перевірку працездатності системи вимірювання та індикації крутного моменту двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії було проведено з позитивним результатом у процесі льотних випробувань у складі силової установки вертольота Мі-8МСБ.

Подальші роботи з доведення системи ВКМ зазначених двигунів з метою підвищення точності вимірювання та впровадження в серійне виробництво не проводилися. Роботи за проектом створення турбовальної модифікації двигуна МС-500В було припинено, а для введення в експлуатацію системи ВКМ двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії потрібне дороговартісне доопрацювання систем вертольота, яке можна виконати за зацікавленістю експлуатуючої організації.

5.3 Реалізація та перевірка вимірювача крутного моменту в двигуні ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії

Практична реалізація фазометричної системи ВКМ аж до сертифікації та організації серійного виробництва була виконана під час створення модифікації двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії.

Конструктивно ВКМ двигуна складається з двох рухомих відносно одна одної частин – ресори та екрана. Кожна частина містить індуктор із 8 зубів. Датчик частоти обертання індуктивного типу VIT-1004 відстежує період часу між проходженням зубів ресори та екрана. Зміна крутного моменту призводить до закручування вала і зміни періоду часу між імпульсами, отриманими під час

проходження повз датчик частоти обертання індуктора ресори та індуктора екрана. Для оцінки теплового стану ресори застосовано датчик температури ДТ4000.03.0820. Конструктивна схема системи ВКМ двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 1 серії показана на рис. 5.7.

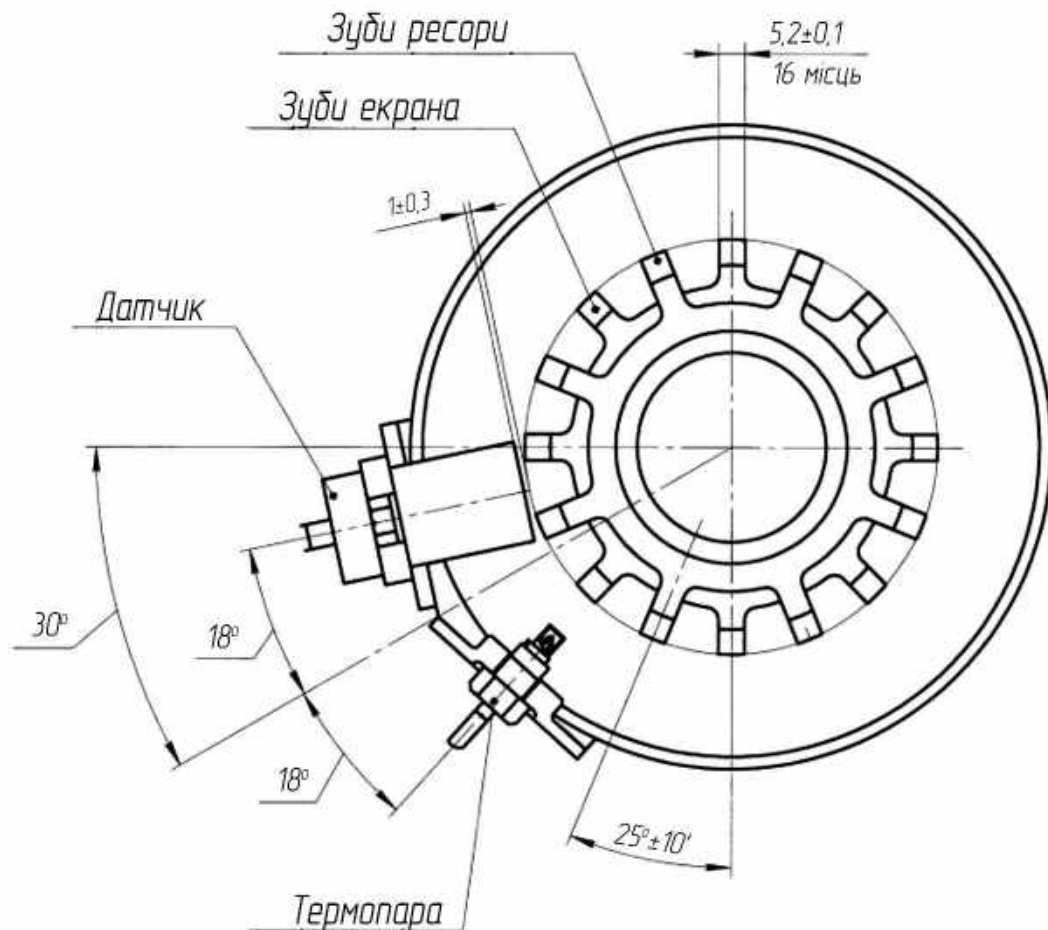


Рис. 5.7 – Схема конструкції ВКМ двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 1 серії

Під час розроблення системи ВКМ для двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 1 серії в ТЗ для функцій електронного блока спочатку було задано такі вимоги щодо точності роботи:

- точність обмеження крутного моменту: $\pm 2\%$ від заданої величини;
- точність обмеження потужності двигуна: $\pm 2\%$ від заданої величини;
- точність синхронізації роботи двох двигунів за крутним моментом (допустима «вилка» між показаннями крутного моменту двох двигунів): ± 1 кгс·м.

Як перше наближення для системи ВКМ обрано формулу розрахунку крутного моменту в такому вигляді:

$$M_{кр} = K \cdot P \cdot t \cdot (\varphi_{закр} - \varphi_n - \varphi_0), \quad (5.1)$$

де K – коефіцієнт жорсткості вала ВКМ; виходячи з конструкції ресори встановлено значення $K = 120 \text{ кгс} \cdot \text{м}/^\circ$;

P – поправочний коефіцієнт, який враховує розкид індивідуальних характеристик жорсткості конкретного вала ВКМ під час виготовлення в межах виробничих допусків;

t – коефіцієнт, який враховує зміну жорсткості вала ВКМ при зміні його температури;

$\varphi_{закр}$ – кут закрутки між зубом індуктора ресори та зубом індуктора екрана, виміряний датчиком частоти обертання;

φ_n – початковий кут зміщення між зубом індуктора ресори і зубом індуктора екрана; з конструктивних міркувань прийнято $\varphi_n = 25^\circ$ (забезпечує несиметричне початкове положення екрана і ресори: для двох індукторів по 8 зубів симетричне розташування забезпечується при $\varphi_n = 22,5^\circ$);

φ_0 – поправочний коефіцієнт, який враховує розкид індивідуальних характеристик кута зсуву між зубом індуктора ресори і зубом індуктора екрана в межах виробничих допусків.

Через складнощі виміру температури вала ВКМ, який є обертовою деталлю, було реалізовано вимір температури повітря в районі встановлення вала $t_{B \text{ ВКМ}}$.

Під час проведення випробувань системи ВКМ у складі двигуна виявлено, що в поточному вигляді формули вимірювання є складнощі з визначенням коефіцієнта t як функції від $t_{B \text{ ВКМ}}$. Спостерігалася слабка кореляція між температурою $t_{B \text{ ВКМ}}$ і крутним моментом, заміряним гідрогальмівною системою стенда, прийнятим як еталон. Під час опрацювання результатів випробувань виявлено значну інерційність виміру $t_{B \text{ ВКМ}}$ на усталених і перехідних режимах роботи двигуна. У результаті для проведення подальших робіт по двигуну було прийнято спрощену формулу розрахунку крутного моменту у вигляді

$$M_{кр} = K \cdot P \cdot (\varphi_{закр} - \varphi_n - \varphi_0), \quad (5.2)$$

тобто без урахування поправочного коефіцієнта t і, відповідно, температури $t_{В ВКМ}$. При цьому було ухвалено рішення встановити необхідну точність виміру в діапазоні $\pm 25 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Під час проведення подальших випробувань виявлено, що в діапазоні характеристики ВКМ (робочі величини – від $300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$) спостерігається нелінійність залежності в координатах «крутний момент за виміром стенда – крутний момент за виміром ВКМ». Слід зазначити, що аналогічним чином під час випробувань двигуна змінюється температура $t_{В ВКМ}$. У діапазоні режимів роботи двигуна $1350 \dots 1650 \text{ кВт}$ відхилення від лінійності призводить до виходу характеристики за встановлений діапазон похибки вимірювання. Зазначену залежність представлено на рис. 5.8. Графіки А і В на рисунку показують замір крутного моменту каналом А і каналом В електронного регулятора РДЦ 450М 117В під час випробувань одного з двигунів ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії.

