

К. М. ПОДГОРСЬКИЙ, С. В. ЄПІФАНОВ

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

## АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ККД ВЕНТИЛЯТОРА З ВИКОРИСТАННЯМ ВИМІРЮВАЧІВ КРУТИЛЬНОГО МОМЕНТУ

**Предметом** дослідження є процеси експериментального визначення характеристик вентиляторів турбореактивних двоконтурних двигунів із високим і над високим ступенем двоконтурності. Підвищення ККД вентиляторів двигунів зазначеного класу потребує вирішення низки складних взаємопов'язаних проблем, однією з яких є визначення характеристик за результатами випробувань. **Метою** є обґрунтування необхідності використання методу, оснований на вимірюванні крутильного моменту, та формування вимог щодо точності його вимірювання. **Задачі:** визначення зв'язків між похибками вимірювання й точністю визначення ККД і витрати повітря, аналіз точності альтернативних методів організації вимірювань і розрахунків зазначених параметрів, порівняльне дослідження зазначених методів і формування рекомендацій щодо їх практичного використання. Для цього використовуються аналітичні **методи** аналізу похибок, оснований на методах аналізу випадкових величин. Отримано наступні **результати:** формули, які пов'язують похибки розрахунку ККД і витрати повітря з похибками вимірюваних параметрів (математичні моделі похибок), а також визначають вимоги до точності вимірювання крутильного моменту, необхідної для визначення ККД із заданою точністю. **Наукова й практична новизна** отриманих результатів полягає в наступному: сформовано математичні моделі похибок визначення ККД і витрати повітря у вентиляторі, які пов'язують похибки результатів розрахунків із похибками вимірюваних параметрів, у результаті використання цих моделей отримали розвиток експериментальні методи визначення характеристик компресорів і вентиляторів; вперше отримано аналітичний вираз, який визначає вимоги до похибки вимірювання крутильного моменту з метою експериментального визначення ККД вентиляторів. Показано, що для визначення ККД із точністю 0,5 % точність вимірювання крутильного моменту навіть у випадку відсутності інших похибок вимірювання не може бути гірше ніж 0,5 %, а з урахуванням перспективи вимірювання температури й тиску з відносними середньоквадратичними відхиленнями  $\sigma_{\delta p} = 0,02\%$  і  $\sigma_{\delta T} = 0,25\%$ , середньоквадратичне відхилення похибки вимірювання крутильного моменту при цьому не має бути більшим, ніж 0,24 %.

**Ключові слова:** турбореактивний двоконтурний двигун; вентилятор; характеристика; коефіцієнт корисної дії; похибка; вимірювач крутильного моменту.

### Вступ

Турбореактивні двоконтурні двигуни з високим і надвисоким ступенем двоконтурності є основою силових установок пасажирських і транспортних літаків великої та середньої дальності. У 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 [1-3]. Підвищення ККД вентиляторів двигунів зазначеного класу потребує вирішення ряду складних взаємопов'язаних проблем в області газової динаміки, матеріалознавства, міцності, аналізу коливань (зокрема, флатеру),

технології та інших областях. Однією з цих проблем є визначення характеристик вентиляторів за результатами його випробувань.

В роботах [4-7] представлено результати дослідження характеристик вентиляторів або компресорних ступенів на стендах, обладнаних промисловими вимірювачами крутильного моменту. В роботі [4] описано стенд CTR6, Rolls Royce, Derby, в роботі [5] – стенд, створений в Darmstadt University of Technology при підтримці компанії MTU, в роботі [6] – стенд Turbopropulsion Laboratory, Naval Postgraduate School, Monterey, California, USA, а в роботі [7] – стенд Dresden Technical University, Dresden, Germany. Ці стенди призначено для випробування ступенів або компресорів відносно невеликої поту-

жності. Так, наприклад, на стенді [6] привід виконується за допомогою електричного двигуна постійно струму потужністю до 800 кВт.

Випробування вентиляторів двигунів більшої тяги на таких стендах є можливим тільки з використанням масштабних моделей. Для випробування повно розмірних вентиляторів (а також відповідних компресорів) необхідно використовувати газотурбінний привід. Умови такого стенду мало відрізняються від випробувань у складі повно розмірного двигуна. Ці випробування мають ту перевагу, що характеристики випробуваного вузла визначаються з урахуванням його взаємодії з іншими вузлами двигуна. Використання промислових вимірювачів крутильного моменту в цих умовах є ускладненим. Приклади відповідних випробувань наведено в роботах [8–12]. В роботі [8] представлено випробування на стенді LMFA Research Laboratory at Ecole Centrale de Lyon, France, в роботах [9–11] – на стенді ЦІАМ, в роботі [12] – на стенді Anecom у Wildau, Germany.

Найбільш складним завданням обробки результатів випробувань є визначення ККД. Аналіз робіт у цій галузі показав, 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. У цій статті виконано порівняльний аналіз цих методів. Показано, що проблема забезпечення точності експериментального визначення ККД вентиляторів загострюється в зв'язку з наявною тенденцією підвищення ступеня двоконтурності, тому що при цьому максимальний ступінь підвищення тиску зменшується, що збільшує похибку визначення ККД. Виконано аналітичний аналіз похибок обох методів. Отримано універсальні залежності, які дозволяють прогнозувати похибки при відомих номінальних характеристиках вентилятора й похибках вимірювання параметрів, що використовуються. Показано, що, незважаючи на необхідність використання більшої кількості вимірюваних параметрів, метод, оснований на вимірюванні крутильного моменту, забезпечує меншу сумарну похибку за умови, що забезпечено мінімально необхідну точність вимірювання крутильного моменту. У випадках, коли вентилятор, що випробується, приводиться електричним двигуном, або коли до складу стендового обладнання входить стандартний промисловий вимірювач крутильного моменту, 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 вимірювачі крутильного моменту, і

найбільш прийнятним варіантом є визначення крутильного моменту за кутовою деформацією валу ротора низького тиску, який сполучує вентилятор із турбіною низького тиску. Отримані в даній роботі співвідношення дозволяють сформулювати вимоги до точності вимірювання крутильного моменту, покладені в основу завдання на проектування даної вимірювальної системи.

