

УДК 621.452.322:533.6.013.42

doi: 10.32620/aktt.2024.4sup1.15

І. В. ВОЙТЕНКО¹, В. С. ЧИГРИН², Ю. І. ТОРБА¹¹ Державне підприємство «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна² Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків

РОЗРАХУНОК КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ ФЛАТТЕРА ПЕРА ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА

Тенденція створення сучасного газотурбінного двигуна вимагає скорочення термінів розробки, що включають: проектування, виготовлення та доведення. Розробник прагне зменшити витрати на доведення, що передбачає зміни у конструкції та відповідні витрати на доробки. Особлива увага приділяється основним елементам конструкції двигуна, таким як вентилятор, компресор та турбіна. Існує тенденція розробки алгоритмів прогнозування явищ, що виключають резонансні та нестійкі режими роботи елементів конструкції двигуна на етапі проектування. Що у свою чергу може суттєво зменшити витрати та час на проведення та скорочення робіт з тензометрування, що включають: препарування, придбання та підключення спеціального обладнання, такого як струмознімач сигналів тензорезисторів. І відповідно проведення натурних випробувань двигуна, з можливими повторами, після передбачуваних допрацювань елементів конструкції. У цій роботі пропонуються деякі напрацювання, що передбачають розвиток такого виду прогнозування на етапі проектування. За результатами чисельного моделювання визначено власні частоти згинальних та крутильних коливань бандажованої лопатки вентилятора вище бандажної полиці. Отримані результати добре узгоджуються з результатами моделювання коливань лопаткового вінця у зборі з диском. До того ж власні частоти підтверджені результатами акустичної перевірки, а виникнення на них підвищеної напруги проявилися при тензометруванні та використанні альтернативних методів на натурних випробуваннях двигуна. За допомогою розрахунку критичної швидкості флаттера лопатки вентилятора та її залежності від відносної швидкості обтікання периферійного перерізу профілю лопатки та відносної швидкості на радіусі бандажної полиці, визначено можливість виникнення, на робочому режимі, автоколивання ділянки пера лопатки, що знаходиться вище бандажної полиці, за типом згинально-крутильного.

Ключові слова: автоколивання; турбовентиляторний двигун; критична швидкість флаттера; власні частоти.

Вступ

Автоколивання робочих лопаток - це коливання, що самозбуджуються, що відбуваються внаслідок зв'язку між характером обтікання лопатки і її коливаннями. Витрата енергії при таких коливаннях компенсується за рахунок відбору її з потоку, який може бути рівномірним. Надходження енергії регулюється за часом і величиною самої лопаткою, що коливається, чому за певних умов обтікання виникають стійкі періодичні незатухаючі автоколивання [1].

Автоколивання виникають переважно в лопатках осьових компресорів і є найбільш небезпечним видом вібрацій лопаток. Це пояснюється тим, що автоколивання не пов'язані з будь-якими конкретними частотами обертання ротора, а виникають у широкій області режимів роботи двигуна, причому при переході через кордон автоколивань вібронапруги в лопатці зростають до небезпечних значень надзвичайно швидко.

При автоколивання лопатки лопаткового вінця коливаються за однією формою з однаковою

частотою, близькою до однієї зі своїх частот. Різні лопатки одного і того ж лопаткового вінця при цьому можуть мати суттєво різні амплітуди, що відрізняються у 5 – 8 разів. Іноді виникає збудження автоколивань кількох лопаток, що стоять поруч, за відсутності коливань в інших лопатках [2].

Автоколивання відрізняються від резонансних коливань як механізмом виникнення, а й величиною припливу енергії в лопатку кожний період коливань. При автоколивання максимум амплітуди досягається через 6 - 8 періодів, а при резонансних коливаннях - через десятки і навіть сотні періодів. Таке різке зростання амплітуди коливань призводить до швидкої поломки лопатки.

Назва «згинально-крутильний флаттер» обумовлена згинально-крутильною формою деформації робочої лопатки. Ці коливання виникають у разі, якщо центр тиску (ЦТ) розташовується на профілі попереду центру жорсткості (ЦЖ) та центру мас (ЦМ) перерізу [3].

