

УДК 621.452.322:531.781

doi: 10.32620/aktt.2024.4sup1.14

К. М. ПОДГОРСЬКИЙ, С. В. ЄПІФАНОВ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна

## СТВОРЕННЯ ВБУДОВАНОГО ВИМІРЮВАЧА КРУТИЛЬНОГО МОМЕНТУ НА ВАЛУ ВЕНТИЛЯТОРА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВОКОНТУРНОГО ДВИГУНА

Однією з головних проблем створення авіаційних турбореактивних двигунів із високим і надвисоким ступенем двоконтурності є проєктування та випробування вентиляторів. Підвищення ККД вентиляторів двигунів зазначеного класу потребує розв'язання ряду складних взаємопов'язаних задач в області газової динаміки, матеріалознавства, міцності, аналізу коливань, технології та інших областях. Однією з цих задач є визначення характеристик вентилятора за результатами його випробувань. **Предметом** дослідження є процес формування вбудованого вимірювача крутильного моменту вала вентилятора, який складається з апаратної та програмно-алгоритмічної частин. **Метою** є забезпечення визначення крутильного моменту на режимах роботи двигуна, характерних для випробувань з метою побудови характеристики вентилятора. **Задачі**, що розглянуто в роботі: обґрунтування необхідності створення вбудованого вимірювача крутильного моменту для забезпечення стендових випробувань з метою визначення характеристик вентилятора; побудова конструкції апаратної частини вимірювача з мінімальними доробками деталей двигуна; опис теплової моделі вала на базовому режимі роботи двигуна; розробка методики визначення параметрів граничних умов теплообміну вала на нерозрахункових режимах роботи двигуна; формування методичної частини вимірювача крутильного моменту, інтегрованою до складу конструкції двигуна. Для цього використовуються **методи** математичного скінченно-елементного моделювання температурного та деформованого стану конструктивних елементів, а також теорії теплообміну. **Наукова й практична новизна**: запропоновано конструктивну доробку вала вентилятора, яка забезпечує встановлення зубчастого індуктора та реалізацію великої мірної бази, що підвищує точність; сформовано математичну скінченно-елементну модель вала, що забезпечує зв'язок між крутильним моментом і кутом скручування; запропоновано використовувати методи теорії подібності для визначення зв'язку між параметрами, що визначають умови нагрівання та охолодження вала, з вимірюваними параметрами робочого тіла в проточній частині двигуна; сформовано структуру методичної частини вимірювача крутильного моменту, вбудованого в конструкцію ротора двигуна.

**Ключові слова**: турбореактивний двоконтурний двигун; вентилятор; крутильний момент; жорсткість вала; розподіл температур; граничні умови теплообміну.

### Вступ

Під час стендових випробувань турбовальних двигунів виникає необхідність вимірювання крутильного моменту (потужності) для визначення характеристик двигунів [1, 2]. Для цього використовуються не штатні, а стендові вимірювачі, які мають більш високу точність.

Вимоги до точності вимірювання крутильного моменту є особливо високими у випадку дослідницьких випробувань, які проводяться з метою визначення впливу різних модифікацій конструкції та використання нових технологій на питому параметри двигуна (питому потужність і питому витрату палива). Це пов'язано з тим, що газотурбінні двигуни в поточний час досягли високої досконалості, а їх подальший розвиток відбувається переважно еволюційним шляхом, тобто ефект від нових технологій часто складає декілька відсотків або навіть долі відсотка.

Тому похибка визначення потужності під час таких випробувань має бути в 5-10 разів меншою від досліджуваної зміни потужності.

Під час випробувань вузлів двигуна – каскадів компресора та турбіни – вимірювання крутильного моменту є не обов'язковим, але бажаним. Найбільш адекватними є характеристики вузлів, визначені в складі двигуна, тому що вони ураховують взаємний вплив вузлів і особливості їх компонування. Тому при випробуваннях з метою визначення характеристик вузлів у складі двигуна виникає необхідність інтеграції вимірювача крутильного моменту (ВКМ) у конструктивну схему двигуна.

Турбореактивні двоконтурні двигуни з високим і надвисоким ступенем двоконтурності нині є основою силових установок пасажирських і транспортних літаків великої та середньої дальності. В цих двигунах значна частина (80 і більше відсотків) тяги формується в зовнішньому контурі, основним елементом

якого є вентилятор. Тому існуючі програми розвитку авіаційних двигунів значну увагу приділяють удосконаленню вентиляторів [3 – 5].

Найбільш складним завданням обробки результатів випробувань є визначення ККД. Аналіз робіт у цій області показав [6], що відомі методи визначення ККД за результатами випробувань можна розділити на дві групи: методи, основані на використанні вимірювання зміни тиску й температури у вентиляторі та методи, основані на використанні вимірювання крутильного моменту. Однак порівняльний аналіз цих методів у відомих роботах не виконано. 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 у разі використання методів другої групи необхідно забезпечити мінімально необхідну точність вимірювання крутильного моменту. У випадках, коли випробуваний вентилятор приводиться електродвигуном, або коли до складу стендового обладнання входить стандартний промисловий ВКМ, цю умову виконати нескладно. Однак у багатьох практично важливих випадках необхідно визначити характеристику вентилятора безпосередньо при його роботі в складі двигуна. При цьому неможливо використовувати промислові ВКМ, і найбільш прийнятним варіантом є визначення крутильного моменту за кутовою деформацією вала ротора низького тиску, що сполучає вентилятор з турбіною низького тиску. Необхідно отримати співвідношення, які дозволяють сформулювати вимоги до точності вимірювання крутильного моменту, покладені в основу задання на проєктування даної вимірювальної системи.

Таким чином, найбільш складним завданням випробувань вузлів двигуна (компресора та турбіни) є визначення ККД. Проблема забезпечення точності експериментального визначення ККД вентилятора загострюється в зв'язку з наявною тенденцією підвищення ступеня двоконтурності, тому що при цьому максимальний ступінь підвищення тиску зменшується, що суттєво збільшує похибки визначення ККД. Рішення цієї проблеми забезпечується у випадку вимірювання крутильного моменту, що дає можливість визначити потужність, споживану вентилятором.

При випробуваннях вентилятора в складі двигуна необхідно вимірювати крутильний момент на валу вентилятора, який сполучає його з турбіною низького тиску. Значна довжина цього вала сприяє забезпеченню високої чутливості кутового переміщення до величини крутильного моменту. Однак відсутність необхідних підходів до визначення залежності крутильної жорсткості вала від режиму та умов роботи двигуна перешкоджає використанню цього методу. Це визначає актуальність розробки підходів до формування моделі крутильної жорсткості вала

вентилятора з урахуванням нерівномірності розподілу температур у ньому.