## 1. Постановка задачі аналізу точності визначення ККД

Аналіз літературних джерел з випробувань вентиляторів, осьових компресорів і їх окремих ступенів (далі ми будемо для визначеності розглядати вентилятор, хоча результати є загальними для всіх цих об'єктів) дозволяє відокремити дві групи, які відрізняються способом визначення ККД.

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

Введемо наступні позначення: для статичної температури й статичного тиску не будемо вводити додатковий індекс, а параметри загальмованого потоку позначимо верхнім індексом «\*». Перерізи на вході й виході з вентилятора позначимо нижніми індексами «вх» і «В» відповідно.

До складу параметрів, які вимірюють для визначення характеристик вентиляторів, входять:

- параметри, необхідні для визначення витрати повітря [14]: температура й тиск гальмування  $T_{вх}^*$ ,  $p_{вх}^*$ , статичний тиск  $p_{вх}$  в мірному перерізі на вході;
- поле значень повного тиску на вході, вимірюване за допомогою гребінок (набору приймачів повного тиску);
- поле значень тиску гальмування на виході  $p_{В}^*$ ;
- поле значень температури гальмування на виході  $T_{В}^*$ ;
- частота обертання ротора  $n$ ;
- крутильний момент на валу  $M_{кр}$  (за наявністю вимірювача).

Часто замість статичного тиску в мірному перерізі вимірюється перепад між повним і статичним тиском  $\Delta p_{вх}$ .

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

Якщо крутильний момент не вимірюється, то ККД визначається як відношення роботи адіабатного стискання, розрахованої із використанням рів-

няння адіабати, до фактично витраченої на стискання роботи, розрахованої як приріст ентальпії:

$$\eta_{В1} = \frac{T_{ВХ}^*}{T_B^* - T_{ВХ}^*} \left[ \left( \frac{P_B^*}{P_{ВХ}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (1)$$

де  $k$  – показник адіабати.

У випадку вимірювання крутильного моменту ККД розраховується як відношення адіабатної потужності до потужності, яка передається на приведення вентилятора:

$$\eta_{В2} = \frac{G c_p T_{ВХ}^*}{M_{кр} \omega} \left[ \left( \frac{P_B^*}{P_{ВХ}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (2)$$

де  $c_p$  – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

$\omega$  – кутова швидкість обертання ротора.

При визначенні витрати повітря можна використовувати значення повного й статичного тиску, а можна, урахувавши постійність статичного тиску в усьому перерізі, замінити повний тиск різницею  $\Delta p_{ВХ}$  між ним і статичним тиском.

Завданням цієї роботи є аналіз похибок визначення ККД при використанні перелічених варіантів розрахунків, а також обґрунтування вимог до вимірювання крутильного моменту в випадку, коли використання промислових вимірювачів із високим рівнем точності є неможливим, і необхідно реалізу-

вати вимірювач із використанням мінімальних доробок конструкції двигуна.

## 2. Джерела похибок визначення ККД

Аналізуючи похибки визначення ККД, слід ураховувати, що поля параметрів (швидкості, тиску, температури та ін.) на вході й особливо на виході з вентилятора є нерівномірними. Для урахування цього, значення тиску й температури гальмування вимірюють у різних точках, а отримані результати осереднюють. Загальні рекомендації щодо осереднення параметрів нерівномірних потоків розроблено Л. І. Седовим [14].

Аналіз формул (1)–(3) дозволяє запропонувати класифікацію похибок визначення ККД вентилятора, представлену на рис. 1.

Методичні похибки, пов'язані з вибором методу осереднення параметрів, детально розглянуто в роботах В. М. Кофмана [15–18]. В подальшому будемо вважати, що використовуються коректні методи осереднення, а їх похибки є однаковими для порівнюваних методів.

Витрата повітря не є прямо вимірюваним параметром. Вона визначається розрахунковим шляхом на основі вимірювання температури, а також повного й статичного тиску у входньому мірному перерізі:

$$G = m \sqrt{\frac{T_{ВХ}^*}{P_{ВХ}^*}} F_{ВХ} q(\lambda), \quad (3)$$

де  $m = 0,965 \text{ K}^{0.5} \text{ c}^{-1}$  – коефіцієнт;

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

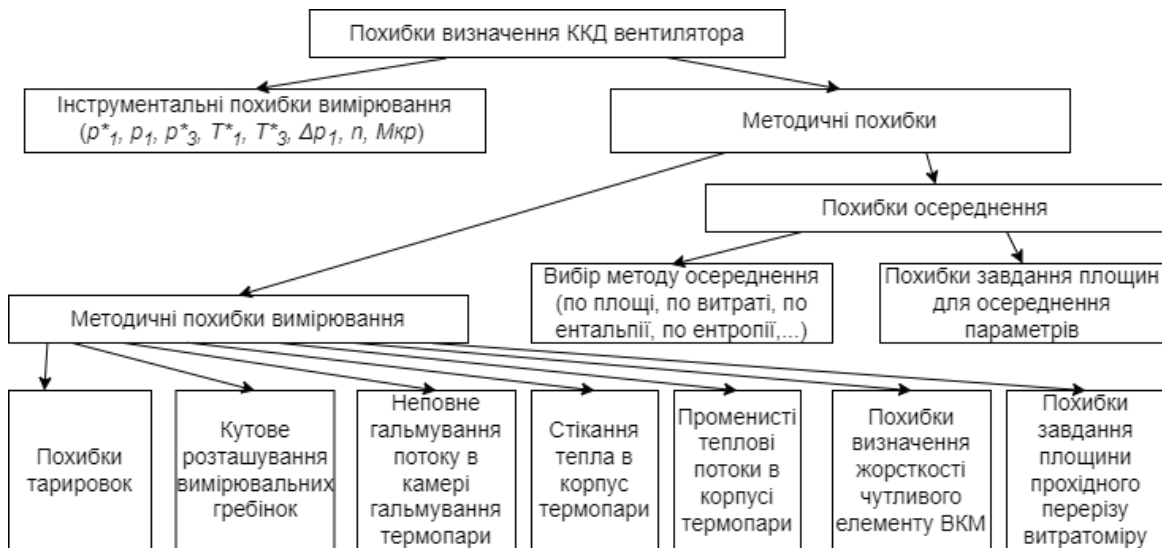


Рис. 1. Похибки визначення ККД вентилятора

$$\pi(\lambda) = \frac{P_{ВХ}^*}{P_{ВХ}} = 1 - \frac{\Delta P_{ВХ}^*}{P_{ВХ}}. \quad (4)$$

Кожний із перелічених видів похибок може бути об'єктом спеціального дослідження. Однак детальний аналіз окремих складових похибок не є метою даної роботи. Тому в наступному джерелами похибки визначення ККД вважаються сумарні похибки кожного вимірюваного параметра, які розглядаються як випадкові величини з відомою дисперсією й нульовим математичним очікуванням.