Постановка задачі дослідження

Об'єкт досліджень це бандажована лопатка вентилятора турбовентиляторного двигуна .

В даний час багато приділяється розробкам алгоритмів та програмного забезпечення, що дозволяє зменшити кількість натурних випробувань двигунів. За допомогою цього програмного забезпечення можна виявити і скоригувати нестійкі режими роботи (обертний зрив і автоколивання лопаток вентиляторів та компресорів) газотурбінних двигунів ще на етапі їх проектування. Розробники стверджують, що коригування проводиться лише з використанням математичного моделювання та допоможе скоротити обсяг натурних випробувань (зазвичай для цього було необхідно два-три цикли) та прискорити сертифікацію авіаційних двигунів [4].

Якщо для спрощення знехтувати впливом руху профілю на його обтікання, ігнорувати інерцію приєднаної маси повітря та аеродинамічний демпфування коливань, то отримаємо рівняння руху профілю у вигляді [1]

$$\begin{cases} m(\ddot{y} + a\ddot{\alpha}) + C_y y = P, \\ -ma\dot{y} + m(r^2 + a^2)\ddot{\alpha} + C_\alpha \alpha = Pl, \end{cases} \quad (1)$$

де $P = \rho l F W^2 2\alpha$, – щільність повітря, α – кут атаки профілю, y – переміщення профілю в окружному напрямку, a – відстань від центру жорсткості профілю до центру маси, r – радіус інерції профілю щодо центральної осі, m – одинична маса профілю, C_y та C_α – коефіцієнти жорсткості, l – відстань від центру мас профілю до центру тиску.

Рішення цієї системи будемо шукати у вигляді, що відповідає гармонійним коливанням:

$$\begin{cases} y = y_0 e^{-i\omega t}; \\ \alpha = \alpha_0 e^{-i\omega t}, \end{cases}$$

звідки отримаємо систему однорідних рівнянь алгебри щодо y_0 і α_0 :

$$\begin{cases} (C_y - m\omega^2)y_0 + (m\gamma^2 a - \rho l F W^2)\alpha_0 = 0; \\ m\omega^2 a y_0 + [C_\alpha - m\omega^2(r^2 + a^2) - \rho l F W^2 l]\alpha_0 = 0. \end{cases}$$

Прирівнюючи нулю визначник цієї системи, отримаємо частотне рівняння. Щоб привести це рівняння до більш простого вигляду, введемо такі позначення:

$$\omega_y = \sqrt{\frac{C_y}{m}}; \quad \omega_\alpha = \sqrt{\frac{C_\alpha}{m(r^2 + a^2)}}$$

– власні частоти згинальних та крутильних коливань лопатки; $\mu = 4m/(\rho l F b)$ – відносна щільність лопатки; b – хорда профілю.

Тоді частотне рівняння можна подати у вигляді:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_\alpha}\right)^4 - \left[\left(1 + \frac{\omega_y^2}{\omega_\alpha^2}\right) \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{4}{\mu} \left(\frac{W}{b\omega_\alpha}\right)^2 \cdot \frac{a(a+1)}{r^2} \right] \times \\ \times \left(\frac{\omega}{\omega_\alpha}\right)^2 + \left[1 + \frac{a^2}{r^2} - \frac{4}{\mu} \left(\frac{W}{b\omega_\alpha}\right)^2 \cdot \frac{lb}{r^2} \right] \cdot \left(\frac{\omega_y}{\omega_\alpha}\right)^2 = 0.$$

При нульовій швидкості потоку $W = 0$ це рівняння дає два позитивні значення ω , що відповідають двом власним частотам системи. Зі збільшенням швидкості потоку можлива поява двох типів нестійкості. Так, один із коренів частотного рівняння може звернутися в нуль, що відповідає обігу в нуль вільного члена рівняння:

$$\left[1 + \frac{a^2}{r^2} - \frac{4}{\mu} \left(\frac{W_g}{b\omega_\alpha}\right)^2 \cdot \frac{al}{r^2} \right] = 0. \quad (2)$$

Звернення в нуль частоти своїх коливань системи свідчить про її статичної нестійкості.

Якщо це співвідношення виконується, то при повороті профілю на кут момент додаткової підйомної сили $P_a = \rho l F W_g^2 2\alpha$ врівноважується пружним моментом C_α .

