

УДК 629 .735.015.4:533.433(045)

О. Г. Кучер, д-р техн. наук, проф.  
В. В. Харитон, асп.**ВИЗНАЧЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ БЕЗКОНТАКТНИМ МЕТОДОМ**

НАУ, кафедра авіаційних двигунів, e-mail: kucher@nau.edu.ua

*Подано моделювання безконтактного методу визначення динамічної поведінки лопатки в реальному часі за допомогою безконтактного методу, який ґрунтується на застосуванні струмовихрових, ємнісних або оптичних датчиків для вимірювання відхилень закінцівки лопатки, які пов'язані, в свою чергу, з часом проходження закінцівки крізь датчик.*

*Non-contact method simulation for blade real-time dynamic behavior determination is presented. This method uses eddy-current, capacitance or optical probes for blade tip deflections measurements which are related with time of blade tip passing through the probe.*

Лопатки турбомашин перебувають під впливом вібраційних процесів, що негативно впливає на їхні характеристики статичної та довготривалої міцності. Тому визначення динамічної поведінки лопатки – одне з найважливіших в процесі моніторингу технічного стану двигуна завдання.

Останнім часом значного поширення набули дослідження з вивчення можливості застосування безконтактного методу визначення вібраційних характеристик робочих лопаток газотурбінних двигунів (ГТД), що ґрунтується на вимірюванні відхилень закінцівок лопаток на основі часу, за який лопатка проходить крізь стаціонарно встановлений на корпусі двигуна датчик (датчики). Цей метод широко відомий як blade tip-timing method (ВТТМ). Без вібрації час проходження лопатки через датчик залежав би тільки від частоти обертання ротора. За наявності вібрації час буде залежати також і від амплітуди коливань закінцівки лопатки, відповідно рух лопатки можна характеризувати на підставі цих даних. Надалі ВТТМ можна використовувати для побудови системи з визначення вібраційних характеристик робочих лопаток у реальному часі [2], яка має виконувати такі завдання:

- вимірювання первинних даних (час проходження закінцівки лопатки через датчик) за допомогою одного або декількох стаціонарних датчиків;
- визначення характерних параметрів, таких як амплітуда коливань, переміщення закінцівки на підставі вимірних даних;
- обробка характерних параметрів для опису динамічних властивостей робочої лопатки окремо та облопаченого диска в цілому.

Найбільший інтерес, як і найбільші труднощі, викликають синхронні коливання лопаток, коли частота зовнішнього збудження та реакції досліджуваного вузла цілкомкратна  $N$  разів частоті обертання ротора. Складність полягає в тому, що

за сталої кутової швидкості стаціонарна точка вимірювання буде давати однакове значення вимірюваного параметра. Тому при синхронних коливаннях застосування ВТТМ з одним датчиком можливе тільки для дослідження резонансних коливань, тоді як для визначення нерезонансної амплітуди потрібно мати 3 або 5 датчиків. Саме на цих завданнях і зосередимо увагу. Треба також звернути увагу і на інструментарій системи на основі ВТТМ, де основними є датчики, до яких ставлять ряд умов, таких як широкий діапазон робочих температур, висока роздільна здатність, можливість уникнути препарування корпусу двигуна, витривалість до різноманітних забруднень та ін. Відомі такі типи датчиків:

- струмовихрові;
- ємнісні;
- оптичні.

**Струмовихрові датчики**

Струмовихрові датчики (рис. 1) можна використовували навіть, якщо немає доступу до лопаток; вони витривалі до наявності масла та інших забруднювачів. Сучасні датчики можуть працювати за температур до 1000 °С. За їх допомогою можна вимірювати відхилення як закінцівки лопатки, так і зазору між лопаткою та корпусом у реальному часі з досить великою роздільною здатністю. Основними обмежувальними факторами в їх застосуванні є товщина та феромагнітні властивості матеріалу корпусу.