## 1. Конструкція вала та організація вимірювання крутильного моменту

Об'єктом дослідження є вал вентилятора двигуна типу Д-436. По довжині вала (рис. 1) можна відокремити п'ять циліндричних ділянок із різною товщиною, пов'язаних перехідними конічними ділянками. Таким чином, крутильна жорсткість вала змінюється за його довжиною. Внаслідок зміни умов нагрівання й охолодження відбувається суттєва зміна температури вала, яка також є нерівномірно розподіленою за його довжиною. Це спричиняє додаткову зміну жорсткості.

До переднього фланця вала кріпиться робоче колесо вентилятора. Частина вала, розташована між переднім контактним ущільненням (перед шариковим підшипником ротора вентилятора) та заднім контактним ущільненням порожнини опор компресора, контактує з масляною порожниною опор компресора. На цій ділянці вала вентилятора встановлена з натягом втулка з індуктором, яка використовується для безконтактного вимірювання частоти обертання ротора вентилятора. Крутильний момент на втулку передається через болтове сполучення на фланці вала вентилятора. На задній частині вала встановлена трьохступінчаста турбіна вентилятора. Крутильний момент від турбіни вентилятора до вала передається шліцями. Осьова фіксація турбіни вентилятора виконується за допомогою гайки на задньому хвостовику вала. В частині вала, розташованій в області проміжного корпусу, виконано радіальні отвори для підведення охолоджувального повітря. Аналогічні отвори є також у частині вала, розташованій в області камери згорання.

Для визначення крутильного моменту запропоновано використати фазометричний метод [7, 8]. Аналіз можливих конструктивних рішень щодо організації вимірювання показав доцільність використання схеми ВКМ, в якій датчики й відповідні зубчасті вінці для генерування змінного сигналу встановлюються на різних кінцях вала, якомога далі один від одного.

Таким чином, сформовано конструктивну схему ВКМ, оснований на використанні двох датчиків, розташованих на різних кінцях ділянки вала, яка передає крутильний момент. Вимога щодо мінімальної конструктивної доробки вала спричинила необхідність використання наявного датчика частоти обертання, який розташований на деякій відстані від переднього кінця вала. Однак, тим не менш, наявна вимірювальна база є значною. Вона дорівнює відстані

від осі переднього датчика до середини шліць, що сполучують вал з турбіною вентилятора, й становить біля 1700 мм.

## 2. Вихідна модель вала на базовому режимі

Прийнята для розрахунків схема навантаження вала показана на рис. 1. Для моделювання використано осесиметричну сітку. Її щільність (і, відповідно, кількість елементів) вибиралася так, щоб практично виключити її вплив на точність моделювання.

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

В результаті аналізу 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 компресора низького тиску (КНТ);
- 3) ділянка вала в зоні компресора високого тиску (КВТ), камери згоряння та 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 є достатньо великою. Тому впливом сусіднього вала на теплообмін на поверхні вала вентилятора можна знехтувати. Ця поверхня омивається повітрям, яке надходить з-за 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 передньому боці третьої ділянки робочим середовищем є повітря, що надходить з виходу з КНТ, а на задньому боці (за радіальними отворами у валі) - суміш повітря, що відбирається за КВТ, за третім ступенем КВТ і за четвертим ступенем КНТ.

На внутрішній поверхні вала також виділяються три ділянки:

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

Коефіцієнти тепловіддачі в межах кожної ділянки припускаються постійними, а температура на ділянках 1 і 2 лінійно зростає за напрямом потоку в проточній частині. На ділянці 3 температура справа від отворів підводу повітря через вал КНТ (практично від переднього фланця диска ТВД до заднього кінця вала) задається постійною, тому що вона визначається температурою суміші повітря, що відбирається за КВТ, III ступенем КВТ і IV ступенем КНТ. Температура на ділянці 3 зліва від отворів підводу повітря через вал вентилятора до лівої границі цієї ділянки, яка 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. 2.

Таким чином, сформовано модель вала на базовому режимі. Вона основана на використанні скінченно-елементної геометричної моделі та на основі розв'язання рівнянь теплового й напруженого стану дозволяє розраховувати значення кута скручування вала на мірній ділянці. Однак для використання цієї моделі на довільних режимах необхідно забезпечити коректне задання відповідних граничних умов теплообміну на зовнішній і внутрішній поверхнях.