Для усунення нелінійності було ухвалено рішення змінити формулу розрахунку крутного моменту у вигляді кусочно-безперервної лінійної характеристики виду:

$$M_{кр} = \begin{cases} 120 \cdot P_1 \cdot (\varphi_{закр} - 25^\circ - \varphi_{01}) & \text{якщо } \varphi_{закр} < \varphi_{меж1}; \\ 120 \cdot P_2 \cdot (\varphi_{закр} - 25^\circ - \varphi_{02}) & \text{якщо } \varphi_{меж1} \leq \varphi_{закр} \leq \varphi_{меж2}; \\ 120 \cdot P_3 \cdot (\varphi_{закр} - 25^\circ - \varphi_{03}) & \text{якщо } \varphi_{закр} > \varphi_{меж2}, \end{cases} \quad (5.3)$$

де $P_1, \varphi_{01}, P_2, \varphi_{02}, P_3, \varphi_{03}$ – налаштування ВКМ для кожної з 3 ділянок характеристики;

$\varphi_{меж1}, \varphi_{меж2}$ – межі між 1 і 2 ділянкою та між 2 і 3 ділянкою характеристики;

$\varphi_{закр}$ – вимірювана величина кута закрутки екрана ВКМ щодо ресори (для кожного з каналів А і В).

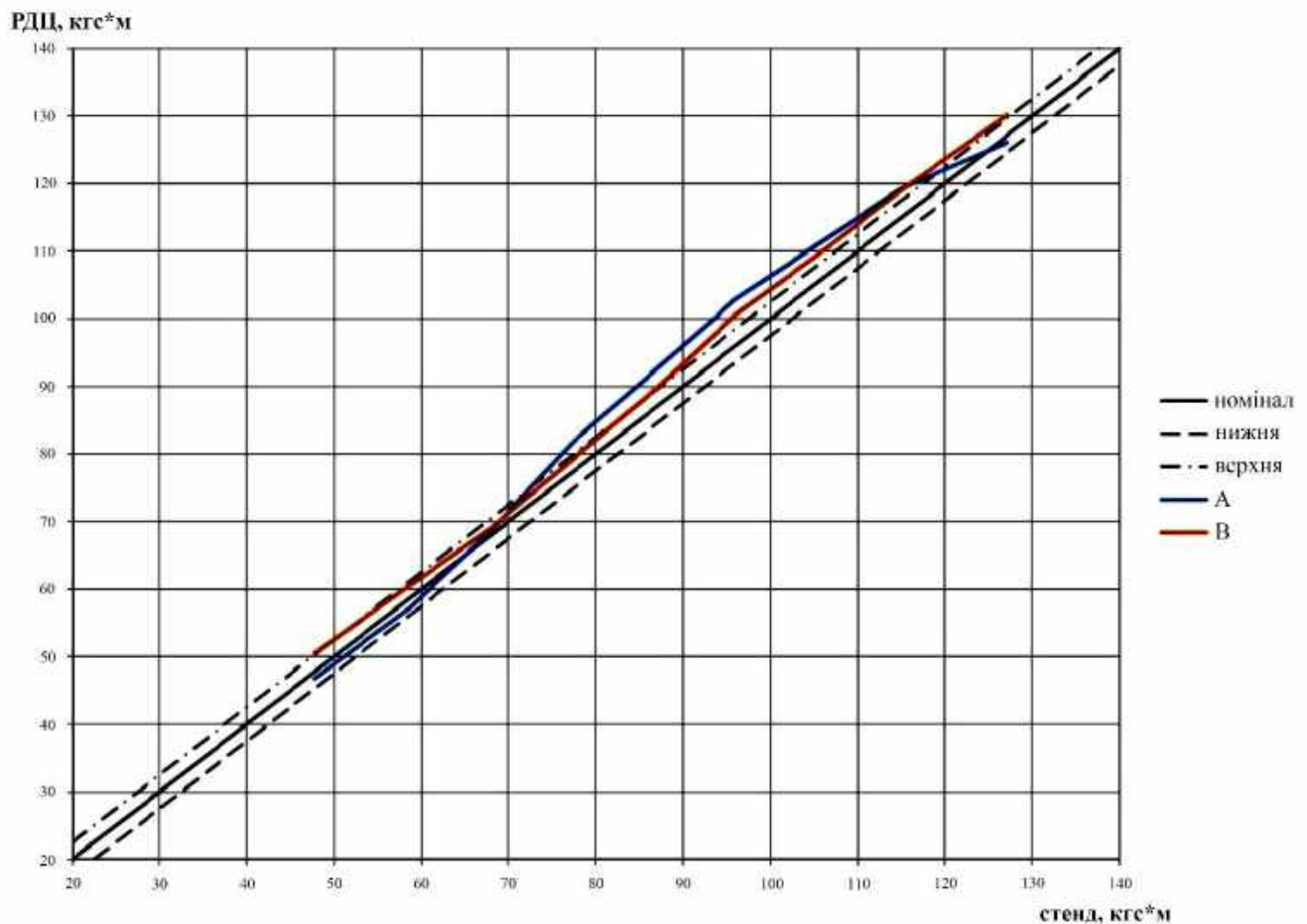


Рис. 5.8 – Нелінійність характеристики ВКМ

Як межі обрано величини крутного моменту $800 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і $1100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (потужність приблизно 1260 кВт і 1725 кВт відповідно).

Коефіцієнти налаштування ВКМ визначаються індивідуально для кожного з каналів А і В.

Виконана експериментальна перевірка запропонованої методики визначення крутного моменту за алгоритмом, описаним виразом (5.3), показала загальне зменшення похибки визначення $M_{кр}$. Однак при цьому було виявлено некоректне визначення крутного моменту під час перехідних процесів від ділянки 1 до ділянки 2 характеристики і від ділянки 2 до ділянки 3. Спостерігаються коливання розрахункових значень, імовірно, пов'язані з переходом від одних коефіцієнтів до інших під час зміни ділянки характеристики.

Межі $800 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і $1100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ відповідають потужності двигуна приблизно 1260 кВт і 1725 кВт , тобто є робочими для двигуна. У разі тривалої роботи двигуна

на даних режимах може спостерігатися похибка розрахунку крутного моменту, значно вища від заданих норм.

Крім того, описана методика не враховує вплив температури. Від зміни теплового стану ресори ВКМ залежать пружні властивості матеріалу та довжина вимірювальної бази ресори. Детально вплив температури на похибку визначення значення крутного моменту описано в розділі 2.4.

Необхідно зазначити, що тепловий стан ресори під час експлуатації двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 1 серії залежить не тільки від режиму його роботи, а й від роботи вертолітної системи вентиляції підкапотного простору. Тому виключення коефіцієнта, що враховує зміну температури ресори під час тарування системи ВКМ на стенді, вносить додаткову похибку визначення крутного моменту під час експлуатації двигуна в складі вертольота.