Принцип їх роботи ґрунтується на генерації статичного магнітного поля, яке проникає крізь неферомагнітний корпус. Під час проходження лопатки через це поле одночасно утворюється магнітний потік за рахунок вихрових струмів, утворених в закінцівці лопатки. Таким чином, зміни в магнітному полі датчика реєструються за допомогою збудження напруги в приймальній котушці датчика.

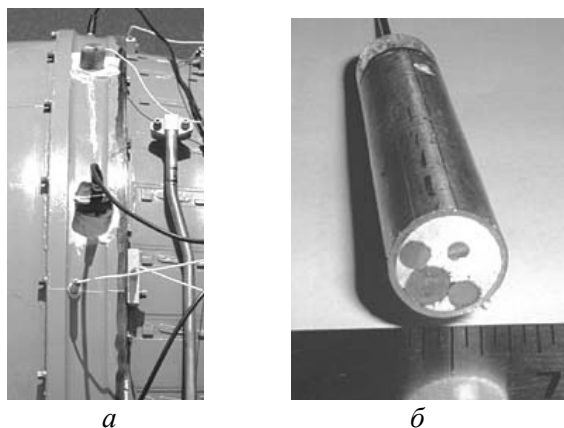


Рис. 1. Розташування датчиків навколо корпусу двигуна (а); типовий струмовихровий датчик (б)

### Ємнісні датчики

Ємнісні датчики працюють, коли є прямий доступ до лопатки (рис. 2), а також, коли діелектричні властивості газу або повітря в зазорі є сталими. Система, що ґрунтується на застосуванні ємнісних датчиків, спрацьовує у разі зміни ємності лопатки залежно від величини зазору. Ємнісні датчики мають суттєві обмеження за температурою (застосування – тільки робочі лопатки компресорів) та досить чутливі до різноманітних забруднень.

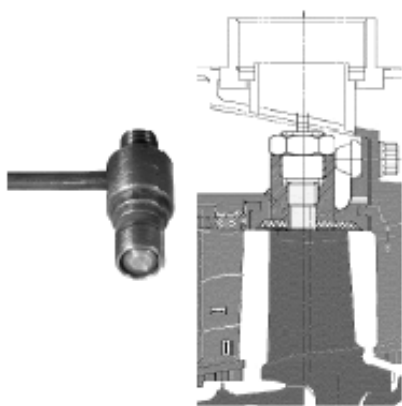


Рис. 2. Ємнісний датчик та його установа у корпусі двигуна

### Оптичні датчики

Оптичні датчики, як і ємнісні, потребують прямого доступу до робочих лопаток. Інші вимоги – прозорість газу та відсутність забруднень. Головна перевага цих пристроїв – їх здатність працювати за досить високих температур.

Робота оптичного датчика полягає у випромінюванні світлового променя та отриманні відображеного від закінцівки лопатки променя. Під час проходження лопатки крізь промінь інтенсивність відображеного променя різко зростає. Він розподіляється, а потім знову збирається

за допомогою фронтальної пластини та оптичних волокон (рис. 3). Далі промінь спрямовується у фотодіод системи синхронізації сигналів.

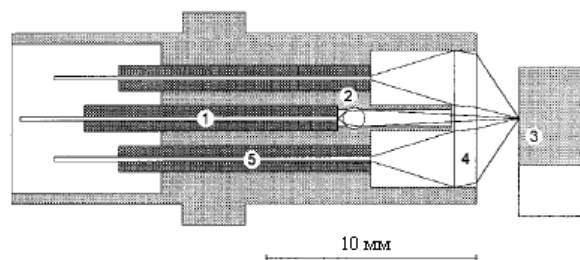


Рис. 3. Конструкція оптичного датчика: 1 – оптичне світлове волокно; 2 – циліндрична лінза; 3 – закінцівка лопатки; 4 – передня скляна пластина; 5 – приймальне волокно