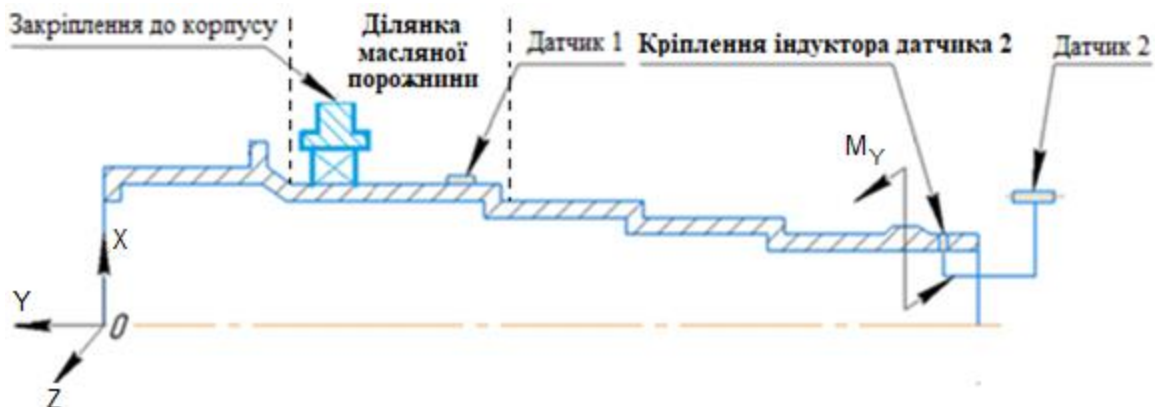


Рис. 1. Розрахункова схема вала вентилятора

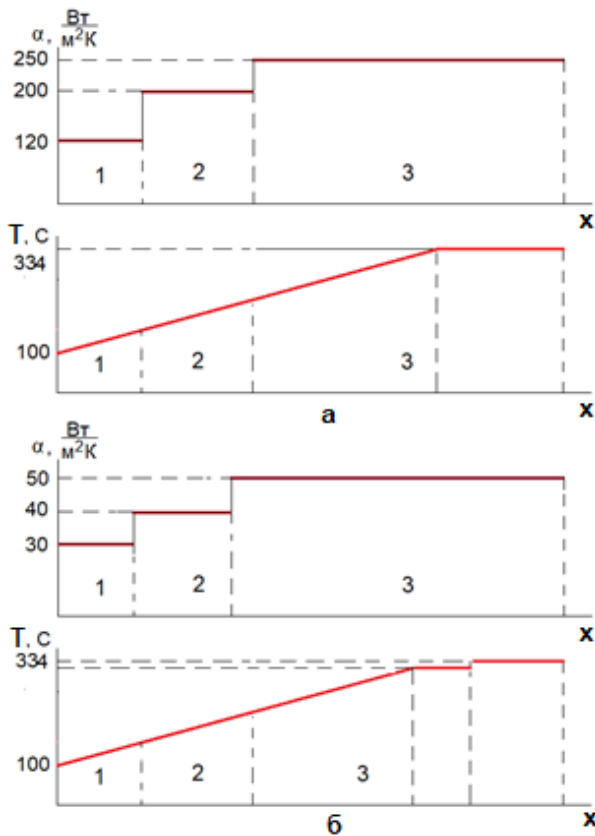


Рис. 2. Зміна параметрів граничних умов на поверхні вала на базовому режимі: а – зовнішня поверхня; б – внутрішня поверхня

### 3. Формування теплової моделі вала на нерозрахункових режимах

#### 3.1. Базова методика визначення параметрів граничних умов теплообміну з використанням подібності режимів роботи двигуна

Загальні підходи до формування моделей граничних умов теплообміну деталей турбін запропоновано в дисертаційній роботі О. В. Олійника [9]. Ним запропоновано метод, що зв'язує параметри граничних умов із параметрами робочого процесу двигуна на основі подібності. До поточного часу цей метод було застосовано до визначення температурного стану лопаток [10] і дисків [9, 11, 12].

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

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

Температура й тиск робочого тіла в проточній частині двигуна на різних режимах його роботи відповідають умовам подібності [13], з яких виходить [14, 15]:

$$\frac{T_i^*}{T_{i6}^*} = \frac{T_j^*}{T_{j6}^*} = \frac{T_1^*}{T_{16}^*}; \quad \frac{P_i^*}{P_{i6}^*} = \frac{P_j^*}{P_{j6}^*} = \frac{P_1^*}{P_{16}^*}, \quad (1)$$

де «i», «j» - довільні перерізи проточної частини двигуна, переріз «1» відповідає входу до двигуна або будь-якому іншому перерізу двигуна, в якому вимірюється температура;

«б» - значення параметра на базовому режимі.

Параметри газу, що нагріває деталі двигуна, відповідають певному перерізу проточної частини, тому ці параметри відповідають умові (1). Повітря, що охолоджує деталі, надходить прямо з певного перерізу проточної частини або є сумішшю потоків повітря та газу, що надходять з різних перерізів. Якщо пропорція складових цієї суміші зберігається для всіх режимів роботи двигунів, то, очевидно, температура охолоджуючого повітря також відповідає умові подібності (1). У всіх відомих математичних моделях робочого процесу газотурбінних двигунів приймається умова, що співвідношення витрат повітря, що відбирається з різних перерізів компресора підводиться в різних перерізах турбіни, до витрати повітря на вході до компресора газогенератора, залишається постійним на всіх режимах роботи двигуна [16 – 19]. Це надає можливість вважати, що умова (1) виконується й для параметрів охолоджуючого середовища.

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

$$T = k_t T_6, \quad (2)$$

де  $k_t = \frac{T_1^*}{T_{16}^*} = \frac{T_{КВД}^*}{T_{КВД6}^*}$  - коефіцієнт подібності режимів по температурі.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі визначаються з використанням критеріальних співвідношень виду

$$Nu = C Re^k Pr^m, \quad (3)$$

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

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

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

$\ell$  - характерний розмір;

$\lambda, \rho, \mu, c_p$  – коефіцієнт теплопровідності, густина, динамічна в'язкість і теплоємність при постійному тиску середовища;

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

З (3) витікає:

$$\alpha = C \frac{\lambda}{\ell} \left( \frac{\rho w \ell}{\mu} \right)^k \left( \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^m = C \ell^{k-1} \lambda^{1-m} \mu^{m-k} w^k c_p^m \left( \frac{P}{RT} \right)^k, \quad (4)$$

де  $R$  – газова стала.

Значення швидкості  $w$  можна зв'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 їх залежність від температури можна описати степеневими залежностями вигляду

$$\lambda = \lambda_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{q_\lambda}; \quad \mu = \mu_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{q_\mu}; \quad c_p = c_{p0} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{q_c}, \quad (5)$$

як це зроблено, наприклад, у роботах [20 – 22].

Тоді з (4) із використанням (5) отримаємо:

$$\alpha = k_\alpha \alpha_0;$$

$$\alpha = \alpha_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{q_\lambda(1-m)} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{q_\mu(m-k)} \left( \frac{n}{n_0} \right)^k \left( \frac{T}{T_0} \right)^{q_c m} \left( \frac{P}{P_0} \right)^k \left( \frac{T}{T_0} \right)^{-k};$$

$$\alpha = \alpha_0 \left( \frac{n}{n_0} \right)^k \left( \frac{P}{P_0} \right)^k \left( \frac{T}{T_0} \right)^{q_\lambda(1-m) + q_\mu(m-k) + q_c m - k}. \quad (6)$$

Використовуючи прийняті в роботі [20] значення  $k=0,8$ ;  $m=0,33$ ;  $q_\lambda=0,76$ ;  $q_\mu=0,64$ ;  $q_c=0$ , отримаємо:

$$\alpha = \alpha_0 \left( \frac{n}{n_0} \right)^{0,8} \left( \frac{P}{P_0} \right)^{0,8} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{-0,5916}. \quad (7)$$

Отримане співвідношення можна використовувати для таких деталей, як лопатки та диски. Однак критеріальні вирази, що описують теплообмін на циліндричних поверхнях валів, відрізняються від (3), тому для рішення задач даної роботи необхідно розширити викладений методичний підхід до формування математичної моделі граничних умов теплообміну на нову область.

### 3.2. Дослідження впливу теплообміну в масляній порожнині на похибку визначення крутильного моменту

Розглянута вище методика формування моделі для визначення параметрів граничних умов теплообміну оснований на тому, що газоподібне середовище, що обтікає деталі, або знаходиться в проточній частині, або надходить з неї. Це дає засади для застосування умов подібності. Однак ця умова не виконується для ділянки 1 зовнішньої поверхні вала, яка відповідає масляній порожнині.