Для можливості включення в алгоритм визначення крутного моменту виміру температури повітря в районі встановлення вала ВКМ $t_{B\text{ ВКМ}}$ була використана формула розрахунку

$$M_{\text{кр}} = A \cdot \varphi_{\text{закр}} + B \cdot t_{B\text{ ВКМ}} + C \cdot \varphi_{\text{закр}} \cdot t_{B\text{ ВКМ}} + D, \quad (5.4)$$

де A, B, C, D – коефіцієнти налаштування ВКМ (індивідуально для каналу А і каналу В);

$\varphi_{\text{закр } A(B)}$ – вимірювана величина кута закрутки екрана ВКМ щодо ресори (індивідуально для каналу А і каналу В);

$t_{B\text{ ВКМ}}$ – вимірювана величина температури повітря в зоні встановлення ВКМ (єдина величина для обох каналів – А і В).

Для остаточного вибору методики визначення крутного моменту для двигуна ТВЗ-117ВМА-СБМ1В 1 серії було проведено порівняльні випробування для трьох формул визначення крутного моменту двигуна:

- 1) лінійний тренд для всієї характеристики за формулою 5.2.
- 2) лінійний кусочно-безперервний тренд для характеристики з трьох ділянок за формулою 5.3.

3) регресія для функції 2 змінних для всієї характеристики за формулою 5.4.

Стендові випробування було проведено на двох екземплярах двигуна, водночас у програмному забезпеченні електронного регулятора РДЦ-450М-117В кожного з двигунів послідовно змінювали алгоритм визначення крутного моменту за формулами (5.2), (5.3) і (5.4).

Експериментальна перевірка характеристики ВКМ виконувалася на стаціонарних режимах роботи двигуна з кроком 150 кВт. Необхідні вимірювані параметри під час випробувань фіксувалися стендовою системою автоматичної реєстрації параметрів. Приклад реєстрації зазначених параметрів для режиму роботи двигуна на потужності 1950 кВт подано на рис. 5.9.

У результаті проведених випробувань встановлено, що найменшу похибку визначення крутного моменту забезпечує методика, що враховує вимірювання температури $t_{B\text{ВКМ}}$ за формулою (5.4). Було продемонстровано зниження максимальної абсолютної похибки визначення крутного моменту порівняно з формулою (5.2) на величину понад 10 Н·м.



Рис. 5.9 – Приклад реєстрації параметрів для режиму 1950 кВт

Результат виконаного тарування системи ВКМ одного з двигунів ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії згідно з методикою за формулою (5.4) у вигляді зміни

похибок визначення крутного моменту і потужності двигуна за режимами представлений на рис. 5.10 і 5.11.

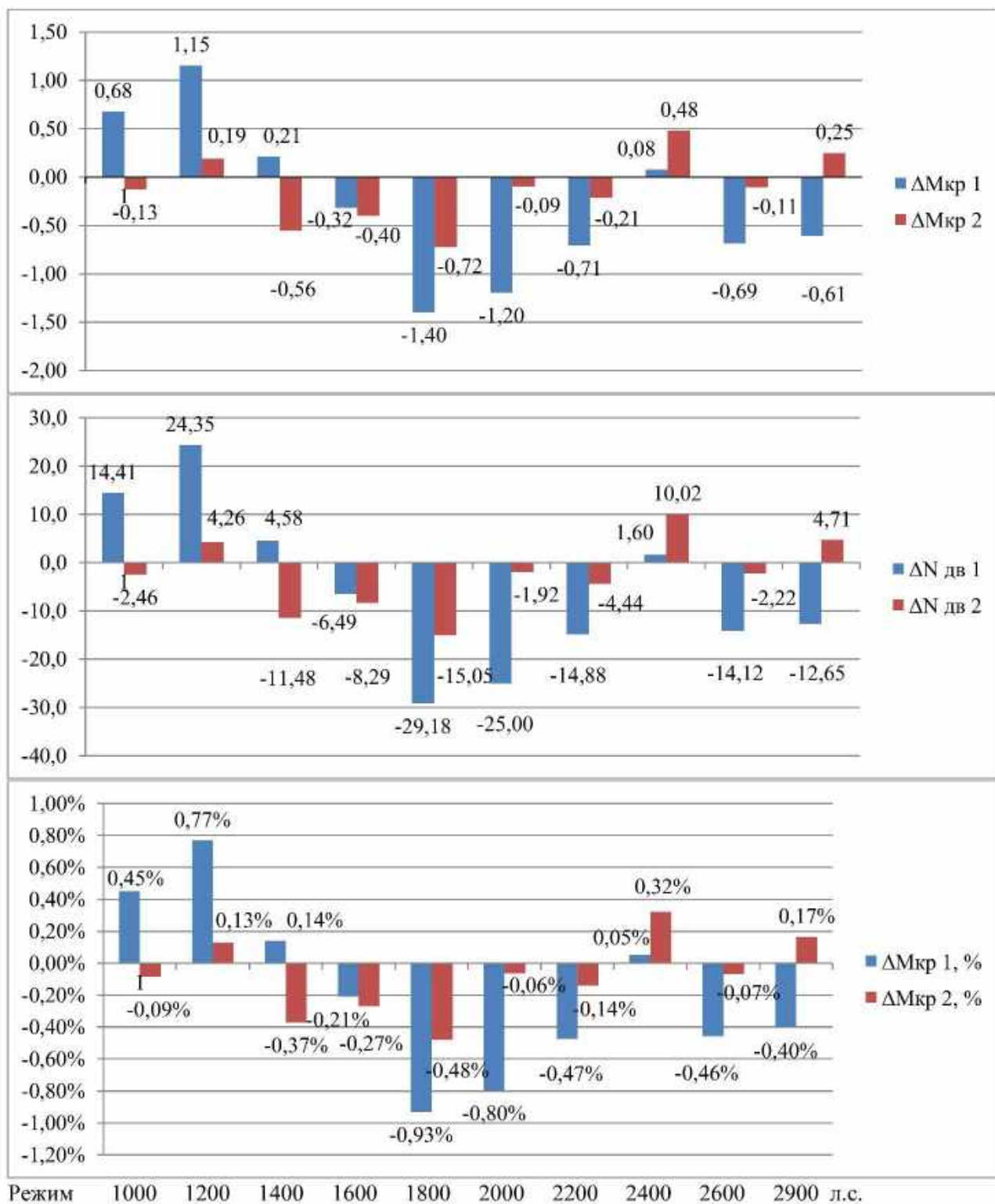


Рис. 5.10 – Похибка виміру за режимами роботи: різниця значень крутного моменту та потужності між виміром стенда та каналами А і В РДЦ і відносна похибка виміру $M_{кр}$ за каналами