### Вимірювання резонансних коливань з одним датчиком

Для вимірювання резонансних коливань за допомогою процедури ВТТМ достатньо мати один датчик [2], установлений в приведенному кутовому положенні  $\varphi/N$ , де  $N$  – порядок гармоніки двигуна. Якщо ідеалізувати лопатку системою з одним ступенем вільності, рух її закінцівки можна описати за допомогою виразу:

$$x(t) = A(\omega) \sin(\omega t_k - N\varepsilon + \psi(\omega)), \quad (1)$$

де  $A(\omega)$  – амплітуда реакції системи;  $\psi(\omega)$  – фаза між зовнішнім збудженням та реакцією системи;  $\varepsilon$  – кутове положення лопатки на початку моделювання;  $\omega$  – частота реакції системи. Вирази для амплітуди та фази коливань залежно від частоти зовнішнього навантаження відомі та легко отримуються [1]:

$$A(\omega) = \frac{y_{\max}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{\delta\omega}{\pi\omega_c}\right)^2}}; \quad (2)$$

$$\psi(\omega) = \arctg \left( \frac{\frac{\delta\omega}{\pi\omega_c}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \right), \quad (3)$$

де  $y_{\max}$  – максимальне відхилення закінцівки лопатки під дією статичної складової зовнішнього навантаження;  $\omega_c$  – власна частота коливань лопатки;  $\delta$  – декремент затухання коливань лопатки.

Кутове положення лопатки в момент часу  $t_k$  характеризується кутом  $\alpha = \Omega t_k - \varepsilon$ , де  $\Omega = \omega N$  – частота обертання ротора.

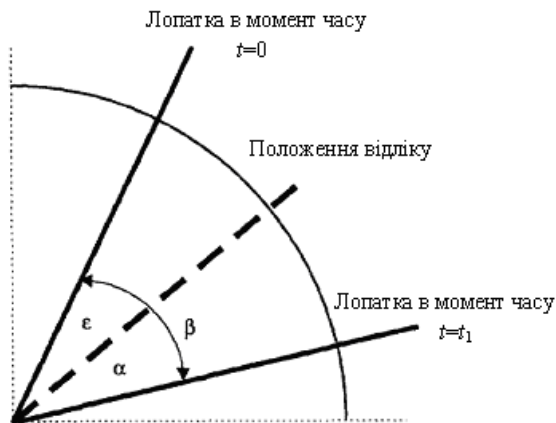


Рис. 4. Розташування лопатки в процесі вимірювання

Час, потрібний для проходження лопатки крізь датчик за  $n$  обертів,

$$t_k = \frac{\varepsilon + \varphi/N}{\Omega} + \frac{2\pi n}{\Omega}.$$

Під час обертального руху лопатка проходить такі кутові відстані:

– до датчика

$$c = \varepsilon + \varphi/N + 2\pi n, n = 1, 2, 3, \dots;$$

– унаслідок обертання

$$d_r = \Omega t_k;$$

– унаслідок вібрації

$$d_v = 2\pi \left[ \frac{A(\omega) \sin(\omega t_k - N\varepsilon + \psi(\omega))}{2\pi R} \right].$$

Звідси можемо отримати час проходження закінцівки лопатки через датчик, якщо  $c = d_r + d_v$ :

$$\Omega t_k - (2\pi n + N\varepsilon + \varphi/N) + 2\pi \left[ \frac{A(\omega) \sin(\omega t_k - N\varepsilon + \psi(\omega))}{2\pi R} \right] = 0. \quad (4)$$

Для розв'язання рівняння (4) був застосований метод Ньютона-Рафсона розв'язання нелінійних рівнянь.

Процес моделювання ідентифікації резонансних коливань виконувався для конструкції з власною частотою в межах зміни частоти обертання ротора та частотою зовнішнього збудження порядку  $N$ , де  $N$  – ціле число (синхронні коливання). Було проведено порівняння часу  $\Delta$  проходження скрізь датчик лопатки, що вібрує та без вібрації (рис. 5).

Стрибок значень  $\Delta$  характеризує проходження лопатки через резонанс. Подібне явище можна побачити також із залежності різниці часу між двома вимірами  $\Delta t$ , отриманого з розв'язання рівняння (4) (рис. 6).