Очевидно, що в загальному випадку граничні умови теплообміну в масляних порожнинах відрізняються від граничних умов у повітряних порожнинах. Тому проблема їх зв'язку з режимом роботи двигуна є предметом окремого дослідження, яке в поточний час не виконано.

Однак, перш ніж починати таке дослідження, перевіримо його доцільність для вала, що розглядається. Визначимо чутливість кута скручування вала до інтенсивності теплообміну в масляній порожнині. Доцільність такої перевірки в даному випадку зумовлена тим, що значна частина ділянки 1 зовнішньої поверхні вала знаходиться за межами мірної ділянки, тому що індуктор закріплений близько до правої границі цієї ділянки.

З метою даної 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 в масляній порожнині. Ці зміни задавалися за допомогою значень коефіцієнта подібності по температурі: на базовому режимі в масляній порожнині задавалося  $k_t = 1$ , а на додаткових режимах  $k_t = 1,2$  і  $k_t = 0,8$ . Результати представлено в таблиці.

Таблиця

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	0,008
1,2	0,096446	0,035	0,0018

Отримані значення чутливості (відсоток похибки визначення кута скручування при відхиленні температури середовища на 1 %) показують, що вплив умов теплообміну в масляній порожнині на кут скручування (та, відповідно, на результати визначення крутильного моменту) є малим. Це дозволяє умовно прийняти для даної задачі, що умови теплообміну в масляній порожнині прив'язані до режиму роботи

двигуна тими ж співвідношеннями, що й умови теплообміну в повітряних порожнинах.

### 3.3. Розробка методики розрахунку параметрів граничних умов теплообміну вала

Аналіз конструкції вала показує, що за умовами теплообміну на його поверхнях, що контактують із повітряними порожнинами, можна виділити три характерні області:

- внутрішня поверхня;
- зовнішня поверхня на ділянці 2, для якої відстань до ротора середнього тиску настільки велика, що впливом цього ротора на теплообмін можна знехтувати;
- зовнішня поверхня на ділянці 3, над якою повітря тече в узькому 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 обертових циліндрів й інших тіл обертання вивчена багатьма дослідниками. Вона детально освітлена в працях академіка А. А. Халатова та його колег з Інституту Технічної теплофізики НАН України [23]. В роботах, які цитують ці автори, приведено різні критеріальні співвідношення, які добре відповідають реальній характеристиці в області значень числа Рейнольдса, для якої виконано експерименти.

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

два числа Рейнольдса:  $Re_a = \frac{4Q_v}{\pi v d}$ , що відповідає

осьовому руху повітря, і  $Re_u = \frac{\omega d^2}{2\nu}$ , що відповідає

обертовому руху вала. В нашому випадку на базовому режимі  $\omega = \pi n / 30 = 525$  рад/с; параметри повітря  $T = 440$  К,  $p = 480000$  Па;

$\nu = 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Діаметр вала  $d = 0,05$  м. Тоді

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

Згідно з даними роботи [24], критичне значення числа Рейнольдса дорівнює  $2,77 \cdot 10^5$ . Таким чином, вал працює в надкритичній області. Це значить, що осьовий рух повітря практично не впливає на інтенсивність теплообміну, і критеріальне рівняння має вигляд

$$Nu = 2,85 \times 10^{-4} Re_u^{1,19}. \quad (8)$$

Тоді

$$\begin{aligned} \alpha &= 2,85 \times 10^{-4} \frac{\lambda \omega^{1,19} d^{2,38} \rho^{1,19}}{2^{1,19} \mu^{1,19}} = \\ &= 1,249 \times 10^{-4} d^{1,38} \omega^{1,19} \frac{\lambda \rho^{1,19}}{\mu^{1,19}}. \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} k_\alpha &= \frac{\alpha}{\alpha_6} = \left(\frac{n}{n_6}\right)^{1,19} \left(\frac{T}{T_6}\right)^{0,76-1,19(1+0,64)} \left(\frac{p}{p_6}\right)^{1,19} = \\ &= \left(\frac{n}{n_6}\right)^{1,19} \left(\frac{T}{T_6}\right)^{-1,1916} \left(\frac{p}{p_6}\right)^{1,19}. \end{aligned}$$

Недоліком формули (8) є відсутність у ній критерію Прандтля. Це пов'язано з тим, що автори роботи [24] проводили свої експерименти на повітрі в узькому діапазоні температур і тисків, тому число Прандтля було практично постійним.

Щоб усунути цей недолік, використаємо наведену в роботі [25] інформацію про те, що в формулі для визначення критерію Нуссельта для теплообміну всередині обертового вала присутній член  $Pr^{0,43}$ .

Тоді

$$k_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_6} = \left(\frac{n}{n_6}\right)^{1,19} \left(\frac{T}{T_6}\right)^{-1,243} \left(\frac{p}{p_6}\right)^{1,19}. \quad (9)$$

*Модель параметрів граничних умов для вільної зовнішньої поверхні обертового вала*

Для зовнішньої поверхні вала можна використати співвідношення, які приведено в роботах [26, 27]:  $Nu = K Re^m$ , причому в обох роботах показник степеня  $m$  дорівнює 0,7, а значення коефіцієнта  $K$  складають 0,076 0,073 відповідно. Недоліком також є відсутність числа Прандтля. Його можна усунути, використовуючи результати роботи [28], відповідно якій число Прандтля входить до формули з показником степеня 0,4. Тоді

$$k_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_6} = \left(\frac{n}{n_6}\right)^{0,7} \left(\frac{T}{T_6}\right)^{-0,436} \left(\frac{p}{p_6}\right)^{0,7}. \quad (10)$$

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

В монографії співробітників Інституту Технічної теплофізики НАН України [23] наведено інформацію про результати багатьох робіт в області дослідження теплообміну між обертовими валами. Розглянемо деякі, на наш погляд, найбільш значні з них.

Теплообмін в кільцевому каналі між обертовими циліндричними поверхнями при значній кутовій швидкості обертання й малій (відносно радіусу внутрішньої поверхні) ширині каналу практично не залежить від швидкості осової течії газу в каналі та визначається значенням критерію Тейлора

$$Ta = \frac{\rho^2 R_1 \delta^3 \omega_1^2}{\mu^2}, \quad (11)$$

де  $R_1$  – радіус внутрішнього циліндра;

$\delta$  – ширина зазору між циліндрами;

$\omega_1$  – кругова частота обертання внутрішнього циліндра.