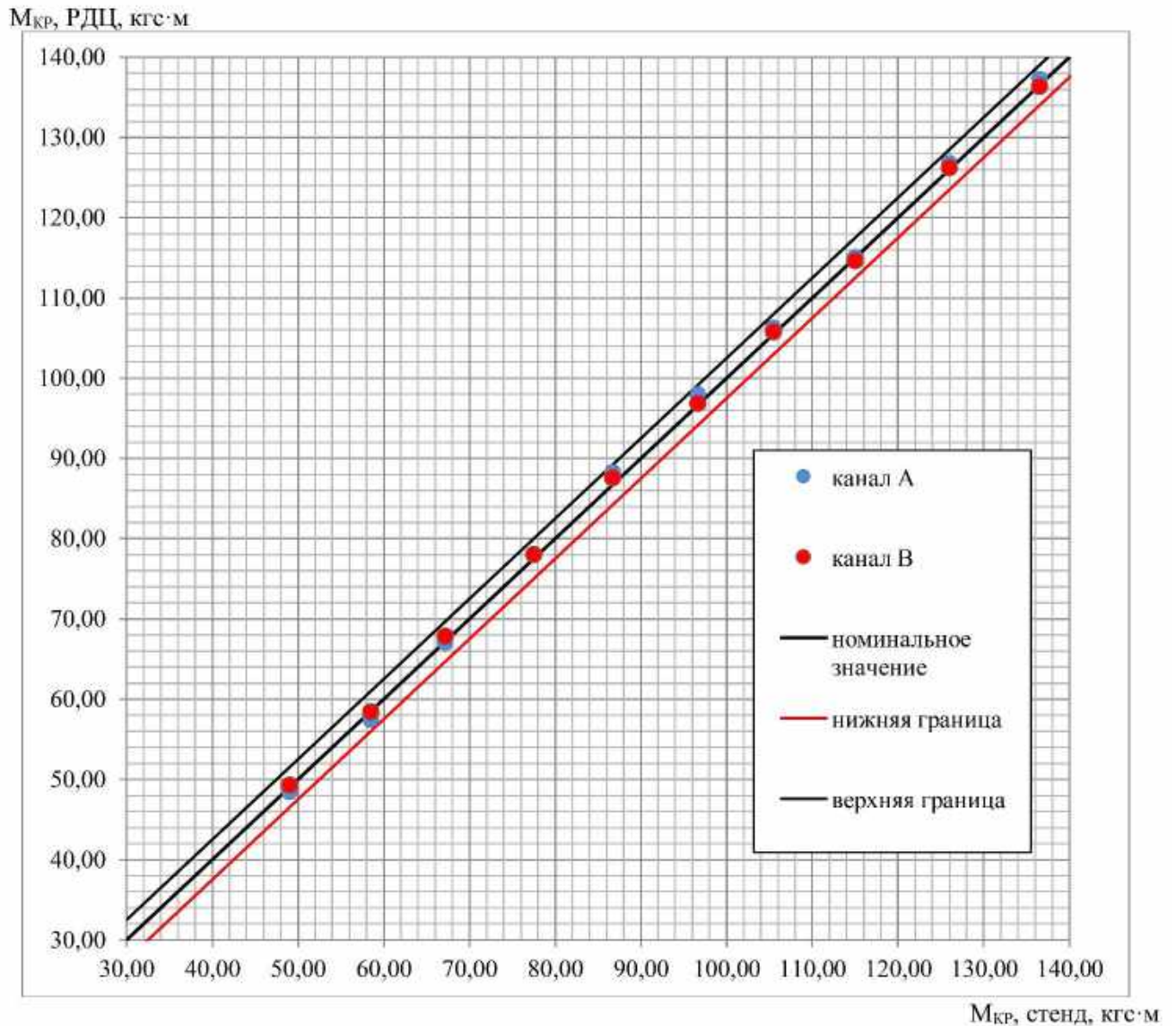


Рис. 5.11 – Розкид вимірів каналів А і В за формулою (5.4)

У результаті проведених робіт у програмному забезпеченні електронного регулятора РДЦ 450М 117В було реалізовано формулу (5.4) розрахунку крутного моменту з урахуванням температури повітря $t_{в\ ВКМ}$ у районі місця встановлення системи ВКМ.

З огляду на позитивні результати попередніх випробувань, вимогу до допустимої похибки показань ВКМ під час налаштування каналів А і В РДЦ під час тарування системи ВКМ на стенді було встановлено на рівні ± 15 Н·м, замість діючого раніше ± 25 Н·м. У підсумку було забезпечено точність визначення крутного моменту двигуна в межах ± 1 % від заданої величини.

Подальше збільшення точності вимірювання крутного моменту фазометричним методом також можливе. Для цього знадобиться зміна конструкції, що передбачає збільшення довжини вимірювальної бази вала ВКМ і, відповідно, забезпечує збільшення кутових деформацій вала, які відповідають тим самим значенням крутного моменту.

Також необхідно збільшити точність визначення теплового стану вала ВКМ, який в існуючій на поточний час вимірювальній системі двигуна оцінюють за допомогою одного датчика температури, встановленого в місці розміщення вала.

Крім того, у разі збільшення довжини вала, матиме місце суттєва зміна температури вздовж вала в межах вимірювальної бази. Тому для забезпечення точності визначення крутного моменту необхідно врахувати цю зміну та її вплив на зв'язок між крутним моментом і кутовим переміщенням вала. Це можна зробити за допомогою термопружної моделі вала, а також моделі, що враховує вплив змін режиму роботи двигуна та зовнішніх умов на розподіл температури вздовж довжини вала.

Ці умови можуть бути виконані під час реалізації конструкції вбудованого вимірювача крутного моменту на валу вентилятора двигуна Д-436-148ФМ, описаного в розділі 4.

5.4 Основні результати та висновки за розділом

Таким чином, під час реалізації системи ВКМ фазометричним методом і виконання її перевірок у складі турбовальних двигунів отримано такі основні результати:

- 1) Практичну реалізацію фазометричної системи вимірювання крутного моменту та перевірку її працездатності виконано в складі турбовальних двигунів розробки АТ «МОТОР СІЧ»: МС-500В, ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії та ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії.

- 2) Під час дослідно-конструкторських робіт і проведення випробувань у складі гідрогальмічних стендів було отримано похибку вимірювання крутного

моменту відносно заданого значення в межах $\pm 3 \%$ для двигуна МС-500В і $\pm 2 \%$ для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії.

3) Працездатність системи вимірювання та індикації крутного моменту двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії було також підтверджено під час проведення ЛКВ у складі силової установки вертольота.

4) У результаті виконання комплексу доводочних робіт у складі двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії було забезпечено похибку вимірювання крутного моменту, що не перевищує $\pm 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Тим самим забезпечено необхідну похибку визначення крутного моменту відносно заданого значення в межах $\pm 1 \%$.

5) Подальше збільшення точності вимірювання крутного моменту фазометричним методом можна забезпечити завдяки збільшенню довжини вимірювальної бази вала ВКМ і точнішого визначення його теплового стану. Ці умови можуть бути виконані під час реалізації конструкції вбудованого вимірювача крутного моменту на валу вентилятора двигуна Д-436-148ФМ.

6). Основні результати цього розділу опубліковано в роботах автора [36, 80], а також у доповідях [59, 60, 81].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано актуальну прикладну задачу формування систем вимірювання крутного моменту, вбудованих у конструкцію газотурбінних двигунів, які ґрунтуються на використанні математичних моделей, що пов'язують термопружні властивості вала з умовами роботи двигуна. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень отримано такі основні результати:

1. Виконано аналіз проблем визначення крутного моменту в газотурбінних двигунах. Основними завданнями є визначення крутного моменту ТГД і ТВад в експлуатації, а також моменту на валу вентилятора ТРДД для визначення його ККД за результатами випробувань. У роботі запропоновано використовувати в цих цілях фазометричний метод, як найбільш перспективний.

2. Запропоновано метод аналізу похибок системи ВКМ на основі використання пружно-геометричної скінченно-елементної моделі. У результаті виконаного аналізу визначено, що значущими є похибки ВКМ, пов'язані з визначенням температури та її впливу на жорсткість вала, а також точність дотримання діаметральних розмірів вала та кутового положення екрана та індуктора.

3. Для істотного зниження цих похибок запропоновано процедуру формування математичної моделі ВКМ, адаптацію якої до характеристики ВКМ конкретного двигуна виконують із використанням ідентифікації.