Наведені в літературі рівні похибок вимірювання й визначення параметрів в умовах стендових випробувань з метою визначення характеристик вентиляторів наведено в таблиці 1.

Очевидно, що точність визначення ККД, отримана в роботі [5] при відповідній точності вимірювання тиску, є незадовільною. В подальшому будемо вважати дані, приведені в роботі [13], більш реалістичними, а рівні похибок, які відповідають роботі [19] – бажаними. Припускаючи, що ці рівні похибок відповідають довірчій імовірності 95%, прийmemo наступні рівні середньоквадратичних відхилень (СКВ):  $\sigma_T = 0,5 \text{ К}$ ;  $\sigma_p = 27 \text{ Па}$ .

Очевидно, що точність визначення ККД, отримана в роботі [5] при відповідній точності вимірювання тиску, є незадовільною. В подальшому будемо вважати дані, приведені в роботі [13], більш реалістичними, а рівні похибок, які відповідають роботі [19] – бажаними. Припускаючи, що ці рівні похибок відповідають довірчій імовірності 95 %, прийmemo наступні рівні середньоквадратичних відхилень (СКВ):  $\sigma_T = 0,5 \text{ К}$ ;  $\sigma_p = 27 \text{ Па}$ .

### 3. Методика аналізу похибок

Для аналізу похибок необхідно знайти зв'язки похибки визначення ККД з похибками вимірюваних параметрів. У рівнянні (2) не всі параметри, що входять до правої частини, вимірюються безпосередньо: витрата повітря обчислюється з використанням формул (3), (4).

У загальному випадку, зв'язок шуканого параметра у з безпосередньо вимірюваними параметрами  $x_1, \dots, x_N$  має вигляд функції у  $(x_1, \dots, x_N)$ . Похибки

вимірюваних параметрів можна розглядати як приріст аргументів, а похибку параметра, який розраховують – як приріст функції. Тоді, використовуючи перетворення Тейлора, винайдемо зв'язок між похибками вимірювань і похибкою шуканої величини:

$$\Delta y = \frac{\partial y}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_N} \Delta x_N.$$

Розглядаючи похибки як випадкові величини, визначимо дисперсію функції:

$$\sigma_y^2 = \left( \frac{\partial y}{\partial x_1} \right)^2 \sigma_{x_1}^2 + \dots + \left( \frac{\partial y}{\partial x_N} \right)^2 \sigma_{x_N}^2 + \frac{\partial y}{\partial x_1} \frac{\partial y}{\partial x_2} \text{cov}(x_1, x_2) + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_{N-1}} \frac{\partial y}{\partial x_N} \text{cov}(x_{N-1}, x_N), \quad (6)$$

де  $\text{cov}(a, b)$  – коваріація випадкових величин а і b.

Зазвичай вимірювані величини вважають незалежними. Тоді коваріації, що входять до виразу (6), дорівнюють нулю, і цей вираз спрощується. Стосовно до визначення ККД вентилятора, проблему урахування коваріацій розглянуто А. М. Ferrar [13]. Установлено, що наявність кореляцій між похибками вимірюваних параметрів може вплинути на величину дисперсії функції. Як правило, кореляції є від'ємними, тому вони сприяють зменшенню дисперсії результату. Аналізуючи кореляції між параметрами, які входять до рівняння (1), автор відокремив кореляцію між значеннями температури на вході й виході з вентилятора як найбільш можливу. Однак кореляції між параметрами не входять до складу похибок засобів вимірювання та не можуть бути використані при апріорному аналізі, тому що їх значення можна визначити тільки апостеріорно, за експериментальними даними.

Тому далі ми не будемо урахувати кореляції та використаємо рівняння (6) у скороченому вигляді.

Таким чином, для оцінки похибки ККД необхідно:

Таблиця 1

Рівні похибок вимірювання параметрів при випробуваннях

Джерело	$T_{ВХ}^*$	$T_B^*$	$P_{ВХ}^*$	$P_B^*$	$\Delta P_{ВХ}$	$P_{ВХ}$	$M_{кр}$	G	$\eta_B^*$
[13]	1,6 К	1,6 К	80 Па	80 Па	-	80 Па	-		
[7]			0,02%	0,02%			0,01%		0,2%
[5]			0,25%	0,25%				1,1%	1,4%
[19]	0,86 К	0,86 К	0,15%	0,15%					0,5%

- визначити частинні похідні ККД по усіх параметрах, які вимірюються безпосередньо;
- скористатися рівнянням (6) ізнайти дисперсію ККД  $\sigma_{\eta}^2$ ;
- знайти похибку, вважаючи, що з імовірністю 95% її рівень визначається значенням  $3\sigma_{\eta}$ .

#### 4. Визначення чутливостей похибок параметрів, що розраховуються, до похибок вимірюваних параметрів

##### 4.1. Похибка ККД, розрахованого за першою методикою

З рівняння (1) отримаємо:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{B1}^* &= \left( \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial p_B^*} \Delta p_B^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial p_{Bx}^*} \Delta p_{Bx}^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial T_B^*} \Delta T_B^* + \frac{\partial\eta_{B1}^*}{\partial T_{Bx}^*} \Delta T_{Bx}^* \right) = \\ &= \frac{T_{Bx}^*}{T_B^* - T_{Bx}^*} \left[ \pi_B^* \frac{k-1}{k} - 1 \right] \left( \frac{1}{p_B^*} \Delta p_B^* - \frac{p_B^*}{p_{Bx}^*} \Delta p_{Bx}^* \right) + \left( \pi_B^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \left[ -\frac{T_{Bx}^*}{(T_B^* - T_{Bx}^*)^2} \Delta T_B^* + \frac{T_B^*}{(T_B^* - T_{Bx}^*)^2} \Delta T_{Bx}^* \right] = \\ &= \frac{T_{Bx}^*}{T_B^* - T_{Bx}^*} \pi_B^* \frac{k-1}{k} (\delta p_B^* - \delta p_{Bx}^*) + \frac{T_{Bx}^*}{T_B^* - T_{Bx}^*} \left( \pi_B^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{T_B^*}{T_B^* - T_{Bx}^*} (-\delta T_B^* + \delta T_{Bx}^*) = \\ &= \eta_{B1}^* \left[ \frac{1}{1 - \pi_B^* \frac{k-1}{k}} (\delta p_B^* - \delta p_{Bx}^*) + \frac{1}{1 - \frac{T_{Bx}^*}{T_B^*}} (-\delta T_B^* + \delta T_{Bx}^*) \right], \end{aligned} \quad (7)$$