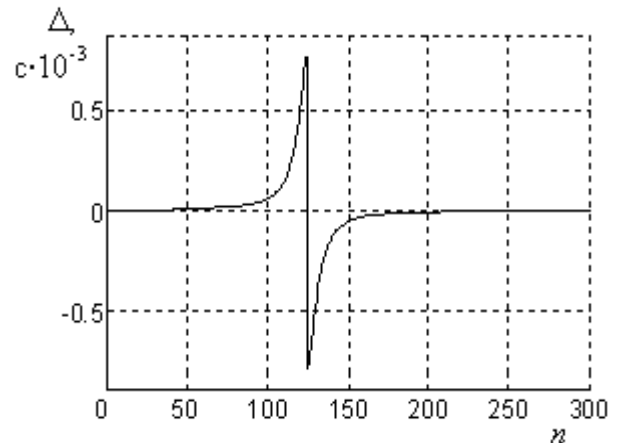


Рис. 5. Різниця часу проходження крізь датчик лопатки з та без вібрації в межах одного вимірювання

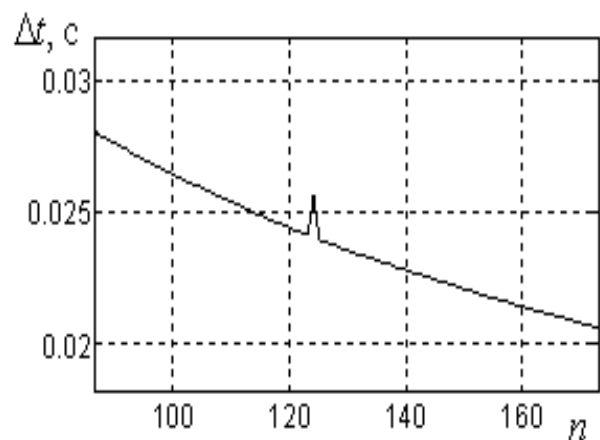


Рис. 6. Час проходження закінцівки лопатки через датчик в момент резонансу

Як зауважувалося раніше, параметри синхронних коливань (окрім резонансних) не можливо визначити за допомогою одного датчика. Необхідно мати як мінімум три або п'ять датчиків, що дає змогу визначати амплітуду коливань закінцівки лопатки.

#### Вимірювання амплітуди синхронних коливань з трьома датчиками

За наявності трьох датчиків їх розміщують у рівновіддалених кутових положеннях через  $120^\circ$ , відповідно  $0^\circ$ ,  $120^\circ$  та  $240^\circ$ . Вигляд кривої залежності різниці часу проходження датчика закінцівкою вібрувальної або невібрувальної лопатки залежить від кута установлення датчика (рис. 7).

Доволі важлива діагностична властивість ідентифікації резонансних коливань – різниця часу [3], виміряна на сусідніх датчиках (рис. 8). Ці дані досить яскраво ілюструють проходження лопатки через резонансну частоту коливання.

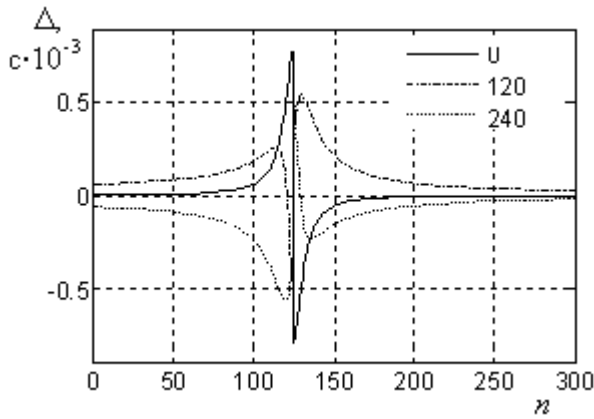


Рис. 7. Різниця часу проходження крізь датчики лопатки з та без вібрації в межах одного вимірювання