4. Розглянуто два способи визначення ККД вентилятора за експериментальними даними. Сформовано методику аналізу похибок формування характеристики вентилятора, отримано вирази для похибок результатів розрахунку ККД і витрати повітря, які пов'язують їх із похибками вимірюваних параметрів. Ці вирази є універсальними моделями похибок визначення ККД, отриманими вперше, які дають змогу розраховувати похибки визначення ККД компресорів і вентиляторів під час їхніх випробувань.

5. Показано, що використання вимірювачів крутного моменту дає змогу суттєво зменшити похибки визначення ККД вентилятора.

6. Під час зниження витрати повітря (отже, режиму роботи двигуна) складова похибки визначення ККД, пов'язана з похибками вимірювання тисків, зростає більш інтенсивно, ніж похибка, пов'язана з похибкою вимірювання крутного моменту. Тому на низьких режимах внесок зазначених складових приблизно однаковий, а на високих режимах похибка визначення ККД практично повністю визначається похибкою вимірювання крутного моменту.

7. Показано, що в разі використання другого способу визначення ККД вплив похибок вимірювання тиску практично однаковий, а вплив похибок вимірювання температури при використанні методу 2 знижується в 20–80 разів. Однак при використанні другого способу з'являється додаткова похибка, пов'язана з вимірюванням крутного моменту.

8. Сформовано умову, що визначає вимоги до точності вимірювання крутного моменту, відповідної до заданих точностей вимірювання тиску і температури, а також потрібної точності розрахунку ККД.

9. З урахуванням аналізу конструкції вала вентилятора двигуна Д-436-148ФМ запропоновано його конструктивне доопрацювання, яке дає змогу встановити зубчастий індуктор в задній частині вала та індуктивний датчик на корпусі задньої опори турбіни, що з урахуванням значної вимірювальної бази забезпечує високу точність вимірювань.

10. Запропоновано формувати модель для визначення граничних умов теплообміну вала з використанням відомих параметрів граничних умов на базовому режимі, забезпечуючи зв'язок з ними параметрів на поточному режимі на основі умов подібності.

11. Виділено характерні зони поверхні вала, що відрізняються умовами теплообміну. Для цих зон на основі аналізу літературних джерел з теплообміну встановлено критеріальні співвідношення, що пов'язують критерій Нуссельта з критеріями Рейнольдса, Прандтля і Тейлора. На підставі цих критеріальних співвідношень і степеневих моделей, які апроксимують залежності теплофізичних властивостей повітря від температури, отримано вирази для коефіцієнтів моделювання k_a , що пов'язують значення коефіцієнтів тепловіддачі на поточному режимі з коефіцієнтами тепловіддачі на базовому режимі.

12. Використання скінченно-елементної моделі для визначення температурного, напруженого стану вала та його кутової деформації, а також розробленої моделі граничних умов теплообміну дало змогу сформувати структуру методичної частини вимірювача крутного моменту, вбудованого в конструкцію ротора двигуна.

13. Практична реалізація фазометричної системи вимірювання крутного моменту та перевірка її працездатності виконані в складі турбовальних двигунів, розроблених АТ «МОТОР СІЧ» (МС-500В, ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії і ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії), під час випробувань на гідрогальмівних стендах та льотно-конструкторських випробувань на вертольоті.

14. У результаті виконання комплексу доводочних робіт у складі двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії було забезпечено похибку вимірювання крутного моменту, що не перевищує ± 15 Н·м. Тим самим забезпечено необхідну похибку визначення крутного моменту щодо заданого значення в межах ± 1 %.

Усі поставлені в роботі завдання вирішено з отриманням позитивних результатів, мету дослідження досягнуто.

Перспективними завданнями подальших досліджень є:

- удосконалення штатних ВКМ турбовальних двигунів шляхом використання самонастроюваних пружно-геометричних моделей;
- поширення фазометричних систем ВКМ на турбогвинтові двигуни;
- інтеграція фазометричних систем ВКМ із системами непрямих вимірювань, заснованими на оцінюванні невимірюваних параметрів методами динамічної фільтрації;
- практична реалізація запропонованих підходів при експериментально-розрахунковому визначенні характеристик вентиляторів.

Розв'язання цих завдань забезпечить подальше підвищення точності визначення крутного моменту й потужності двигунів, а також якість визначення характеристик вентиляторів ТРДД.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теорія теплових двигунів. Газодинамічний розрахунок елементів газотурбінних двигунів: навч. посібник / Ю. М. Терещенко, М. С. Кулик, М. М. Мітрахович [та ін.] ; за ред. Ю. М. Терещенка. – К. : НАУ, 2015. – 292 с.
2. Jaw, L. Aircraft engine controls: Design, system analysis, and health monitoring / L. Jaw, J. Mattingly. – American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. : Reston, USA, 2009. – 378 p.
3. Синтез систем керування та діагностування газотурбінних двигунів / С. В. Єпіфанов, Б. І. Кузнецов, І. М. Богаєнко, Г. Г. Грабовський, В. А. Дюков, С. О. Кузьменко, Н. О. Рюмшин, О. О. Самецький – К. : Техніка, 1998 – 312 с.
4. Нечаев, Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. 2 / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. М.: Машиностроение, 1978. – 336 с.
5. Філяєв, В. А. Моніторинг температурного та напруженого станів деталей авіаційних ГТД в системах урахування виробітку ресурсу. дис.... к-та техн. наук (05.07.05 – двигуни літальних апаратів) / В. А. Філяєв, кер. роботи О. В. Олійник. – Харків, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.т», 2006. – 193 с.
6. Олійник, О. В. Концепція і методи моніторингу виробітку ресурсу авіаційних ГТД на основі ідентифікації динаміки температурного й напруженого стану основних деталей. дис.... доктора техн. наук (05.07.05 – двигуни літальних апаратів) / О. В. Олійник, наук. конс. роботи Д. Ф. Симбірський. – Харків, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.т», 2006. – 245 с.
7. Millingen, R.D. Phase shift torque meters for gas turbine development and monitoring / R. D. Millingen, J. D. Millingen // Proc. of International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition Orlando, FL, June 3-6, 1991. – 10 p.
8. Tahan, M. Performance-based health monitoring, diagnostics and prognostics for condition-based maintenance of gas turbines: A review / M. Tahan, E. Tsoutsanis, M. Muhammad, Z. A. Abdul Karim //Applied Energy, 2017, Vol. 198. – p. 122-144.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.04.048>.

9. Fentaye, A. A review on gas turbine gas-path diagnostics: State-of-the-art methods, challenges and opportunities / A. D. Fentaye, A. T. Bahets, S. I. Gilani, K. G. Kyprianidis // Aerospace, 2019, No. 6, 83. – 54 p. <https://doi.org/10.3390/aerospace6070083>.

10. Волков, Д. І. Визначення потужності турбовальних двигунів за вимірюваними термогазодинамічними параметрами: дис.... к-та техн. наук (05.07.05 – двигуни літальних апаратів) / Д. І. Волков, кер. роботи С. В. Єпіфанов. – Харків, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.т», 2006. – 156 с.

11. Волков, Д. І. Оптимальний спостерігач крутного моменту вертолітного ТВАД / Д. І. Волков // Авіаційно-космічна техніка і технологія - Харків, 2004. № 8(16). – С.131-135. <http://195.88.72.95:57772/csp/nauchportal/Arhiv/AKTT/2004/AKTT804/Volkov.pdf>.

12. Шевченко, М. В. Визначення не вимірюваних в експлуатації інтегральних параметрів авіаційних газотурбінних двигунів: дис.... к-та техн. наук (05.05.03 – двигуни та енергетичні установки) / М. В. Шевченко, кер. роботи С. В. Єпіфанов. – Харків, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.т», 2015. – 139 с.