звідки

$$\delta\eta_{B1}^* = \frac{1}{1 - \pi_B^* \frac{k-1}{k}} (\delta p_B^* - \delta p_{Bx}^*) + \frac{1}{1 - \frac{T_{Bx}^*}{T_B^*}} (\delta T_{Bx}^* - \delta T_B^*) = \frac{1}{1 - \pi_B^* \frac{k-1}{k}} (\delta p_B^* - \delta p_{Bx}^*) + \frac{1}{1 - \left( \pi_B^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{B1}^*}} (-\delta T_{Bx}^* + \delta T_B^*). \quad (8)$$

Нами визначено зв'язки між похибками вимірюваних параметрів і похибкою результату в формі абсолютних похибок (7) і в формі відносних похибок (8). Виникає питання: яку з них вибрати для наступного 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 вимірювання залишаються постійними. У цих умовах вибір форми для аналізу визначається тільки зручністю (компактністю виразів). Порівняння отриманих виразів дозволяє використовувати для подальшого аналізу відносні похибки.

#### 4.2. Похибки визначення газодинамічних функцій і витрати повітря

Розглянемо похибку визначення витрати, значення якої необхідне для розрахунку ККД за формулою (2). З (3) отримаємо:

$$\delta G = \delta p_{Bx}^* + \delta q - 0,5 \delta T_{Bx}^*. \quad (9)$$

Використовуючи відомі вирази для газодинамічних функцій витрати й тиску [20]

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

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

визначимо зв'язок між газодинамічною функцією витрати  $q(\lambda)$  і газодинамічною функцією тиску  $\pi(\lambda)$  (далі для неї використовується позначення  $\pi$ ):

$$q(\pi) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \pi^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \left( 1 - \pi^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (10)$$

З останнього виразу випливає:

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

$$= \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - \frac{3}{2}}{\sqrt{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}}} = q(\lambda) \pi^{\frac{k-1}{k}} \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - \frac{3}{2}}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} \quad (11)$$

звідки

$$\delta q = \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta \pi. \quad (12)$$

Розглянемо два варіанти структури вимірювань для визначення коефіцієнту тиску:

**Варіант 1:** вимірюються  $p_{\text{ВХ}}^*$  і  $p_{\text{ВХ}}$ , тоді

$$\pi = \frac{p_{\text{ВХ}}}{p_{\text{ВХ}}^*}; \delta \pi = \delta p_{\text{ВХ}} - \delta p_{\text{ВХ}}^*.$$

**Варіант 2:** вимірюються  $p_{\text{ВХ}}^*$  і  $\Delta p_{\text{ВХ}}$ , тоді

$$\pi = 1 - \frac{\Delta p_{\text{ВХ}}}{p_{\text{ВХ}}^*}; \delta \pi = \frac{1-\pi}{\pi} \left( \delta p_{\text{ВХ}}^* - \delta(\Delta p_{\text{ВХ}}) \right).$$

Порівнюючи отримані формули, можна зробити висновок, що при однакових відносних похибках вимірювання тиску та 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 витікає:  $\pi < 0,5$ ;  $\lambda < 1,039$ . Очевидно, ця умова для дозвукової течії на вході до компресора виконується завжди.

Підставивши отримані вирази для відносної похибки визначення газодинамічної функції в формули (12) і (9), отримаємо:

– для першого варіанта

$$\delta G = \left( 1 + \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \delta p_{\text{ВХ}}^* - \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta p_{\text{ВХ}} - 0,5\delta T_{\text{ВХ}}^*; \quad (13)$$

– для другого варіанта

$$\delta G = \left( 1 - \frac{1-\pi}{\pi} \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \delta p_{\text{ВХ}}^* + \frac{1-\pi}{\pi} \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1-\pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta(\Delta p_{\text{ВХ}}) - 0,5\delta T_{\text{ВХ}}^*. \quad (14)$$

Розглядаючи формули (13) і (14), легко дійти висновку про те, що другий варіант забезпечує меншу похибку визначення витрати в усіх умовах роботи вентилятора.

#### 4.3. Похибка ККД, розрахованого за другою методикою

З рівняння (2) отримаємо:

$$\Delta \eta_{\text{В}2}^* = \frac{\partial \eta_{\text{В}2}^*}{\partial M_{\text{кр}}} \Delta M_{\text{кр}} + \frac{\partial \eta_{\text{В}2}^*}{\partial \pi} \Delta \pi + \frac{\partial \eta_{\text{В}2}^*}{\partial p_{\text{В}}} \Delta p_{\text{В}} + \frac{\partial \eta_{\text{В}2}^*}{\partial p_{\text{ВХ}}} \Delta p_{\text{ВХ}} + \frac{\partial \eta_{\text{В}2}^*}{\partial G} \Delta G + \frac{\partial \eta_{\text{В}2}^*}{\partial T_{\text{ВХ}}^*} \Delta T_{\text{ВХ}}^* =$$

$$= - \frac{G_{\text{ср}} T_{\text{ВХ}}^*}{\omega M_{\text{кр}}^2} \left( \pi_{\text{В}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta M_{\text{кр}} - \frac{G_{\text{ср}} T_{\text{ВХ}}^*}{M_{\text{кр}} \omega^2} \left( \pi_{\text{В}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta \omega +$$

$$+ \frac{G_{\text{ср}} T_{\text{ВХ}}^*}{M_{\text{кр}} \omega} \frac{k-1}{k} \frac{\pi_{\text{В}}^{\frac{k-1}{k}}}{p_{\text{ВХ}}^*} \Delta p_{\text{В}} - \frac{G_{\text{ср}} T_{\text{ВХ}}^*}{M_{\text{кр}} \omega} \frac{k-1}{k} \frac{\pi_{\text{В}}^{\frac{k-1}{k}} p_{\text{В}}^*}{p_{\text{ВХ}}^{*2}} \Delta p_{\text{ВХ}} + \frac{c_{\text{р}} T_{\text{ВХ}}^*}{M_{\text{кр}} \omega} \left( \pi_{\text{В}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta G + \frac{G_{\text{ср}}}{M_{\text{кр}} \omega} \left( \pi_{\text{В}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \Delta T_{\text{ВХ}}^*. \quad (15)$$