Явище статичної втрати стійкості профілю при досягненні швидкості потоку значення W_g називається дивергенцією. Зазвичай швидкість W_g вище швидкості потоку, що обтікає профіль, на 20...25%, тому режим дивергенції не становить небезпеки.

Інший вид втрати стійкості - згинально-крутильний флаттер - пов'язаний з тим, що частоти, що визначаються з частотного рівняння, стають комплексними числами. Якщо є пов'язані комплексні частоти $\pm\beta \pm i\gamma$, відповідні рішення рівнянь руху мають множники:

$$e^{i\omega t} = e^{\pm\gamma t} \cdot e^{\pm i\beta t}$$

Експонентні множники з дійсними позитивними показниками необмежено зростають. У цьому випадку рух профілю лопатки є коливаннями з зростаючими амплітудами (коливальний характер руху визначається множниками $e^{\pm i\beta t}$).

Таким чином, умовою настання флаттера лопатки є поява комплексного коріння частотного рівняння, що відбувається при зверненні в нуль його дискримінанта:

$$\left[\left(1 + \frac{\omega_y^2}{\omega_\alpha^2} \right) \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{4}{\mu} \left(\frac{W_{кр}}{b\omega_\alpha} \right)^2 \cdot \frac{b(a+l)}{r^2} \right] - \left[1 + \frac{a^2}{r^2} - \frac{4}{\mu} \left(\frac{W_{кр}}{b\omega_\alpha} \right)^2 \cdot \frac{lb}{r^2} \right] \cdot \left(\frac{\omega_y}{\omega_\alpha} \right)^2 = 0. \quad (3)$$

З цього рівняння, знаючи власні частоти перших форм згинальних і крутильних коливань пера лопатки, можна обчислити критичну швидкість $W_{кр}$, вище якої виникає і розвивається згинально-крутильний флаттер.

Аеродинамічна сила, як відомо, залежить від швидкості потоку повітря, що набігає на лопатку, і його щільності. При малих швидкостях потоку збуджуючі сили зазвичай менші, ніж сили, що виникають при аеродинамічному демпфуванні, що призводить до придушення коливань. Але зі зростанням швидкості потоку збудливі сили зростають швидше, ніж демпфують, і, починаючи з деякої швидкості $W_{кр}$, званої критичної швидкістю, перевершують сили демпфування. Коливання, що виникають при цьому, вже не згасають, а швидко розвиваються аж до руйнування конструкції.

Результати

Досліджувана лопатка вентилятора має такі характеристики: $l = 0,0875$ м – відстань від центру тяжкості до центру тиску; $b = 0,27$ м – хорда профілю; $a = 0,02$ м – відстань від центру жорсткості профілю до центру маси; $r = 0,066$ м – радіус інерції маси профілю щодо центральної осі; $F = 1,25 \cdot 10^{-3}$ м² – площа перерізу профілю; $\mu = 4,716$ – відносна щільність лопатки. Радіус кореневого перерізу пера лопатки – $0,35$ м, бандажна полиця знаходиться на відстані $0,44$ м від її кореневого перерізу[5].

На рисунку 1 показані твердотільна модель лопатки вентилятора та сітка кінцевих елементів.

Для врахування взаємодії лопаток у лопатковому вінці до контактної поверхні бандажної полиці було прикладено тестове навантаження 1000 Н (рис. 2), за результатом статичного розрахунку переміщення бандажної полиці становило $1,36$ мм.

Таким чином, коефіцієнт жорсткості однієї лопатки $K = 1000/0,00136 = 277\,778$ Н/м. Сумарний коефіцієнт жорсткості при взаємодії лопаток у вінці через бандажні полиці становив $K = 27778$ Н/м.

Власні частоти згинальних та крутильних коливань лопатки ω_y та ω_α визначені за результатами чисельного моделювання. Коливання лопаткового ві-

нця по першій згинальній формі відбуваються на частоті 30 Гц, але коливання всього пера лопатки по першій крутильній формі не виявлені. Зате виділяються згинальні та крутильні коливання ділянки пера лопатки вище бандажної полиці (рис. 3). Згинальні коливання відбуваються із частотою 111 Гц, що відповідає круговій частоті $\omega_y = 697,4$ рад/с.