13. Propulsion control technology development needs two address NASA aeronautics research mission goals for thrust 3a and 4 / S. Sdibhatla, J. Ding, S. Garg [et al] // AIAA Propulsion and Energy Forum 2018. Cincinnati, OH, USA. – 26 p. <https://doi.org/0.2514/6.2018-4732>.

14. Chengkun, Lv. Recent research progress on airbreathing aero-engine control algorithm / Lv Chengkun, C. Juntao, B. Wen, Yu Daren // Propulsion and Power Research, 2022, No. 11(1). – p. 1-57. <https://doi.org/10.1016/j.jppr.2022.02.003>.

15. Soares, C. Gas turbines: A handbook of air, land and sea applications. Chapter 10. Performance testing new gas turbine engines: parameters and calculations. 2nd edition / C. Soares. 2015. Elsevier Inc. - p. 533-636.

16. Federal Acquisition regulations. Part 33. Subpart F – Block tests. Aircraft engines. <https://www.ecfr.gov/current/title-14/chapter-I/subchapter-C/part-33/subpart-F>.

17. Evolution and future of torque measurement technology [Електронний ресурс] – [by Dr. Wilfried Krimmel] Presented by: A-tech Instruments Ltd. – 2014. – Електрон. текст. – Режим доступу: <https://www.yumpu.com/en/document/view/30100637/evolution-and-future-of-torque-measurement-technology-a-tech->, вільний.

18. Sequeira, M. Energy efficient variable speed drives empowered with torque estimation / M. Sequeira, S. Alahakoon // Energy Procedia, No. 160, 2019. – p. 194-201. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.136>.

19. Ko, B.-D. Accuracy of different electronic torque drivers: A comparative evaluation / Byeong-Dae Ko, Keun Ba Da Son, Seok Hyon Kang, Kyu-Bok Lee // The Journal of Advanced Prosthodontics, 2019, No. 11. – p. 350-357. <https://doi.org/10.4047/jap.2019.11.6.350>.

20. Chaves, F. J. A. Six-axis force torque sensor model-based in situ calibration method and its impact in floating-based robot dynamic performance / F. J. A. Chaves, S. Transversaro, D. Pucci // Sensors, 2019, Vol. 19(24), 5521. – 29 p. <https://doi.org/10.3390/s19245521>.

21. Yu, Zhen. Measuring the no-load running torque of RV reducer based on the SVD and MCSA / Zhen Yu, Zurong Qiu, Hao Li, Jie Xue, Lianyu Zhao // Measurement, 2022, No. 190, 110796/ – 8 p. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.110697>.

22. Ferrer-Vidal, L. E. Characterization of axial compressor performance at locked rotor and torque-free windmill conditions / L. E. Ferrer-Vidal, A. Iglesias-Pérez, V. Pachidis // Aerospace Science and Technology, 2020, No. 101, 105846. – 14 p. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2020.105846>.

23. Weidinger, P. Calibration of torque measurement under constant rotation in a wind turbine test bench // P. Weidinger, G. Foyer, S. Kock, J. Gnauert, R. Kumme // Journal of sensors and sensor systems, 2019, No. 8. – p. 149-159. <https://doi.org/10.5194/jsss-8-149-2019>.

24. Muftah, M. H. An Improved Strain Gauge-Based Dynamic Torque Measurement Method / M. H. Muftah, S. M. Haris, K. Petroczki, E. A. Khidir // International Journal of Circuits, Systems and Signal Processing, 2013, Iss. 1, Vol. 7. –

p. 66-73.

https://www.academia.edu/42233500/An_Improved_Strain_Gauge_Based_Dynamic_Torque_Measurement_Method.

25. Vanyeyev S. M. data measuring system for torque measurement on running shafts based on a non-contact torsional dynamometer / S. M. Vanyeyev, D. V. Miroshnichenko, T. S. Rodymchenko, M. Protsenko, D. V. Smolenko // Journal of Engineering Sciences, 2019, v. 6, Iss. 2. – p. 17-23.
[https://doi.org/10.21272/jes.2019.6\(2\).e3](https://doi.org/10.21272/jes.2019.6(2).e3)

26. Torque sensors [Електронний ресурс] – Kistler. Measure. Analyze. Innovate. – Електрон. текст. і граф. дані. – 2023. – Режим доступу: <https://www.kistler.com/INT/en/c/torque-sensors/CG21-torque-sensors>, вільний.

27. Silva, D. Measuring torque and temperature in a rotating shaft using commercial SAW sensors / D. Silva, J. C. Mendes, A. B. Pereira, F. Gégot, L. N. Alves // Sensors, 2017, No. 17, 1547. – 23 p. <https://doi.org/10.3390/s17071547>.

28. Lüddecke, B. Contactless shaft torque detection for wide range performance measurement of exhaust gas turbocharger turbines / B. Lüddecke, D. Filsinger, J. Ehrhard, B. Steinacher, C. Seene, M. Bargende // Proc. of ASME Turbo Expo 2013: Power for Land, Sea and Air; San Antonio, Texas, USA, GT2013-94538. – 11 p. <https://doi.org/10.1115/GT2013-94538>.

29. Lüddecke, B. Engine crank angle resolved turbocharger turbine performance measurements by contactless shaft torque detection // B. Lüddecke, D. Filsinger, M. Bargende // 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. – 2014. – p. 301-320. <https://doi.org/10.1533/978081000342.301>.

30. Kuosheng, J. Design of a high-resolution instantaneous torque sensor based on the double-eccentric modulation principle / Kuosheng Jiang, Yuanyuan Zhou, Liubang Han, Lianghe Li, Yi Liu, Song Hu // IEEE Sensors Journal, 2019, Vo. 19, No. 16. – p. 6595-6601. <https://doi.org/10.1109/JSEN.2019.2911392>.

31. Zappala, D. Non-intrusive torque measurement for rotating shafts using optical sensing of zebra-tapes / D. Zappalá, M. Bezziccheri, C. J. Crabtree, N. Paone //

Measurement Science and Technology, 2018, v. 29, 065207. – 18 p.
<https://doi.org/10.1088/1361-6501/aab74a>.

32. Sue, P. High Precision Torque measurement on a rotating load coupling for power generation operations / P. Sue, D. Wilson, L. Farr, A. Kretschmar // 2012 IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference Proceedings, 2012. – 6 p. <https://doi.org/10.1109/I2MTC.2012.6229149>.

33. Bodin, R. M. Speed or torque probe for gas turbine engines. US Patent No. US8549931. – 2013. – 10 p.

34. Kiliç, Kerem. The analysis of the reference shaft under torque measurement unit for turboshaft engines : master thesis / K. Kiliç. – Sabanci University, 2020. – 61 p.

35. Acker, B. N. Turbine engine differential pressure torque measurement system. United States Patent No. 7051535. – 2006. – 13 p.

36. New Approach to Torque Measurement Unit Development and its Calibration / S. Sirenko, S. Yepifanov, K. Podgorsky, S. Nechunaev // Journal of Konbin. – 2018. – Vol. 46, iss. 1. – P. 75–86. – <https://doi.org/10.2478/jok-2018-0024>.

37. Clean Sky research and demonstration programmes for next generation aircraft engines / J-F. Brouckaert, F. Mirville, K. Phuah, P. Taferner // Aeronautical Journal. – 2018. – Vol. 122, Iss. 1254. – P. 1163-1175. <https://doi.org/10.1017/aer.2018.37>.

38. Whurr, J. Rolls-Royce's Long Term Civil Aircraft Propulsion System Concept and Technology Strategy / J. Whurr, P. Beecroft // International Symposium on Air Breathing Engines. – ISABE-2017-22531. – 19 p.