Відносна похибка

$$\delta\eta_{B2}^* = -\delta M_{кр} - \delta n + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^k}{\pi_B^k - 1} (\delta p_B^* - \delta p_{вх}^*) + \delta G + \delta T_{вх}^* \cdot (16)$$

$$\delta\eta_{B2}^* = -\delta M_{кр} - \delta n + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^k}{\pi_B^k - 1} (\delta p_B^* - \delta p_{вх}^*) + \delta T_{вх}^* + \left( 1 + \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \delta p_{вх}^* - \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta p_{вх} - 0,5\delta T_{вх}^* =$$

$$= -\delta M_{кр} - \delta n + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^k}{\pi_B^k - 1} \delta p_B^* + \left( 1 + \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^k}{\pi_B^k - 1} \right) \delta p_{вх}^* + 0,5\delta T_{вх}^* - \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta p_{вх} \quad (17)$$

Для другого варіанту визначення витрати, використовуючи (14), отримаємо:

$$\delta\eta_{B2}^* = -\delta M_{кр} - \delta n + \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^k}{\pi_B^k - 1} \delta p_B^* + \left( 1 - \frac{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}{\pi} \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{\pi_B^k}{\pi_B^k - 1} \right) \delta p_{вх}^* + 0,5\delta T_{вх}^* + \frac{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}{\pi} \frac{1,5\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}} \delta(\Delta p_{вх}). \quad (18)$$

Різниця між похибками ККД, які визначаються формулами (17) і (18), не є такою очевидною, як це було для похибок витрати. Порівнюючи ці формули, можна побачити, що похибки вимірювання крутильного моменту, температури, частоти обертання й тиску на виході мають однаковий внесок до сумарної похибки, а абсолютне значення похибки визначення ККД із використанням другого способу розрахунку коефіцієнту тиску, зумовленої похибкою вимірювання перепаду тисків  $\Delta p_{вх}$ , є меншою, ніж абсолютне значення похибки визначення ККД із використанням першого способу розрахунку коефіцієнту тиску, зумовленої похибкою вимірювання статичного тиску.

Ця формула основана на припущенні про те, що похибки величин, що входять до правої частини, є незалежними. Однак при детальному розгляді можна з'ясувати, що значення витрати залежить від вимірів тиску й температури на вході до вентилятора. Тому необхідно врахувати цей зв'язок.

Використовуючи вираз (13), отримаємо для першого варіанту визначення витрати:

### 5. Кількісні оцінки похибок

Чутливість похибки розрахунку ККД другим способом до похибки вимірювання тиску гальмування на вході оцінимо кількісно на прикладі вентилятора, характеристика якого наведена на рис. 2.  $\pi$

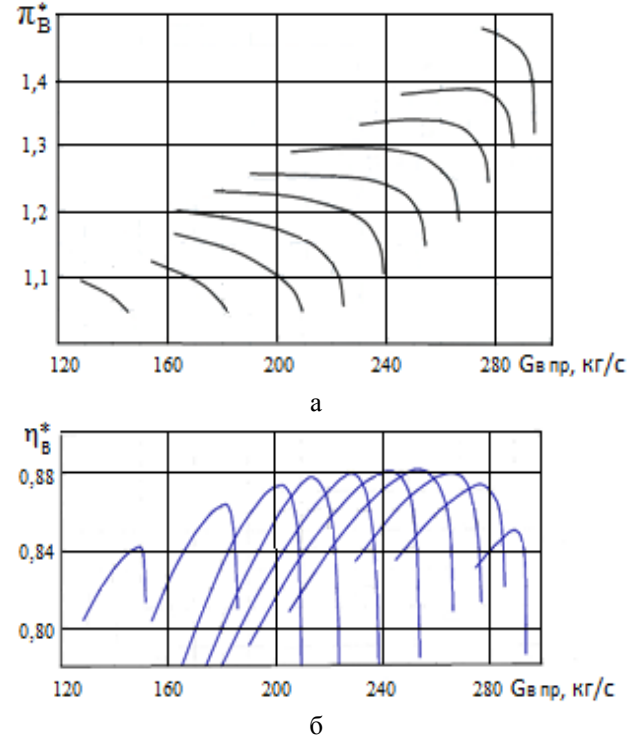


Рис. 2. Приклад характеристики вентилятора: а – ступінь підвищення тиску; б – ККД

Розглянемо дві граничні точки характеристики вентилятора, які відповідають мінімальним значенням витрати повітря й ступеня підвищення тиску, а також максимальним значенням цих параметрів:

Точка 1:  $G_B=280$  кг/с;  $\pi = 0,808$ ;  $\pi_B^*=1,35$ ;  $\eta_B^* = 0,87$ ;

Точка 2:  $G_B = 140$  кг/с;  $\pi = 0,947$ ;  $\pi_B^* = 1,07$ ;  $\eta_B^* = 0,81$ .

Коефіцієнт при  $\delta p_{Bx}^*$  в формулі (17) для цих точок дорівнює 4,476 і 16,93, а коефіцієнт в формулі (18) дорівнює 4,129 і -15,65. Таким чином, абсолютні значення цих складових сумарної похибки визначення ККД суттєво не розрізняються, що в цілому дозволяє рекомендувати до використання метод визначення газодинамічної функції тиску, оснований на вимірюванні перепаду тисків.

Визначимо значення коефіцієнтів виразів (14) і (18) в обраних граничних точках характеристики.