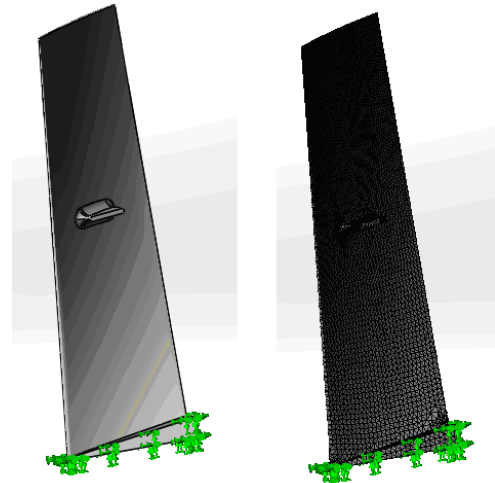


Рис. 1. Твердотільна модель лопатки вентилятора та сітка кінцевих елементів

Отримані результати добре узгоджуються з результатами моделювання коливань лопаткового вінця у зборі з диском (рис. 4).

У діапазоні частот $98 \dots 112$ Гц є антисиметричні згинальні коливання ділянки лопатки вище бандажної полиці та симетричні коливання угрупованнями по п'ять, чотири, три та дві лопатки (з вузловими діаметрами).

На частоті 509 Гц виникають згинально-крутильні коливання цієї ділянки.

На графіку рис. 5 представлена отримана рішенням рівняння (1) залежність у безрозмірних координатах зміни частот коливань ділянки пера лопатки, що знаходиться вище бандажної полиці, від величини, зворотної кількості Струхала, при зміні швидкості потоку.

При $W = 0$ система має дві частоти власних коливань, що мало відрізняються від частот суто крутильних і суто згинальних коливань. Зі збільшенням швидкості потоку частоти зближуються, і за швидкості флаттера виявляються рівними одне одному.

Окружна швидкість кінця лопаті вентилятора під час роботи на злітному режимі становить $u = 410$ м/с, осьова швидкість на вході у вентилятор $Ca = 210$ м/с. Таким чином, відносна швидкість потоку, що обтікає профіль на вході периферійного перерізу, становить $W = 460$ м/с. Швидкість дивергенції, розрахована для отриманих за результатами моделювання