У роботі [29] отримано емпіричну залежність

$$\frac{Nu}{N_{cond}} = 0,175 \cdot Ta^{0,25}, \quad (12)$$

$$\text{де } Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda}; N_{cond} = \frac{2\delta}{R_1 \ln\left(1 + \frac{\delta}{R_1}\right)},$$

яка є справедливою при

$$0,05 < \frac{\delta}{R_1} < 0,25; 2,7 \cdot 10^3 < Ta < 4 \cdot 10^5.$$

У нашому випадку  $R_1 \approx 0,04$  м,  $\delta = 0,003$  м,  $\omega_1 = 525$  рад/с,  $v = 30 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,

тому  $\frac{\delta}{R_1} = 0,075$ ;

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

В роботі [30] 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 змінювалось в тому значення цього числа увійшло до складу коефіцієнта.

В роботі [31] представлена дещо інша залежність

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

В узагальнюючій роботі [32] введено такі позначення:

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

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

При великих значеннях критерію  $Ta$ , які відповідають умові

$$10^4 < \left( \frac{Ta}{F_g} \right)_{cp} < 10^7,$$

потік є турбулентним, й інтенсивність теплообміну характеризується співвідношенням

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

Очевидно, що в цьому виразі показник степеня критерія Тейлора є близьким до значення 0,25, яке зустрічається в багатьох з перелічених раніше дослідженнях.

З посиланням на роботу [33] наведено таке співвідношення:

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

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

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

де

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

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

Будемо використовувати спрощене представлення:

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

Тоді, ураховуючи, що  $\lambda \sim T^{0,76}$ ;  $\mu \sim T^{0,64}$ ;

$c_p = \text{const}$ ;  $\rho = \frac{p}{RT}$ , отримаємо:

$$k_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_6} = \frac{\lambda}{\lambda_6} \frac{Ta^{0,25} Pr^{0,3}}{Ta_6^{0,25} Pr_6^{0,3}} = \frac{\lambda}{\lambda_6} \left(\frac{\rho}{\rho_6}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_6}{\mu}\right)^{0,5} \left(\frac{\omega}{\omega_6}\right)^{0,5} \left(\frac{C_p}{C_{p6}}\right)^{0,3} \left(\frac{\mu}{\mu_6}\right)^{0,3} \left(\frac{\lambda_6}{\lambda}\right)^{0,3} = \left(\frac{\lambda}{\lambda_6}\right)^{0,7} \left(\frac{\rho}{\rho_6}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu}{\mu_6}\right)^{-0,2} \left(\frac{\omega}{\omega_6}\right)^{0,5} = \left(\frac{n}{n_6}\right)^{0,5} \left(\frac{T}{T_6}\right)^{-0,096} \left(\frac{p}{p_6}\right)^{0,5} \quad (13)$$

#### 4. Структура методичної частини вбудованого вимірювача крутильного моменту

Наведені вище підходи та результати покладено в основу методичної частини вбудованої системи вимірювання крутильного моменту на валу двигуна, структура якої представлена на рис. 3.

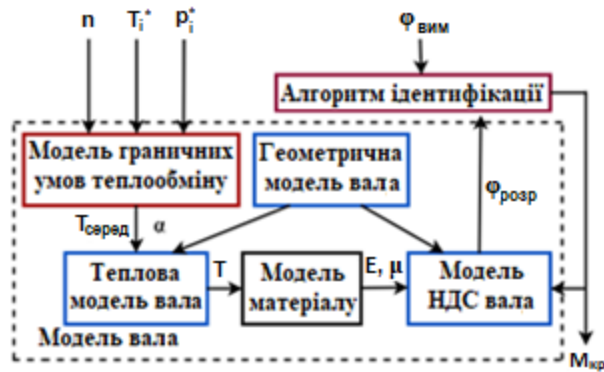


Рис. 3. Структура методичної частини ВКМ, інтегрованого в конструкцію двигуна

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 (2), (9), (10), (13) розраховує значення температури середовища та коефіцієнтів тепловіддачі на ділянках поверхні вала. Для цього використовуються базові значення зазначених параметрів, а також виміряні на поточному режимі значення частоти обертання вала, а також температури та тиску в проточній частині. У випадку використання в умовах експериментального дослідження додаткових вимірювань найбільш ефективним є вимірювання температури та тиску на виході з КНТ, однак у випадку відсутності таких вимірів, як витікає з умов подібності (1), можливе використання відповідних параметрів на виході з КВТ або на вході до двигуна.

Модель матеріалу по відомому полю температур, отриманому в результаті рішення теплової задачі, розраховує значення модуля пружності й коефіцієнта Пуассона, та передає їх до моделі напружено-деформованого стану.

Оскільки використовувана математична модель вала є нелінійною, необхідний ітеративний алгоритм ідентифікації. Він є одновимірним, тому що на засадах аналізу одного параметру (кутового переміщення вала) налагоджує модель, коригуючи також один параметр (крутильний момент). Тому в цьому блоці може бути використано будь-який ітеративний алгоритм оцінювання, наприклад, оснований на методі найменших квадратів [15], а в найпростішому випадку – алгоритм розв’язання нелінійного рівняння.

$$\varphi(M_{кр}) = \varphi_{вим}, \quad (14)$$

заданого в алгоритмічній формі.

#### Висновки

Таким чином, у ході розробки вбудованого вимірювача крутильного моменту отримано такі основні результати:

1). З урахуванням аналізу конструкції вала вентилятора двигуна типу Д-436 запропоновано його конструктивну доробку, яка забезпечує установку зубчастого індуктора в задній частині вала та індуктивного датчика на корпусі задньої опори турбіни. Це дозволяє 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 станів із використанням засобів Ansys.

3). Вперше в практиці формування моніторингових моделей теплового та напружено-деформованого станів деталей двигунів виявлено обмеженість відомої методики, зумовлена тим, що вона не враховує особливостей теплообміну в масляних порожнинах і



їх відмінність від умов теплообміну в повітряних порожнинах.

4). Показано, що, внаслідок конструктивних особливостей вала та розташування переднього індуктора, для вала, що розглядається, впливом особливостей теплообміну в масляній порожнині можна знехтувати. Тому зазначені в попередньому пункті дослідження виведено за рамки цієї роботи.

5). 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.

6). Установлено, що загальноприйняте припущення про постійність на всіх режимах відносних витрат повітря, що відбирається на охолодження, дозволяє використовувати для задання температури середовища методів теорії подібності, які визначають зв'язок (2) 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, які пов'язують критерій Нуссельта з критеріями Рейнольдса, Прандтля і Тейлора. На основі цих критеріальних співвідношень і степеневих моделей, які апроксимують залежності теплофізичних властивостей повітря від температури, отримано вирази (9), (10) і (13) 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 станів вала та його кутової деформації, а також розробленої моделі граничних умов теплообміну дозволило сформувати структуру методичної частини вимірювача крутильного моменту, вбудованого в конструкцію ротора двигуна, представлено на рис. 3.