Для першого способу визначення ККД отримаємо:

– у точці 1 –

$$\delta \eta_{B1}^* = 12,16(\delta p_B^* - \delta p_{Bx}^*) + 10,71(-\delta T_B^* + \delta T_{Bx}^*);$$

– у точці 2 –

$$\delta \eta_{B1}^* = 52,18(\delta p_B^* - \delta p_{Bx}^*) + 42,46(-\delta T_B^* + \delta T_{Bx}^*).$$

Для другого способу визначення ККД:

– у точці 1 –

$$\delta \eta_{B2}^* = -\delta M_{кр} - \delta \eta - 4,13\delta p_{Bx}^* + 3,48\delta p_B^* + 0,5\delta T_{Bx}^* + 1,65\delta(\Delta p_{Bx});$$

– у точці 2 –

$$\delta \eta_{B2}^* = -\delta M_{кр} - \delta \eta - 15,6\delta p_{Bx}^* + 14,9\delta p_B^* + 0,5\delta T_{Bx}^* + 1,73\delta(\Delta p_{Bx}).$$

Будемо вважати, що відносні похибки вимірювання різних значень тиску є однаковими.

Порівняння отриманих результатів показує, що при використанні другого способу визначення ККД вплив похибок вимірювання тиску знижується в 3...3,5 рази, а вплив похибок вимірювання температури – ще більш суттєво: в 20...35 разів.

Однак при використанні другого способу з'являються додаткові похибки, пов'язані з вимірюванням крутильного моменту й частоти обертання. Частота обертання – найбільш точно вимірюваний параметр двигуна, тому похибкою її вимірювання можна знехтувати при подальшому аналізі.

Визначаючи сумарну похибку за її дисперсією та використовуючи формулу (6) для оцінювання дисперсії, отримуємо наступну умову, яку має задовольняти похибка вимірювання крутильного моменту, щоб другий спосіб визначення ККД був точніше від першого способу:

$$\sigma_{\delta M}^2 < \left[ \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta p_B^*)} \right)^2 + \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta p_{Bx}^*)} \right)^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_B^*)} \right)^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_{Bx}^*)} \right)^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\Delta p_{Bx})} \right)^2 \right] \sigma_{\delta p}^2 + \left[ \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta T_B^*)} \right)^2 + \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B1}^*)}{\partial(\delta T_{Bx}^*)} \right)^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta T_B^*)} \right)^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta T_{Bx}^*)} \right)^2 \right] \sigma_{\delta T}^2. \quad (19)$$

Для першої з точок, що розглядаються, ця умова виглядає як

$$\sigma_{\delta M}^2 < 264,8\sigma_{\delta p}^2 + 229,16\sigma_{\delta T}^2,$$

а для другої точки –

$$\sigma_{\delta M}^2 < 4974\sigma_{\delta p}^2 + 3605\sigma_{\delta T}^2.$$

Очевидно, критичною для визначення необхідної точності вимірювання крутильного моменту є точка 1, у якій параметри вентилятора мають максимальні значення й точність визначення ККД першим методом – максимальна. Орієнтуючись на дані табл. 1, приймемо  $\sigma_{\delta p} = 0,1\%$ ,  $\sigma_{\delta T} = 0,3\%$ . Тоді середньоквадратичне відхилення похибки визначення ККД першим методом у першій точці становить 4,8%, а в другій точці – 19%, що робить цей спосіб визначення ККД практично неможливим. Потрібне значення похибки вимірювання крутильного моменту для визначення ККД з меншою похибкою складає  $\Delta M_{кр} = 3\sigma_M = 2,4\%$ . Очевидно, виконати цю умову нескладно.

Однак отримані дані свідчать про те, що потрібна ще більш висока точність. Максимальна похибка вимірювання крутильного моменту для визначення ККД із заданою точністю має задовольняти умову



$$\sigma_{\delta M}^2 = \frac{\sigma_{\delta \eta_B}^2 \left[ \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_B^*)} \right)^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta p_{Bx}^*)} \right)^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta \Delta p_{Bx}^*)} \right)^2 \right] \sigma_{\delta p}^2 - \left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta T_{Bx}^*)} \right)^2 \sigma_{\delta T}^2}{\left( \frac{\partial(\delta \eta_{B2}^*)}{\partial(\delta M)} \right)^2}. \quad (20)$$

Значимо, що, відповідно (18), знаменник виразу (20) дорівнює 1.

Прийнятим вище на основі аналізу табл. 1 значенням абсолютних похибок  $\sigma_T = 0,5$  К;  $\sigma_p = 27$  Па відповідають відносні похибки  $\sigma_{\delta T} = 0,17$  %;  $\sigma_{\delta p} = 0,027$  %. Тоді внесок похибок вимірювання тиску й температури в похибку визначення ККД (СКВ ККД, розраховане за умови, що похибки інших параметрів дорівнюють нулю) складатиме: в точці 1 – 0,11 %, а в точці 2 – 0,59 %.

Очевидно, що похибка в точці 2 (а отже, й на значній частині характеристики вентилятора) є незадовільною навіть у разі, якщо не урахувати похибку вимірювання крутильного моменту. Основний внесок до цієї складової вносять похибки вимірювання тиску. Тому необхідно зменшувати ці похибки. Згідно з таблицею 1, перспективним рівнем є  $\sigma_{\delta p} = 0,013$  %. При цьому рівень похибки вимірювання температури можна зменшити до  $\sigma_{\delta T} = 0,09$  %. Тоді внесок похибок вимірювання тиску й температури в СКВ ККД складе для точок, які аналізуються, відповідно 0,086 % і 0,29 %.

Середньоквадратичне відхилення потрібної для визначення ККД із точністю 0,5 % похибки вимірювання крутильного моменту при цьому має бути не більше, ніж 0,14 %.

## Висновки

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

Сформовано методику аналізу похибок, основану на розгляданні похибок вимірювань як незалежних центрованих випадкових величин із відомими середньоквадратичними відхиленнями. Отримано вирази для абсолютних і відносних похибок результатів розрахунку ККД і витрати повітря, які пов'язують їх із похибками вимірюваних параметрів.

Аналіз двох способів організації вимірювань для визначення витрати повітря показав, що похибки визначення витрати в усіх умовах роботи вентилятора є меншими, якщо у складі вимірюваних параметрів використовувати тиск гальмування й різницю між статичним тиском та тиском гальмування.

Кількісний аналіз похибок виконано на прикладі характеристики вентилятора двигуна з великим ступенем двоконтурності. Вибрано дві граничні точки характеристики, які відповідають положенню лінії робочих режимів в області режиму малого газу максимального режиму. У цих точках визначено значення коефіцієнтів впливу відносних похибок кожного вимірюваного параметра на відносну похибку розрахунку ККД. Абсолютні значення цих коефіцієнтів суттєво зростають при зниженні режиму роботи двигуна.