39. Calvert, W. J. Design, Test and analysis of a high-pressure-ratio transonic fan / W. J. Calvert, P. R. Emmerson, J. M. Moore // Proc. of ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea, and Air, GT2003-38302. – June 16–19, 2003, Atlanta, Georgia, USA. – 11 p.

40. Darmstadt Rotor No. 2, III: Experimental analysis of an aft-swept axial transonic compressor stage / S. Kablitz, J. Bergner, D. K. Hennecke [et al.] // International Journal of Rotating Machinery. – 2003. – Vol. 9. – P. 393–402. <https://doi.org/10.1080/10236210390241619>.

41. Gannon, A. J. A transonic compressor stage. Part I: Experimental results / A. J. Gannon, S. V. Hobson, R. P. Shreeve / Proc. of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, GT2004-53923. – June 14–17, 2004, Vienna, Austria. – 7 p.

42. Rolfes, M. Experimental investigation of circumferential groove casing treatments for large tip clearances in a low-speed axial research compressor / M. Rolfes, M. Lange, K. Vogeler // Proc. of ASME Turbo Expo 2015 Power for Land, Sea, and Air, GT2015-42646. – June 15–19, 2015, Montreal, Canada. – 10 p.
<https://doi.org/10.1115/GT2015-42646>.

43. Touyeras, A. Aerodynamic design and test result analysis of a three-stage research compressor / A. Touyeras, M. Villain // Proc. of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, GT2004-53940. – June 14–17, 2004, Vienna, Austria. – 9 p.

44. Numerical and experimental investigations bypass-flow fans for an advanced civil aircraft engine / S. V. Pankov, V. I. Milesin, V. N. Korzhnev // 29-th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, St. Petersburg, Russia, 2014. – 9 p.

45. Development of direct-driven and geared fan stages with reduced tip speeds / S. V. Pankov, V. I. Milesin, I. K. Orekhov, V. A. Fateev // Proc. of ASME Turbo Expo 2017 Power for Land, Sea, and Air, GT2017-64585. – June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 11 p. <https://doi.org/10.1115/GT2017-64585>.

46. Milesin, V. A review of new experimental technologies for the development of advanced fans with high bypass ratio / V. Milesin // International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power. – 2018. – Vol. 3(3):21. – 32 p.
<https://doi.org/10.3390/ijtp3030021>.

47. Nipkau, J. Aeromechanical design and test of a modern highly loaded fan / J. Nipkau, B. Power, M. Jordan // Proc. of ASME Turbo Expo 2017 Power for Land, Sea, and Air, GT2017-64630. – June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 11 p.
<https://doi.org/10.1115/GT2017-64630>.

48. Система измерения расхода воздуха с коллектором на входе авиационных ГТД при стендовых испытаниях. Общие требования: ОСТ 1 02555-85. – №298-65. – 1988. – 14 с.

49. Wyss, M.L. Averaging Techniques for Steady and Unsteady Calculations of a Transonic Fan Stage. NASA Technical Memorandum 106231 / M. L. Wyss, R. V. Chima, D. L. Tweedt // AIAA-93-3065. - 1993. - 12 p. <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19940008635/downloads/19940008635.pdf>.

50. Kortikov, N. N. The method of averaging the gas flow parameters in turbomachines to evaluate their efficiency considering the velocity-field helicity / N. N. Kortikov / Thermophys. Aeromech. - 2019. - No. 26. - P. 215–222. <https://doi.org/10.1134/S0869864319020057>.

51. Michna, J. CFD Calculations of Average Flow Parameters around the Rotor of a Savonius Wind Turbine/ J. Michna, K. Rogowski // Energies. – 2023. - Vol. 16(1), 281. 17 p. <https://doi.org/10.3390/en16010281>.

52. Errante, M. Mixed Averaging Procedures / M. Errante, M. Klein, A. Ferrero, F. Larocca, G. Scovazzi, M. Germano // Flow Turbulence Combust. – 2024. – No. 112. - P. 1001–1008. <https://doi.org/10.1007/s10494-023-00527-x>.

53. Ferrar, A. M. Leveraging Correlation to reduce uncertainty in efficiency measurements for low pressure ratio fans / A. M. Ferrar, W. C. Schneck III, W. F. O'Brien // Proc. of ASME Turbo Expo 2016 Power for Land, Sea, and Air, GT2016-57718. – June 13–17, 2016, Seoul, Korea. – 11 p. doi: 10.1115/GT2016-57718

54. Експериментальне визначення характеристик вентилятора з широкохордними робочими лопатками двигуна Д-36. Технічний звіт № 2812011-36. Запоріжжя : ДП «Івченко-Прогрес». - 2011. – 27 с.

55. Zucker, R. D. Fundamentals of gas dynamics. – 2nd ed. / R. D. Zucker, O. Biblarz. – John Wiley & Sons, 2002. – 493 p.

56. Подгорський, К. М. Аналіз точності експериментального визначення ККД вентиляторів / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов, Є. Д. Куліш // XXVIII Міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. / Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т». – Харків, 2023. – С. 21. <https://doi.org/10.32620/IPEC.23>.

57. Подгорський, К. М. Аналіз точності експериментального визначення ККД вентилятора з використанням вимірювачів крутного моменту /

К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2023, № 1(185), с. 35-46. <https://doi.org/32620/aktt.2023.1.04>.

58. Подгорський, К. М. Аналіз впливу похибок вимірювання на абсолютні похибки експериментального визначення ККД вентилятора / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2023, № 3 (187), с. 33-41. <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.3.04>.

59. Analysis of helicopter rotor system dynamic performances for choice of engine automatic control frequency / S. Yepifanov, S. Svezhentsev, K. Podgorskiy // IV Seminarium «New trends in construction, research and operation of flying objects», Warsaw, Institut Lotnictwa, November 2022.

60. Єпіфанов, С. В. Визначення власних частот роторної системи вертольоту з урахуванням впливу силової установки / С. В. Єпіфанов, С. Ю. Свеженцев, К. М. Подгорський // XXVII Міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. / Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т». – Харків, 2022. – С. 57. <http://dspace.library.khai.edu/xmlui/handle/123456789/2970>.

61. Lawrence, K. ANSYS Workbench Tutorial. ANSYS Release 10 / K. Lawrence. SDC Publications.

62. Маравілля, Е. К. Підвищення точності визначення граничних умов теплообміну для моніторингу ресурсу робочих лопаток турбін авіаційних двигунів. *діс.... к-та техн. наук (05.05.03 – теплові двигуни)* / Е. К. Маравілля, кер. роботи С. В. Єпіфанов. – Харків, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.т», 2016. – 138 с.

63. Шимановська, Н. А. Формування моделей температурного і напруженого стану деталей для систем моніторингу виробітку ресурсів двигунів багаторежимних літаків. *діс.... к-та техн. наук (05.05.03 – теплові двигуни)* / Н. А. Шимановська, кер. роботи О. В. Олійник. – Харків, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.т», 2008. – 144 с.

64. Зеленський, Р. Л. Підвищення точності визначення динамічних характеристик газотурбінних двигунів з урахуванням прогріву конструкційних елементів. *діс.... к-та техн. наук (05.05.03 – теплові двигуни)* / Р. Л. Зеленський,

кер. роботи І. Ф. Кравченко. – Харків, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.т», 2015. – 159 с.

65. Visser, W. P. J. GSP. A generic object-oriented gas turbine simulation environment / W. P. J. Visser, M. J. Broomhead // ASME Paper 2000-GT-2, 2000. – 20 p.