**Внесок авторів:** формулювання проблеми – **С. В. Єпіфанов, К. М. Подгорський**; огляд та аналіз інформаційних джерел – **С. В. Єпіфанов**; формування структури математичної моделі вимірювача крутильного моменту – **К. М. Подгорський**; дослідження впливу теплообміну в масляній порожнині – **С. В. Єпіфанов**; розробка методики розрахунку параметрів граничних умов теплообміну вала – **К. М. Подгорський, С. В. Єпіфанов**.

## Конфлікт інтересів

Автори повідомляють, що вони не мають конфлікту інтересів щодо цієї публікації, включаючи фінансові, особисті, авторські та інші інтереси, що можуть вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

## Фінансова підтримка

Дослідження виконано без фінансової підтримки.

## Доступність даних

Рукопис на має пов'язаних даних.

## Використання штучного інтелекту

Автори підтверджують, що при підготовці цієї публікації вони не використовували методи штучного інтелекту.

Усі автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису.

## Література

1. Soares, C. *Gas turbines: A handbook of air, land and sea applications. Chapter 10. Performance testing new gas turbine engines: parameters and calculations. 2<sup>nd</sup> edition [Text] / C. Soares. – Elsevier Inc., 2015. - P. 533-636.*
2. *Federal Acquisition regulations. Part 33. Subpart F – Block tests [Electronic recurs] // Aircraft engines. – Available at: <https://www.ecfr.gov/current/title-14/chapter-I/subchapter-C/part-33/subpart-F>. (accessed 1.05.2024).*
3. *Clean Sky research and demonstration programmes for next generation aircraft engines [Text] / J.-F. Brouckaert, F. Mirville, K. Phuah, & P. Taferner // Aeronautical Journal. – 2018. – Vol. 122, Iss. 1254. – P. 1163-1175. DOI: 10.1017/aer.2018.37.*
4. *Whurr, J. Rolls-Royce's Long Term Civil Aircraft Propulsion System Concept and Technology Strategy [Text] / J. Whurr, & P. Beecroft // International Symposium on Air Breathing Engines. – ISABE-2017-22531. – 19 p.*
5. *Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) [Текст] ; под общ. ред. В. А. Скибина, В. И. Солонина. – М. : ЦИАМ, 2004. – 424 с.*
6. *Єпіфанов, С. В. Аналіз точності експериментального визначення ККД вентилятора з використанням вимірювачів крутильного моменту [Текст] / С. В. Єпіфанов, К. М. Подгорський // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2023. - № 1(185). - С. 35-46. DOI: 10.32620/akt.2023.1.04.*
7. *Patent 8549931 B2 United States. Speed or torque probe for gas turbine engines [Text] / Bodin, R. M.*

applicant and patentee Weston Aerospace Limited; stated 16.07.2011, published 8.10.2013. – 10 p.

8. *New Approach to Torque Measurement Unit Development and its Calibration [Text]* / S. Sirenko, S. Yefifanov, K. Podgorsky, & S. Nechunaev // *Journal of Konbin.* – 2018. – Vol. 46, iss. 1. – P. 75–86. DOI: 10.2478/jok-2018-0024.

9. Олійник, О. В. Концепція і методи моніторингу виробітку ресурсу авіаційних ГТД на основі ідентифікації динаміки температурного й напруженого стану основних деталей [Текст] : дис. .... д-ра техн. наук : 05.07.05 / Олійник Олексій Васильович. – Х., 2006. – 245 с.

10. Маравілля, Е. К. Підвищення точності визначення граничних умов теплообміну для моніторингу ресурсу робочих лопаток турбін авіаційних двигунів [Текст] : дис. ... к-та техн. наук : 05.05.03 / Маравілля Е. К. . – Х., 2016. – 138 с.

11. Шимановська, Н. А. Формування моделей температурного і напруженого стану деталей для систем моніторингу виробітку ресурсів двигунів багаторежимних літаків [Текст] : дис. ... к-та техн. наук : 05.05.03 – теплові двигуни / Шимановська Н. А. – Х., 2008. – 144 с.

12. Зеленський, Р. Л. Підвищення точності визначення динамічних характеристик газотурбінних двигунів з урахуванням прогріву конструкційних елементів [Текст] : дис. ... к-та техн. наук : 05.05.03 / Зеленський Роман Леонідович. – Х., 2015. – 159 с.

13. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л. И. Седов. – М. : Наука, 1967. – 428 с.

14. Теорія теплових двигунів. Газодинамічний розрахунок елементів газотурбінних двигунів [Текст] : навч. посібник / Ю. М. Терещенко, М. С. Кулик, М. М. Мітрахович [та ін.] ; за ред. Ю. М. Терещенка. – К. : НАУ, 2015. – 292 с.

15. Синтез систем керування та діагностування газотурбінних двигунів [Текст] / С. В. Сніфанов, Б. І. Кузнецов, І. М. Богаєнко [та ін.]. – К. : Техніка, 1998 – 312 с.

16. Visser, W. P. J. GSP. A generic object-oriented gas turbine simulation environment [Text] / W. P. J. Visser, & M. J. Broomhead // *ASME Paper 2000-GT-2.* - 2000. – 20 p.

17. Kurzke, J. Advanced user-friendly gas turbine performance calculation on a personal computer [Text] / J. Kurzke // *ASME Paper 95-GT-147.* – 1995. – 8 p.

18. Instructing the principles of gas turbine performance monitoring and diagnostics by means of interactive computer models [Text] / K. Mathioudakis, A. Stamatidis, A. Tsalavoutas, & N. Aretakis // *45<sup>th</sup> ASME International Gas Turbine & Aeroengine Technical Congress, Munich, Germany, 8-11 May.* - 2000. – 24 p.

19. Claus, R. W. Multi-disciplinary propulsion simulation using NPSS [Text] / 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. – 10 p. DOI: 10.2514/6.1992-4709.

20. Шишов, Е. В. Методы пограничного слоя в проблемах конвективного теплообмена [Текст] : учеб. пособие / Е. В. Шишов. – М. : МВТУ, 1973. – 160 с.

21. Копелев, С. З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей [Текст] / С. З. Копелев, С. В. Гуров. – М. : Машиностроение, 1978. – 208 с.