Показано, що при використанні другого способу визначення ККД вплив похибок вимірювання тиску знижується в 3...3,5 рази, а вплив похибок вимірювання температури – ще більш суттєво: в 20...35 разів. Однак при використанні другого способу з'являється додаткова похибка, пов'язана з вимірюванням крутильного моменту.

Визначено умову, яку має задовольняти похибка вимірювання крутильного моменту, щоб спосіб визначення ККД із його використанням був більш ефективним. Аналіз показав, що цю умову задовольнити легко.

Однак виконати вимогу до максимального значення абсолютної похибки визначення ККД дуже складно. Для рішення практичних задач похибка ККД не має перебільшувати 0,5 %. Це значить, що точність вимірювання крутильного моменту навіть у випадку відсутності інших похибок вимірювання не може бути гіршою від 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 похибка вимірювання крутильного моменту при цьому не має бути більшою, ніж 0,14 %.

**Внесок авторів:** формулювання проблеми – **С. В. Спіфанов, К. М. Подгорський**; огляд та аналіз інформаційних джерел – **К. М. Подгорський**; формування аналітичної моделі похибок –

**К. М. Подгорський**; визначення кількісних показників точності для прикладу характеристики вентилятора – **К. М. Подгорський**; аналіз похибок та формування висновків – **С. В. Єпіфанов, К. М. Подгорський**.

Усі автори прочитали та погодились з опублікованою версією рукопису.

## Література

1. *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.*
2. *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.*
3. *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.*
4. *Calvert, W. J. Design, Test and Analysis of a High-Pressure-Ratio Transonic Fan [Text] / 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.*
5. *Darmstadt Rotor No. 2, III: Experimental Analysis of an Aft-Swept Axial Transonic Compressor Stage [Text] / S. Kablitz, J. Bergner, D. K. Hennecke [et al.] // International Journal of Rotating Machinery. – 2003. – Vol. 9. – P. 393–402. – Article ID: 726037. DOI: 10.1155/S1023621X0300037X.*
6. *Gannon, A. J. A transonic Compressor Stage. Part I: Experimental Results [Text] / 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.*
7. *Rolfes, M. Experimental Investigation of Circumferential Groove Casing Treatments for Large Tip Clearances in a Low-Speed Axial Research Compressor [Text] / 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. DOI: 10.1115/GT2015-42646.*
8. *Touyeras, A. Aerodynamic Design and Test Result Analysis of a Three Stage Research Compressor [Text] / 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.*
9. *Numerical and Experimental Investigations Bypass-Flow Fans for an Advanced Civil Aircraft Engine [Text] / S. V. Pankov, V. I. Mileshin, V. N. Korzhnev // 29-th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, St. Petersburg, Russia, 2014. – 9 p.*
10. *Development of Direct-Driven and Geared Fan Stages with Reduced Tip Speeds [Text] / S. V. Pankov, V. I. Mileshin, 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. DOI: 10.1115/GT2017-64585.*
11. *Mileshin, V. A Review of New Experimental Technologies for the Development of Advanced Fans with High Bypass Ratio [Text] / V. Mileshin // International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power. – 2018. – Vol. 3(3). – Article ID: 21. – 32 p. DOI: 10.3390/ijtpp3030021.*
12. *Nipkau, J. Aeromechanical Design and Test of a Modern Highly Loaded Fan [Text] / 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. DOI: 10.1115/GT2017-64630.*
13. *Ferrar, A. M. Leveraging Correlation to Reduce Uncertainty in Efficiency Measurements for Low Pressure Ratio Fans [Text] / 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.*
14. *ОСТ 1 02555-85. Система измерения расхода воздуха с коллектором на входе авиационных ГТД при стендовых испытаниях. Общие требования [Текст]. – Отраслевой стандарт, 1988. – 14 с.*
15. *Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л. И. Седов. – М. : Наука, 1967. – 428 с.*
16. *Кофман, В. М. Определение коэффициента полезного действия вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков [Текст] / В. М. Кофман // Полет. – 2009. – № 9. – С. 38–47.*
17. *Кофман, В. М. Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД [Текст] / В. М. Кофман // Вестник УГАТУ. – 2009. – Т. 12, № 2(31). – С. 35–42.*
18. *Кофман, В. М. Определение показателей эффективности работы компрессора и вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков [Текст] / В. М. Кофман // Вестник УГАТУ. – 2010. – Т. 14, № 5(40). – С. 27–37.*
19. *Анализ результатов испытаний двигателя Д-36 с вентилятором серийного профиля и с широкохордным вентилятором [Текст]. Технический*

отчет № ВКМС-ТО-15-10 о научно-исследовательской работе (ч. II). – М. : ЦИАМ, 2011. – 118 с.

20. Zucker, R. D. *Fundamentals of gas dynamics [Text] / R. D. Zucker, O. Biblarz. – 2nd ed. – John Wiley & Sons, 2002. – 493 p.*

## References

1. 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.

2. 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. 19 p.

3. Skibin, V. A., Solonin, V. I. *Raboti veduschih aviastroitelnih kompanij po sozdaniyu perspektivnykh aviatsionnykh dvigatelej (analticheskij obzor)* [Works of leading aircraft engine designing companies on promising aircraft engines development (analytical overview). Moscow, CIAM Publ., 2004. 424 p.

4. Calvert, W. J., Emmerson, P. R., Moore, J. M. Design, Test and Analysis of a High-Pressure-Ratio Transonic Fan. *Proc. of ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea, and Air*, GT2003-38302. June 16–19, 2003, Atlanta, Georgia, USA. 11 p.

5. Kablitz, S., Bergner, J., Hennecke, D. K., Beversdorff, M., Schodl, R. Darmstadt Rotor No. 2, III: Experimental Analysis of an Aft-Swept Axial Transonic Compressor Stage. *International Journal of Rotating Machinery*, 2003, vol. 9, pp. 393-402, article ID: 726037. DOI: 10.1155/S1023621X0300037X.

6. Gannon, A. J., Hobson, S. V., Shreeve, R. P. A transonic Compressor Stage. Part I: Experimental Results. *Proc. of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air*, GT2004-53923. June 14–17, 2004, Vienna, Austria. 7 p.