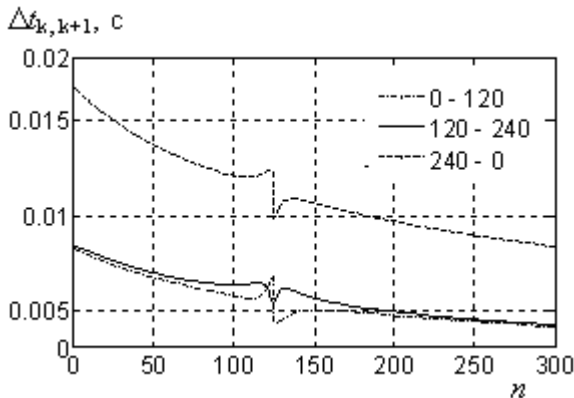


Рис. 8. Різниця часу проходження закінцівки лопатки крізь датчики в момент резонансу в межах одного вимірювання

За відсутності резонансної частоти в діапазоні зміни частоти збудження амплітуду коливання можна оцінити за різницею часу лопатки, що витримує вібрацію, та без неї (рис. 9), значення якої залежить від кута встановлення датчика. Амплітуду коливань можна визначити з рівняння (1), використавши вирази (2) і (3) (рис. 10).

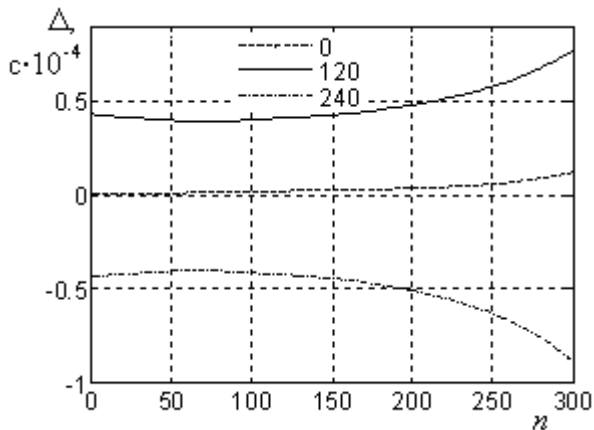


Рис. 9. Різниця часу проходження крізь датчики лопатки з та без вібрації в межах одного вимірювання в положеннях 0°, 120° та 240°

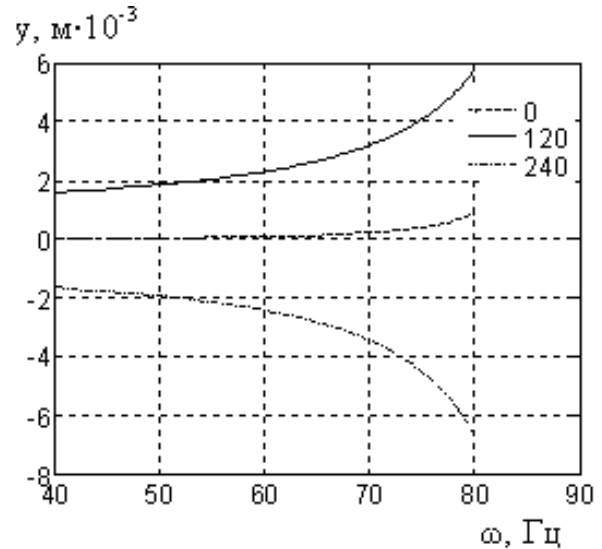


Рис. 10. Амплітуда коливань лопатки під час проходження датчиків у положеннях 0°, 120° та 240°

Потрібно зауважити, що система з трьома датчиками лише «невидимими» коливання кратні 3, 6, 9 до частоти обертання ротора, тоді як для системи з п'ятьма датчиками лишаяються такими коливання кратні 5, 10, 15.

### Висновки

Подана модель визначення динамічних параметрів робочої лопатки газотурбінного двигуна має широкі можливості розвитку та вдосконалення. Також з нею можливе визначення напружено-деформованого стану робочої лопатки без застосування широковідомої натепер тензометрії, що, в свою чергу, відкриває шлях до визначення та прогнозування ресурсу двигуна.