22. Smits, A. J. Turbulent shear layers in supersonic flow [Text] / A. J. Smits, & J.-P. Dussauge - *Birkhäuser, Springer New York*, 2006. – 410 p.

23. Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст] : 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.

24. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow [Text] / S. Seghir-Ouali, D. Saury, S. Harmand [et al.] // *International Journal of Thermal Sciences.* – 2006. - Vol. 45. – P. 1166–1178. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.01.017.

25. Щукин, В. К. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных и массовых сил [Текст] / В. К. Щукин. - М. : Машиностроение, 1970. – 331 с.

26. Etemand, G. A. Free convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder to ambient air with interferometric study of flow [Text] / G. A. Etemand // *Trans. ASME* 77. – 1955. – 386 p.

27. Dropkin, D. Natural convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder rotating in air [Text] / D. Dropkin, A. Carmi. – *Trans. ASME* 79, 1957. – 741 p.

28. Becker, K. M. Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a pool of water [Text] / K. M. Becker // *Transactions of the ASME.* – 1963. - Vol. 77. – 22 p.

29. Bjorklund, J. S. Heat transfer between concentric rotating cylinders [Text] / J. S. Bjorklund, W. M. Kays // *Journal of Heat Transfer.* – 1959. - Vol. 81. - P. 175–186.

30. Aoki, H. Convective heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder [Text] / H. Aoki, H. Nohira, & H. Arai // *Bull. JSME.* – 1967. - Vol. 10(37). - P. 523-532.

31. Tachibana, F. Heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder [Text] / F. Tachibana, S. Fukui, & H. Mitsumura // *Bull. JSME.* – 1960. – Vol. 8(9). – P. 119-123.

32. Maron, D. M. Hydrodynamics and heat/mass transfer near rotating surfaces [Text] / D. M. Maron, S. Cohen // *Advances in Heat Transfer.* – 1991. - Vol. 21. - P. 141-183. DOI: 10.1016/s0065-2717(08)70335-6.

33. Becker, K. M. The influence of a radial temperature gradient on the instability of fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder [Text] / K. M. Becker, & J. Kaye // *J. Heat Transfer.* – 1962. - Vol. 84. - P. 106-110.

## References

- Soares, C. *Gas turbines: A handbook of air, land and sea applications. Chapter 10. Performance testing new gas turbine engines: parameters and calculations*. 2<sup>nd</sup> edition. Elsevier Inc., 2015, pp. 533-636.
2. Federal Acquisition regulations. Part 33. Subpart F – Block tests. Aircraft engines. Available at: <https://www.ecfr.gov/current/title-14/chapter-I/subchapter-C/part-33/subpart-F>. (accessed 1.05.2024).
3. Brouckaert, J-F., Mirville, F., Phuah, K., & Taferner P. Clean Sky research and demonstration programmes for next generation aircraft engines. *Aeronautical Journal*, 2018, vol. 122, iss. 1254, pp. 1163-1175. DOI: 10.1017/aer.2018.37.
4. Whurr, J., & Beecroft, P. Rolls-Royce's Long Term Civil Aircraft Propulsion System Concept and Technology Strategy. *International Symposium on Air Breathing Engines. ISABE-2017-22531*, 2017. 19 p.
5. Skibin, V. A., & Solonin, V. I. *Raboty vedushih aviadvigatelestroitel'nykh kompanij po sozdaniyu perspektivnykh aviacionnykh dvigatelej (analiticheskij obzor)* [Works of the leading engine design companies on creating perspectives of aircraft engines (analytical survey)]. Moscow, CIAM Publ., 2004. 424 p.
6. Yepifanov, S. V., & Podgors'kyj, K. M. Analiz tochnosti eksperimental'nogo vyznachennya KKD ventilyatora z vykorystannyam vymiryuvachiv kruty'nogo momentu [Accuracy analysis of the fan efficiency experimental determination using torque meter]. *Aviacionno-kosmichna tekhnika i tekhnologiya - Aerospace Technic and Technology*, 2023, no. 1(185), pp. 35-46. DOI: 10.32620/akt.2023.1.04.
7. Bodin, R. M. *Speed or torque probe for gas turbine engines*. Patent US, № US8549931, 2013.
8. Sirenko, S., Yepifanov, S., Podgorsky, K., & Nechunaev, S. New Approach to Torque Measurement Unit Development and its Calibration. *Journal of Konbin*, 2018, vol. 46, iss. 1, pp. 75–86. DOI: 10.2478/jok-2018-0024.
9. Oliynyk, O. V. *Kontseptsiya i metody monitorynhu vyrobliku resursu aviatsiynykh HTD na osnovi identyfikatsiyi dynamiky temperaturnoho y napruzhеноho stanu osnovnykh detaley*. Diss. Dokt. tekhn. nauk [Concept and methods of turbine engine life-time monitoring based on identification of the main parts thermal and stress state dynamics. Dr. eng. sci. diss]. Kharkiv, 2006. 245 p.
10. Maravillya, E. K. *Pidvyshchennya tochnosti vyznachennya hranychnykh umov teploobminu dlya monitorynhu resursu robochykh lopatok turbin aviatsiynykh dvyhuniv*. PhD Diss [Precision improvement of a heat exchange boundary conditions determining for aircraft engines turbine blades life-time monitoring. PhD diss]. Kharkiv, 2016. 138 p.
11. Shymanovs'ka, N. A. *Formuvannya modeley temperaturnoho i napruzhеноho stanu detaley dlya system monitorynhu vyrobliku resursiv dvyhuniv bahatorozhymnykh litakiv*. PhD Diss [Models of parts thermal and stress state forming for life-time monitoring systems of engines for multi-mode airplanes. PhD diss]. Kharkiv, 2008. 144 p.
12. Zelens'kyi, R. L. *Pidvyshchennya tochnosti vyznachennya dynamichnykh kharakterystyk hazoturbinykh dvyhuniv z urakhuvanniam prohrivu konstruktivnykh elementiv*. PhD Diss [Precision improvement of gas turbine engines dynamic performances determining taking into account design elements heating. PhD diss]. Kharkiv, 2015. 159 p.
13. Sedov, L. Y. *Metody podobyaya y razmernosty v mekhanike* [Methods of similarity and dimension in mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1967. 428 p.
14. Tereshchenko, Yu. M., Kulyk, M. S., Mitrakhovych, M. M. *Teoriya teplovykh dvyhuniv. Hazodynamichnyy rozrakhunok elementiv hazoturbinykh dvyhuniv: navch. posibnyk* [Heat engines theory. Gas-dynamic analysis of turbine engine elements: tutorial]. Kyiv, NAU Publ., 2015. 292 p.
15. Yepifanov, S. V., Kuznetsov, B. I., Bohayenko, I. M., Hrabovs'kyi, H. H., Dyukov, V. A., Kuz'menko, S. O., Ryumshyn, N. O., & Samets'kyi, O. O. *Syntezy system keruvannya ta diahnozuvannya hazoturbinykh dvyhuniv* [Synthesis of gas turbine engines control and diagnostic systems]. Kyiv, Tekhnika Publ., 1998. 312 p.
16. Visser, W. P. J., & Broomhead, M. J. *GSP. A generic object-oriented gas turbine simulation environment*. *ASME Paper 2000-GT-2*, 2000. 20 p.
17. Kurzke, J. *Advanced user-friendly gas turbine performance calculation on a personal computer*. *ASME Paper 95-GT-147*, 1995. 8 p.
18. Mathioudakis, K., Stamatis, A., Tsalavoutas, A., & Aretakis, N. Instructing the principles of gas turbine performance monitoring and diagnostics by means of interactive computer models. *45<sup>th</sup> ASME International Gas Turbine & Aeroengine Technical Congress*, Munich, Germany, 8-11 May, 2000. 24 p.
19. Claus, R. W., Ewans, A. L., & Follen, G. J. Multi-disciplinary propulsion simulation using NPSS. *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. 10 p. DOI: 10.2514/6.1992-4709.
20. Shishov, E. V. *Metody pogranichnogo sloja v problemah konvektivnogo teploobmena* [Methods of boundary layer in convex heat exchange problems]. Moscow, MVTU Publ., 1973. 160 p.
21. Kopelev, S. Z., & Gurov, S. V. *Teplovoe sostojanie jelementov konstrukcii aviacionnykh dvigatelej* [Thermal state of aircraft engine structural elements]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 208 p.
22. Smits, A. J., & Dussauge-Birkhäuser, J.-P. *Turbulent shear layers in supersonic flow*, Springer New York, 2006. 410 p.
23. Halatov, A. A., Avramenko, A. A., & Shevchuk, I. V. *Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnykh massovykh sil: V 4-h t. T. 2: Vrashhajushhiesja sistemy* [Heat exchange and hydrodynamics in fields of centrifugal inertial forces: In 4 issues. Iss. 2: Rotated