66. Kurzke, J. Advanced user-friendly gas turbine performance calculation on a personal computer / J. Kurzke // ASME Paper 95-GT-147, 1995. – 8 p.

67. Mathioudakis, K. Instructing the principles of gas turbine performance monitoring and diagnostics by means of interactive computer models / K. Mathioudakis, A. Stamatis, A. Tsalavoutas, N. Aretakis // 45th ASME International Gas Turbine & Aeroengine Technical Congress, Munich, Germany, 8-11 May, 2000. – 24 p.

68. Claus, R. W. Multi-disciplinary propulsion simulation using NPSS / R. W. Claus, A. L. Ewans, G. J. Follen // AIAA(USAF)NASA/OAI Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, 4th, Cleveland, OH, Sept. 21-23, 1992, Technical Papers. Pt. 1 (A93-20301 06-66) AIAA-92-4709-CP, 1992. - <https://doi.org/10.2514/6.1992-4709>.

69. Smits, A. J. Turbulent shear layers in supersonic flow / A. J. Smits, J.-P. Dussauge - Birkhäuser, Springer New York, 2006. – 410 p.

70. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: В 4-х т. Т. 2: Вращающиеся системы / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. - Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 1996. – 289 с.

71. Seghir-Ouali, S. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow / S. Seghir-Ouali, D. Saury, S. Harmand, O. Phillipart, D. Laloy // International Journal of Thermal Sciences, v. 45, 2006. – p. 1166–1178. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.01.017>.

72. Etemand, G. A. Free convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder to ambient air with interferometric study of flow / G. A. Etemand // Trans. ASME 77, 1955: 386.

73. Dropkin, D. Natural convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder rotating in air / D. Dropkin, A. Carmi // Trans. ASME 79, 1957: 741.

74. Becker, K. M. Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a pool of water / K. M. Becker // Transactions of the ASME, vol. 77, 1963. – 22 p.

75. Bjorklund, J. S. Heat transfer between concentric rotating cylinders / J. S. Bjorklund, W. M. Kays // Journal of Heat Transfer, v. 81, 1959. - p. 175–186.

76. Aoki, H. Convective heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder / H. Aoki, H. Nohira, H. Arai // Bull. JSME, v. 10(37), 1967. - p. 523-532.

77. Tachibana, F. Heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder / F. Tachibana, S. Fukui, H. Mitsumura // Bull. JSME, v 8(9), 1960. – p. 119-123.

78. Maron, D.M. Hydrodynamics and heat/mass transfer near rotating surfaces / D. M. Maron, S. Cohen // Advances in Heat Transfer, v. 21, 1991. p. 141-183. [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70335-6](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70335-6).

79. Becker, K. M. The influence of a radial temperature gradient on the instability of fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder / K. M. Becker, J. Kaye // J. Heat Transfer, v. 84, 1962. p. 106-110.

80. Подгорський, К. М. Створення вбудованого вимірювача крутного моменту на валу вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія, 2024, № 4sup1 (197), с. 100-111. <https://doi:10.32620/aktt.2024.4sup1.14>.

81. Подгорський, К. М. Формування пружної моделі вала вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна для визначення крутного моменту під час випробувань / К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов // XXIX Міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. / Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т». – Харків, 2024. – С. 50-51. <https://doi.org/10.32620/IPEC.24>.

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор



АТ «МОТОР СІЧ»

Олексій НІКІФОРОВ

11 2024 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
головного конструктора ПОДГОРСЬКОГО Костянтина Миколайовича
на здобуття наукового ступеня доктора філософії
за спеціальністю 142 – енергетичне машинобудування

Комісія у складі

голови - головного інженера АТ «МОТОР СІЧ», к.т.н. Балушка К.Б.,

членів - директора з якості АТ «МОТОР СІЧ» Папчонкова О.В.,

головного конструктора, к.т.н. Басова Ю.Ф.

розглянула матеріали наукових досліджень головного конструктора АТ
«МОТОР СІЧ» Подгорського К.М.

Комісія засвідчує:

1. У результаті наукових досліджень, проведених Подгорським
Костянтином Миколайовичем, отримано наступні результати:

- вдосконалено метод визначення крутильного моменту турбовальних
двигунів в експлуатації на основі використання пружно-геометричної моделі
у складі фазометричної системи вимірювання та запропонованого підходу до
аналізу похибок визначення крутильного моменту, що дозволяє підвищити
точність визначення крутильного моменту;

- запропоновано універсальні моделі похибок визначення ККД
вентиляторів і компресорів під час їх випробування з метою визначення

характеристик, які дозволяють прогнозувати точність визначення ККД за відомими похибками вимірювання параметрів у разі використання двох альтернативних методів визначення ККД:

- запропоновано структуру вимірювача крутильного моменту на валу вентилятора ТРДД, вбудованого в конструкцію двигуна та оснований на використанні термопружно-геометричної моделі вала, інтегрованої з моделлю граничних умов теплообміну, яка на основі подібності зв'язана з вимірюваними параметрами проточної частини двигуна, що дозволяє визначати крутильний момент в усьому діапазоні режимів роботи та зовнішніх умов.

2. Результати наукових досліджень використано при створенні фазометричних систем вимірювання крутильного моменту турбовальних двигунів розробки АТ «МОТОР СІЧ»: МС-500В, ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії та ТВ3-117ВМА-СБМ1В 4Е серії. Перевірку їх працездатності виконано в ході випробувань на гідрогальмівних стендах і льотно-конструкторських випробувань на вертольоті.

3. У результаті виконання комплексу довідкових робіт у складі двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії була забезпечена похибка вимірювання крутильного моменту, яка не перебільшує ± 15 Нм. Тим самим забезпечено потрібна похибка визначення крутильного моменту відносно заданого значення в межах $\pm 1\%$.

4. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії: к.т.н.

К.Б. Балушок

Члени комісії: к.т.н.

Ю.Ф. Басов

О.В. Палчонков

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ



Проректор з науково-педагогічної
роботи Національного аерокосмічного
університету ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»,
к.т.н., доцент

Андрій ГУМЕННИЙ

АКТ

впровадження в навчальному процесі
результатів дисертаційної роботи Подгорського Костянтина Миколайовича,
виконаної на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Комісія у складі голови – декана факультету авіаційних двигунів, к.т.н.,
доцента Юрія ШИРОКОГО, членів професора кафедри конструкції
авіаційних двигунів, к.т.н. Юрія ГУСЄВА та доцента кафедри конструкції
авіаційних двигунів, к.т.н. Сергія БЕЗУГЛОГО встановила, що результати
наукових досліджень Подгорського Костянтина Миколайовича, а саме:

- 1) вдосконалений метод визначення крутильного моменту
турбовальних двигунів в експлуатації на основі використання
пружно-геометричної моделі у складі системи вимірювання та
запропонованого підходу до аналізу похибок визначення
крутильного моменту;
- 2) метод аналізу похибок системи вимірювання крутильного моменту
на основі використання пружно-геометричної скінченно-елементної
моделі

було впроваджено в навчальному процесі кафедри конструкції авіаційних
двигунів у вигляді практичних робіт за навчальними дисциплінами «Основи
технічної діагностики» та «Методи аналізу та синтезу систем керування та
діагностування об'єктів енергетичного машинобудування».

Це дозволило впровадити в навчальний процес нові науково-технічні
досягнення, покращити наочність, фундаментальну та практичну
спрямованість навчального процесу і у кінцевому результаті підвищити
якість підготовки спеціалістів з авіаційної техніки.

Голова комісії:

 Юрій ШИРОКИЙ

Члени комісії:

 Юрій ГУСЄВ

 Сергій БЕЗУГЛИЙ

«31» жовтня 2024 р.