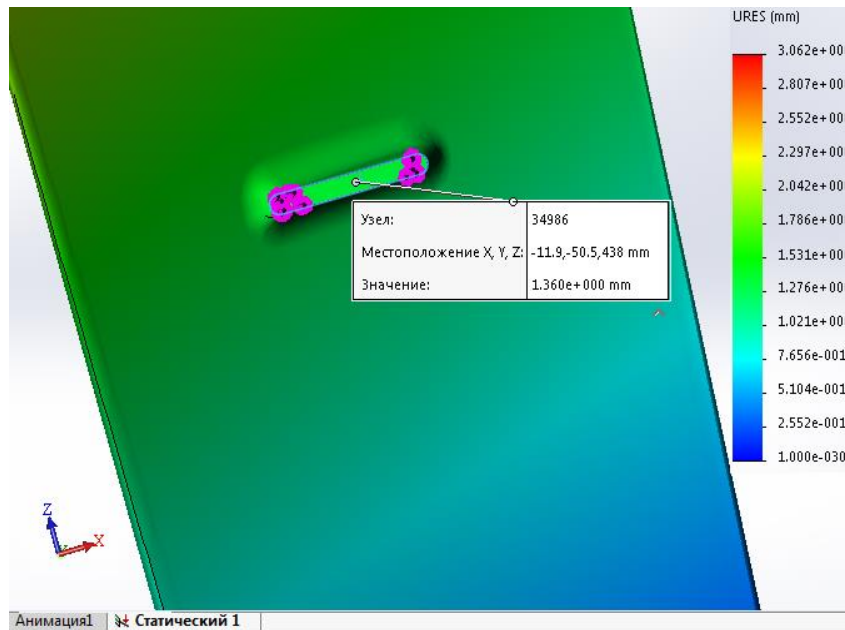


Рис. 2. Результат тестового статичного розрахунку

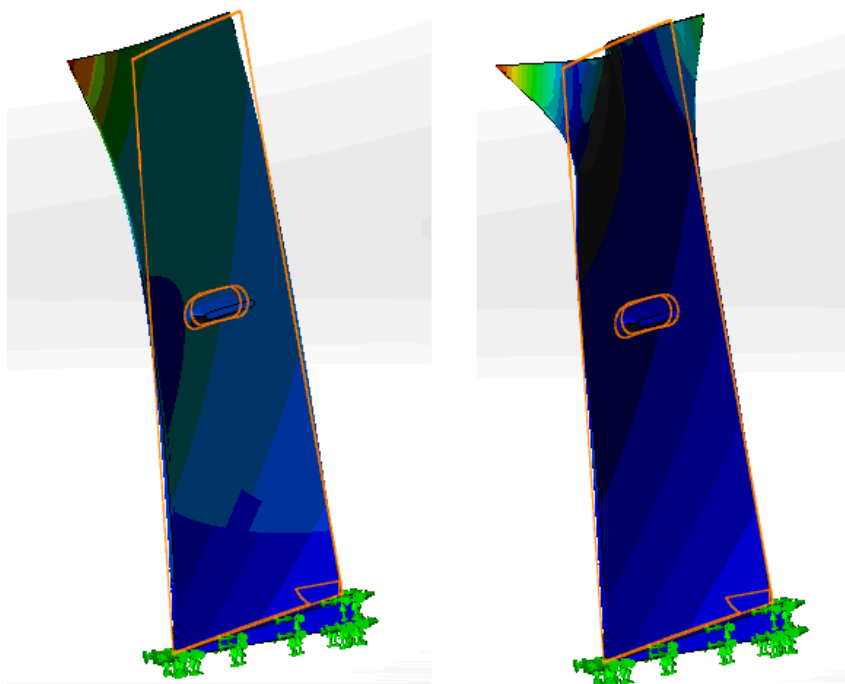


Рис. 3. Перша згинальна та перша крутильна форми коливань ділянки лопатки вище бандажної полиці

даними за рівнянням (2), становить $Wg = 513$ м/с, що вище швидкості потоку, що обтікає профіль, на 12%, тому режим дивергенції не становить небезпеки [6].

На зібраному на диску вентиляторі та встановленому на спеціальній станині було знято власні частоти, методом ударного збудження вище бандажної полиці та реєстрацією акустичним методом [7, 8].

З рисунку 6 видно, що отримані частоти 108 Гц

та 517 Гц, методом ударного збудження, незначно відрізняються від розрахункових.

До того ж проведені раніше випробування даного двигуна з тензометруванням вентилятора підтверджують наявність підвищених рівнів напруги на тензорезисторах, преперованих на лопатках вентилятора на частотах отриманих при даних розрахунках.