systems]. Kyiv: In-t tehn. teplofiziki NAN Ukrainy, 1996. 289 p.

24. Seghir-Ouali, S., Saury, D., Harmand, S., Philipart, O., & Laloy, D. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 2006, vol. 45, pp. 1166–1178. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.01.017.

25. Shhukin, V. K. *Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh i massovyh sil* [Heat exchange and hydrodynamics in fields of centrifugal inertial forces]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970. 331 p.

26. Etemand, G. A. Free convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder to ambient air with interferometric study of flow. *Trans. ASME* 77, 1955. 386 p.

27. Dropkin, D., & Carni, A. Natural convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder rotating in air. *Trans. ASME* 79, 1957. 741 p.

28. Becker, K. M. Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a pool of

water. *Transactions of the ASME*, 1963, vol. 77. 22 p.

29. Bjorklund, J. S., & Kays, W. M. Heat transfer between concentric rotating cylinders. *Journal of Heat Transfer*, 1959, vol. 81, pp. 175–186.

30. Aoki, H., Nohira, H., & Arai, H. Convective heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder. *Bull. JSME*, 1967, vol. 10(37), pp. 523–532.

31. Tachibana, F., Fukui, S., & Mitsumura, H. Heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder. *Bull. JSME*, 1960, vol. 8(9), pp. 119–123.

32. Maron, D. M., & Cohen, S. Hydrodynamics and heat/mass transfer near rotating surfaces. *Advances in Heat Transfer*, 1991, vol. 21, pp. 141–183. DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70335-6.

33. Becker, K. M., & Kaye, J. The influence of a radial temperature gradient on the instability of fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder. *J. Heat Transfer*, 1962, vol. 84, pp. 106–110.

Надійшла до редакції 02.06.2024, розглянута на редколегії 15.08.2024

## CREATION OF A BUILT-IN TORQUE MEASUREMENT ON THE FAN SHAFT OF A TURBOFAN ENGINE

*Kostiantyn Podgors'ky, Sergiy Yepifanov*

One of the main problems in the development of turbofan engines with high and ultra-high bypass ratios is the design and testing of fans. Increasing the efficiency of fans of engines of the specified class requires solving many complex interrelated problems in the fields of gas dynamics, materials science, strength, vibration analysis, and technology. One of these tasks is to determine the fan characteristics based on the results of its tests. The subject of this study is the development of a built-in fan shaft torque meter, which consists of hardware and software-algorithmic parts. The goal was to determine the torque in all engine operating modes typical of the fan characteristic tests. Tasks considered in the work: substantiation of the need to create a built-in torque meter to provide bench tests to determine the characteristics of the fan; construction of the design of the hardware part of the torque meter with minimal modifications of engine parts; description of the thermal model of the shaft in the basic mode of engine operation; development of a methodology for determining the parameters of the boundary conditions of shaft heat exchange in off-design engine operating modes; formation of the methodological part of the torque meter integrated into the structure of the engine. For this purpose, the methods of mathematical finite element modeling of the temperature and deformed states of structural elements, as well as the theory of heat exchange, are used. Scientific and practical novelty: a constructive modification of the fan shaft is proposed, which ensures the installation of a toothed inductor and the implementation of a large measurement base, which increases accuracy; a mathematical finite element model of the shaft is formed, which ensures the connection between the torque and the twist angle; it is proposed to use the methods of the theory of similarity to determine the relationship between the parameters determining the conditions of heating and cooling of the shaft, with the measured parameters of the working substance in the gas flow duct of the engine; the structure of the methodological part of the torque meter built into the structure of the engine rotor is formed.

**Keywords:** turbofan engine; fan; torque; shaft rigidity; temperature distribution; heat exchange boundary conditions.

**Подгорський Костянтин Миколайович** – асп. каф. конструкції авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

**Єпіфанов Сергій Валерійович** – д-р техн. наук, проф., зав. каф. конструкції авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний університет», Харків, Україна.

**Kostiantyn Podgors'ky** – PhD Student of the Aircraft Engine Design Department, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: ugk@motorsich.com, ORCID: 0009-0007-2098-9505.

**Sergiy Yepifanov** – Doctor of Sciences (Engineering), Professor, Head of the Aircraft Engine Design Department, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: s.yepifanov@khai.edu, ORCID: 0000-0003-0533-9524, Scopus Author ID: 6506749318.