7. Rolfes, M., Lange, M., Vogeler, K. Experimental Investigation of Circumferential Groove Casing Treatments for Large Tip Clearances in a Low-Speed Axial Research Compressor. *Proc. of ASME Turbo Expo 2015 Power for Land, Sea, and Air*, GT2015-42646. June 15–19, 2015, Montreal, Canada. 10 p. DOI: 10.1115/GT2015-42646.

8. Touyeras, A. Villain, M. Aerodynamic Design and Test Result Analysis of a Three Stage Research Compressor. *Proc. of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air*, GT2004-53940. June 14–17, 2004, Vienna, Austria. 9 p.

9. Pankov, S. V., Mileshin, V. I., Korzhnev, V. N. Numerical and Experimental Investigations Bypass-Flow Fans for an Advanced Civil Aircraft Engine. *29-th*

*Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, St. Petersburg, Russia, 2014. 9 p.

10. Pankov, S. V., Mileshin, V. I., Orekhov, I. K., Fateev, V. A. Development of Direct-Driven and Geared Fan Stages with Reduced Tip Speeds. *Proc. of ASME Turbo Expo 2017 Power for Land, Sea, and Air*, GT2017-64585. June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. 11 p. DOI: 10.1115/GT2017-64585.

11. Mileshin, V. A Review of New Experimental Technologies for the Development of Advanced Fans with High Bypass Ratio. *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, 2018, vol. 3(3), article ID: 21. 32 p. DOI: 10.3390/ijtpp3030021.

12. Nipkau, J., Power, B., Jordan, M. Aeromechanical Design and Test of a Modern Highly Loaded Fan. *Proc. of ASME Turbo Expo 2017 Power for Land, Sea, and Air*, GT2017-64630. June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. 11 p. Doi: 10.1115/GT2017-64630.

13. Ferrar, A. M., Schneck III W. C., O'Brien, W. F. Leveraging Correlation to Reduce Uncertainty in Efficiency Measurements for Low Pressure Ratio Fans. *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.

14. OST 1 02555-85. *Sistema izmereniya rashoda vozduha s kollektorom na vhode aviatsionnykh GTD pri stendovih ispytaniyah. Obschije trebovaniya* [Branch Standard. Air consumption measuring system with collector at the aircraft engine inlet for the benchmark test. General requirements], Otrasleyvoy standart, 1988. 14 p.

15. Sedov, L. I. *Metody podobija i razmernosti v mehanike* [Similarity and dimensionality methods in mechanics]. Moscow, Nauka – Science Publ., 1967. 428 p.

16. Kofman, V. M. Oprelenije koeficienta poleznogo dejstvija ventiljatora GTD po parametram neravnomernyh vozdušnyh potokov [Efficiency of turbine engine fan determining on parameters of non-uniform air flows]. *Polet – Flight*, 2009, no. 9, pp. 38–47.

17. Kofman, V. M. Sravnitelnij analiz sposobov osrednenija pri obrabotke parametrov neravnomernogo vozdušnogo potoka na vhode v GTD [Comparative analysis of averaging methods when processing parameters of non-uniform air flow at the GTE inlet]. *Vestnik UGATU – Herald USATU*, 2009, vol. 12, no. 2(31), pp. 35–42.

18. Kofman, V. M. Oprelenije pokazatelej effektivnosti raboty kompressora i ventiljatora GTD po parametram neravnomernyh vozdušnyh potokov [Determination of performance indicators of the compressor and fan of the gas turbine engine according to the parameters of uneven air flows]. *Vestnik UGATU – Herald USATU*, 2010, vol. 14, no. 5(40), pp. 27–37.

19. *Analiz rezultatov ispytanij dvigatelja D-36 s ventiljatorom serijnogo profilja I s širokohordnym*

ventiljatorom. *Tehnicheskij otchet No. VKMS-TO-15-10 on a research and development work (ch. II)* [Analysis of the test results of the D-36 engine with a fan of a serial profile and with a wide-chord fan. Technical report

No. VKMS-TO-15-10 on a research and development work (part II)]. Moscow, CIAM Publ., 2011. 118 p.

20. Zucker, R. D., Biblarz, O. *Fundamentals of gas dynamics*. 2nd ed. John Wiley & Sons Publ., 2002. 493 p.

Надійшла до редакції 15.01.2022, розглянута на редколегії 20.02.2022

## ACCURACY ANALYSIS OF THE FAN EFFICIENCY EXPERIMENTAL DETERMINATION USING TORQUE METER

*Kostiantyn Podgors'ky, Sergiy Yepifanov*

The **subject** of research in this article is the processes of experimental determination of the characteristics of fans of turbojet bypass engines with a high and ultra-high bypass ratio. The **goal** is to substantiate the need to use a method based on the determination of torque, and the formation of requirements for the accuracy of its measurement. **Tasks**: determination of the relationship between measurement errors and the accuracy of determining the efficiency and air flow, analysis of the accuracy of alternative methods for organizing measurements and calculating the indicated parameters, comparative study of these methods, and the formation of recommendations for their practical use. For this, analytical methods of error analysis based on the methods of analysis of random variables are used. The following **results** were obtained: formulas that relate the errors in the calculation of efficiency and consumption with errors in the measured parameters (mathematical models of errors), and determine requirements to the torque measurement precision, which must determine the efficiency with a specified precision. The **scientific and practical novelty** of the results obtained is as follows: mathematical models of errors in determining the efficiency and flow in the fan have been formed, which relate the errors in the results of calculations with the errors in the measured parameters; because of the use of these models, experimental methods for determining the characteristics of compressors and fans have been developed; for the first time, an analytical expression was obtained that determines the requirements for the measurement error of torque to experimentally determine the efficiency of fans. It is shown that to determine the efficiency with an accuracy of 0.5 %, the accuracy of torque measurement even in the absence of other measurement errors cannot be worse than 0.5 %, and taking into account the perspective of measuring temperatures and pressures with relative standard deviations  $\sigma_{\text{dp}} = 0.02\%$  and  $\sigma_{\text{dt}} = 0.25\%$ , the standard deviation of the torque measurement error should not be more than 0.24 %.

**Keywords**: turbofan engine; fan; characteristics; efficiency; error; torque meter.

**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 інститут», 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.

**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 ID: 6506749318.