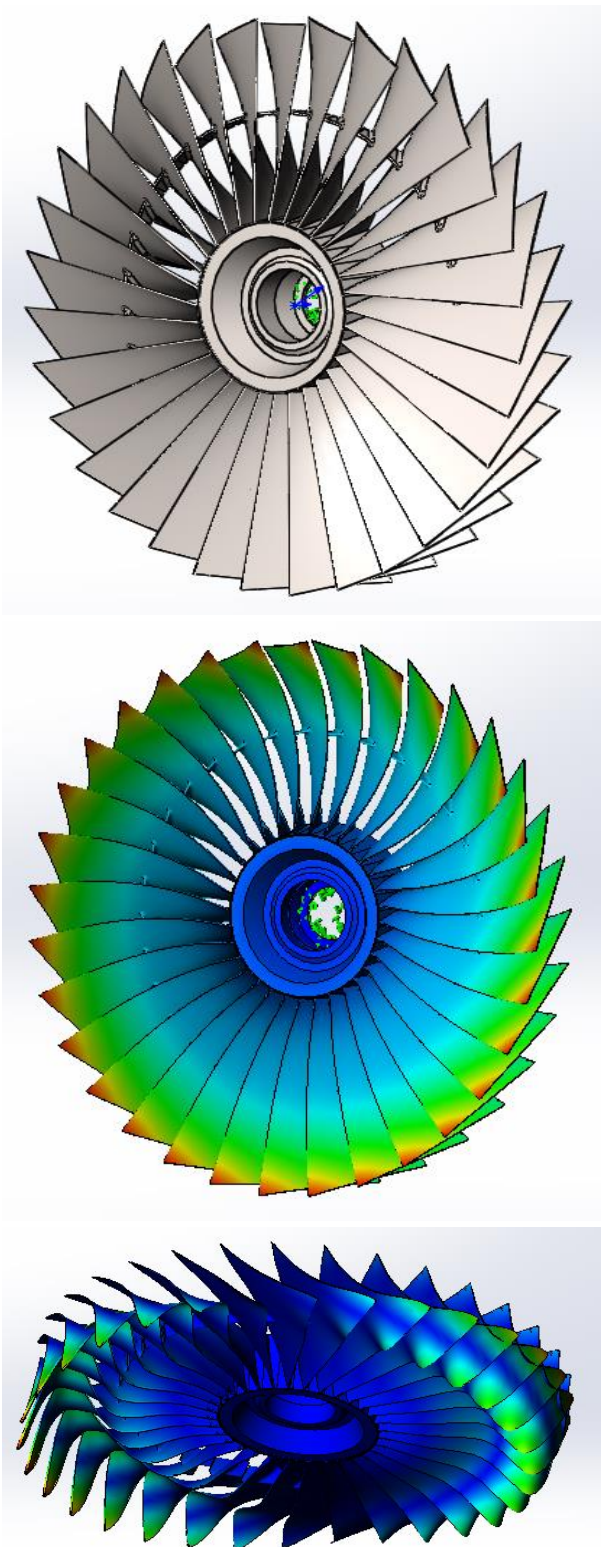


Рис. 4. Модель лопаткового вінця та форми коливань

Висновки

Для досліджуваної лопатки вентилятора критична швидкість флаттера, визначена за формулою (3), становить $W_{кр} = 387$ м/с. Ця швидкість дещо менша

відносної швидкості обтікання периферійного перерізу профілю лопатки, але більше відносної швидкості на радіусі бандажної полиці, що становить 282 м/с. Тобто, на робочому режимі можуть при будь-яких зовнішніх обуреннях виникнути автоколивання ділянки пера лопатки, що знаходиться вище бандажної, полиці типу згинально-крутильного флаттера.

Отримані результати досліджень можуть бути корисні при розробці алгоритмів та програмного забезпечення виявлення та коригування нестійких режимів роботи (автоколивань та обертового зриву) на етапі проектування двигуна.

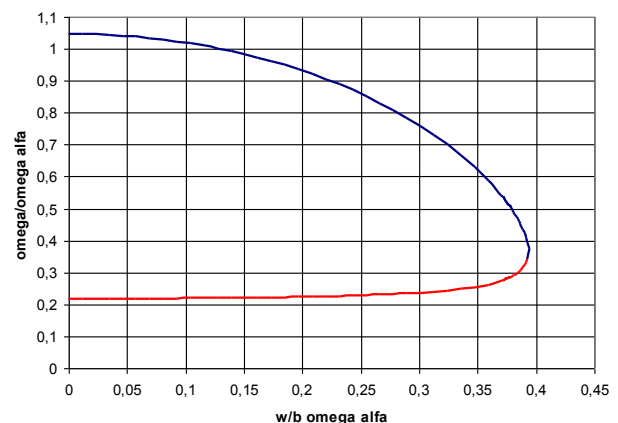


Рис. 5 Залежність зміни частот коливань ділянки пера лопатки вище бандажної полиці, від числа Струхала