Однак модель має потенціал і зможе надати можливості ідентифікації пошкоджувальностей «типу тріщина в реальному часі». Для цього основна увага має бути зосереджена на створенні ускладненої математичної моделі облопаченого диска ротора та застосуванні до нього процедури ВТММ. Ця модель на першому етапі може також ґрунтується на ідеалізації лопатки системою з одним ступенем вільності [4], коли лопатки утворюють послідовну коливальну систему (рис. 11). Урахування впливу наявності тріщини на динамічні властивості системи нескладно досягнути зменшенням жорсткості пошкодженого елемента [5].

Для більш точного моделювання процедури ВТММ необхідна модель з геометрією, близькою до реальної лопатки. Вона може бути побудована із застосуванням методу кінцевих елементів (рис. 12).

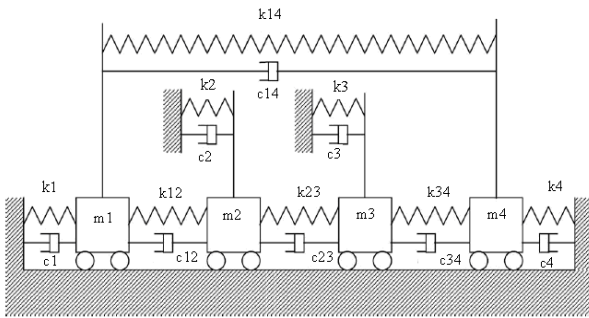


Рис. 11 Концептуальна модель облопаченого диска

Оскільки основними впливовими параметрами на результати моделювання вимірів є переміщення за кінцівок лопаток, то доречно застосовувати методи зменшення розмірності системи [6].

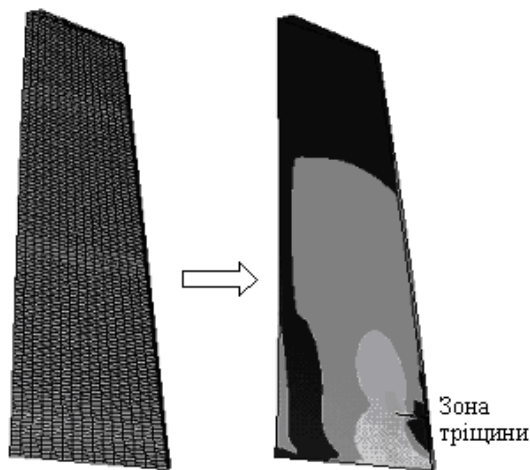


Рис. 12. Кінцево-елементна модель лопатки

Створюючи комплексну модель «коливальна система в обертальному русі-датчик» з урахуванням наявності тріщини треба буде розв'язати

досить складну нелінійну задачу – врахування контактної взаємодії в середині тріщини. Подібне зауваження додасть нелінійну складову до рівняння руху системи. Для його розв'язання за наявності тріщини прийнятними є методи штрафних функцій та множників Лагранжа.

### Література

1. *Заблоцкий И. Е., Коростелев Ю. А.* Измерение резонансных колебаний прибором ЭЛУРА // Энергомашиностроение. – 1970. – №2. – С. 36–39.
2. *Heath S., Imregun M.* An improved single-parameter tip-timing method for turbo-machinery blade vibration measurements using optical laser probes // International Journal of Mechanical Sciences. – 1996. – Vol. 38, №10. – P. 1047–1058.
3. *Zielinski M., Ziller G.* Noncontact vibration measurements on compressor rotor blades // Measurements Science Technology. – 2000. – Vol. 11. – P. 847–856.
4. *Dimitriadis G., Carrington I. B., Wright J. R., Cooper J. E.* Blade-tip timing measurement of synchronous vibrations of rotating bladed assemblies // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2002. – Vol. 16, №4. – P. 599–622/
5. *Cheng S., Wu X., Wallace W., Swamidas A.* Vibrational response of a beam with a breathing crack // Journal of Sound and Vibration. - 1999. – Vol. 225. – P. 201–208.
6. *Laine J.-P., Kharyton V.* Cracked structure response on external harmonic excitation // Aerospace technique and technology. – 2006. – Vol. 8, №34. – P. 80–52.

Стаття надійшла до редакції 24.11.06.