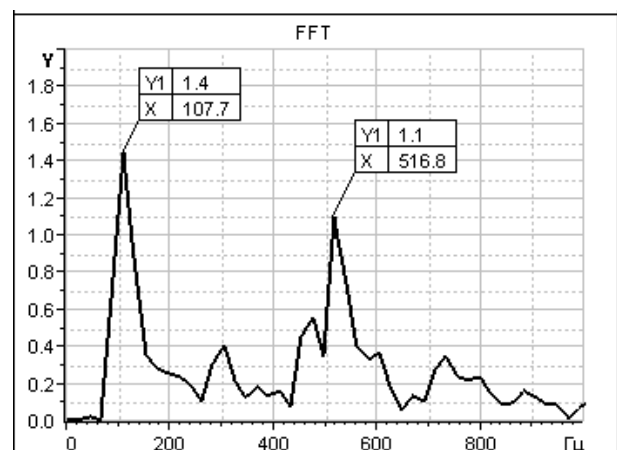


Рис. 6 Власні частоти лопатки вентилятора при ударному збудженні

Внесок авторів: формулювання проблеми – Ю.І. Торба, І.В. Войтенко; огляд та аналіз інформаційних джерел – І.В. Войтенко, В.С. Чигрин; дослідницькі розрахунки – В.С. Чигрин, І.В. Войтенко; верифікація дослідницьких розрахунків І.В. Войтенко,

В.С. Чигрин; аналіз результатів розрахункових досліджень – **Ю.І. Торба.**

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який міг би вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Наявність даних

Рукопис не має супутніх даних.

Використання штучного інтелекту

Автори підтверджують, що вони не використовували методи штучного інтелекту при створенні представленої роботи.

Усі автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису.

Література

1. Гаркуша, А. І. Динаміка та міцність деталей газотурбінних двигунів [Текст]: курс лекцій / А. І. Гаркуша, & В.С. Чигрин. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т «Харків. авіац. ін-т», 2011. – 131 с.
2. Заблоцький, І. Є. Безконтактні вимірювання коливань лопаток турбомашин [Text] / І. Є. Заблоцький, Ю. А. Коростильов, & В. А. Шипов. – М. : Машинобудування, 1977. – 160 с.
3. Данилін, А. І. Безконтактні вимірювання деформаційних параметрів лопаток у системах контролю та управління турбоагрегатами [Текст] / А. І. Данилін. – Самара : Самарський науковий центр РАН, 2008. – 62 с.
4. Simulation of rotating stall in a whole stage of an axial compressor [Text] / N. Gourdain, S. Burguburu, F. Leboeuf, & G. Michon // *Computer and Fluids*. – 2020. – Vol. 39. – P. 1644–1655.
5. SolidWorks Premium 2029 [Electronic resource]. – Available at: https://www.solidworks.com/uk/uploaded/documents/09_SWPrem_Premium_DS_ENG.pdf. (accessed 10.05.2024).
6. Чигрин, В. С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст] / В. С. Чигрин, & С. І. Суховій. – Х. : Нац. аерокосміч. ун-т «ХАІ», 2010. – 286 с.
7. Бабенко, О. М. Методи регулювання частот власних коливань робочих лопаток ГТД [Текст] /

О. М. Бабенко, & Т. І. Прилади // *Вісник двигунобудування*. – 2016. – №1. – С. 101-106.

8. Spodniak, M. Turbine blade natural frequency estimation using various methods and their comparisons [Text] / M. Spodniak, J. Novotňák, & F. Heško // *Acta Polytechnica Hungarica*. – 2021. – Vol. 18, iss. 10. – P. 135-149. – Available at: https://acta.uni-obuda.hu/Spodniak_Novotnak_Hesko_117.pdf. (accessed 10.03.2024).

References

1. Harkusha, A. I., & Chyhrin, V. S. *Dynamika ta mitsnist' detaley hazoturbinnnykh dvyhuniv* [Dynamics and durability of gas turbine engine parts]: kurs lektsiy. Kharkiv, Nats. aerokosm. un-t «Kharkiv. aviats. in-t», 2011. 131 p.
2. Zablots'kyy I. Ye., Korostyl'ov, Yu. A., & Shypov V. A. *Bezkontaktni vymiryuvan-nya kolyvan' lopatok turbomashyn* [Non-contact measurements of vibrations of blades of turbomachines]. Moscow, Mashynobudovannya Publ., 1977. 160 p.
3. Danylin, A. I. *Bezkontaktni vymiryuvannya deformatsiynnykh parametriv lopatok u systemakh kontrolyu ta upravlinnya turboahreatamy* [Non-contact measurements of deformation parameters of blades in control and management systems of turbo-units]. Samara, Samars'kyy naukovyy tsentr RAN, 2008. 62 p.
4. Gourdain, N., Burguburu, S., Leboeuf, F., & Michon, G. Simulation of rotating stall in a whole stage of an axial compressor. *Computer and Fluids*, 2010, vol. 39, pp. 1644-1655.
5. SolidWorks Premium 2029. Available at: https://www.solidworks.com/uk/uploaded/documents/09_SWPrem_Premium_DS_ENG.pdf. (accessed 10.05.2024).
6. Chyhryn, V. S., & Sukhoviyy, S. I. *Vibroakustyka i vibrodyahnostyka aviatsiynnykh dvyhuniv* [Vibroacoustics and vibrodiagnostics of aircraft engines]. Kharkiv, Nats. aerokosmich. un-t «ХАІ», 2010. 286 p.
7. Babenko, O. M., & Prylady, T. I. *Metody rehulyuvannya chas-tot vlasnykh kolyvan' robochykh lopatok GTD* [Methods of adjusting the frequencies of self-oscillations of the working blades of the gas turbine engine]. *Visnyk dvyhunobudovannya*, 2016, no.1, pp. 101-106.
8. Spodniak, M., Novotňák, J., & Heško, F. Turbine blade natural frequency estimation using various methods and their comparisons. *Acta Polytechnica Hungarica*, 2021, vol. 18, iss. 10, pp. 135-149. Available at: https://acta.uni-obuda.hu/Spodniak_Novotnak_Hesko_117.pdf. (accessed 10.03.2024).

CALCULATING THE CRITICAL FLUTTER SPEED OF THE FAN BLADE

Igor Voytenko, Valentin Chigrin, Yuriy Torba

The tendency to create modern gas turbine engines requires shortening the development time, which includes: design, manufacturing, and finalization. Developers strive to reduce the cost of finalization, which involves changes in design and associated refinement costs. Special attention is given to the major engine design elements, such as the fan, compressor, and turbine. There is a tendency to develop algorithms to predict phenomena that exclude the resonant and unstable modes of operation of engine design elements at the design stage. This can significantly reduce the cost and time of conducting and reduce the work on strain gauging, including: dissection, purchase, and connection of special equipment, such as the current collector of strain gauge signals. Consequently, it can also reduce the time and cost of conducting engine field tests, with potential repetitions after the anticipated design modifications. In this article, some developments are suggested, assuming the development of this type of prediction during the design stage. According to the numerical modeling results, the natural frequencies of the bending and torsional vibrations of the bandaged fan blade above the bandage flange were determined. The obtained results correlate well with the modeling results for the vibrations of the blade ring assembled with the disk. In addition, the natural frequencies were confirmed by the results of acoustic testing, and the occurrence of increased stresses on them was demonstrated by strain gauging and the use of alternative methods in full-scale engine tests. By calculating the critical flutter speed of the fan blade and its dependence on the relative flow velocity of the peripheral section of the blade profile and the relative velocity at the radius of the bandage flange, the possibility of self-oscillations of the blade feather section above the bandage flange of the bending-torsional flutter type at any external perturbations in the operating mode was determined.

Keywords: self-oscillation; turbofan engine; critical flutter speed; natural frequencies.

Войтенко Ігор Валерійович – провідний інженер-дослідник, група вібраційних досліджень ДП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

Чигрін Валентин Семенович – канд. техн. наук, доц., доц. каф. конструкції авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Торба Юрій Іванович – канд. техн. наук, начальник Експериментально-випробувального комплексу ДП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

Igor Voytenko – Lead Research Engineer, Vibration Research Group SE "Ivchenko-Progress", Zaporizhzhia, Ukraine,

e-mail: vigor1371@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2485-1814.

Valentin Chygrin – Candidate of Technical Science, Assistant Professor at the Aircraft Engine Design Department, National aerospace university named "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,

e-mail: chigrin_vs@rambler.ru, ORCID: 0000-0003-1837-0811.

Yuriy Torba – PhD, Head of the Experimental Research Complex, SE "Ivchenko-Progress", Zaporizhzhia, Ukraine,

e-mail: TorbaYul@zndb.ua, ORCID: 0000-0001-8470-9049, Scopus Author ID: 57196032226.