

А. В. МОРОЗОВ

*Державне підприємство «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна***МЕТОД ЧИСЕЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ЛОПАТІ ПОВІТРЯНОГО ГВИНТА З КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ**

*Предметом вивчення в статті є динамічні характеристики композитної лопаті повітряного гвинта. Визначення форм і частот власних коливань необхідно для прогнозування небезпечних резонансних режимів роботи авіаційних двигунів і знаходження найбільш напружених локальних зон на поверхні лопаті. Метою є розробка верифікованого методу визначення динамічних характеристик композитних роторних деталей авіаційних двигунів по відомим властивостям структурних компонентів композитного матеріалу. Описано загальну математичну постановку задачі теорії пружності для аналізу динамічних характеристик конструкцій з композитних матеріалів. Сформульовано повну систему рівнянь, що описує механічний стан тіла в межах підходу механіки суцільних середовищ. Проведено геометричне моделювання лопаті повітряного гвинта. Моделювання та чисельне дослідження власних частот і форм коливань лопаті здійснено методом скінченних елементів за допомогою програмного пакету ANSYS. За результатами чисельного дослідження напруженого і деформованого стану лопаті повітряного гвинта визначено перші п'ять власних частот коливань і розподіл поля локальних напружень. Визначені найбільш напружені локальні зони на поверхні лопаті для кожної форми власних коливань. Здійснено верифікацію моделі лопаті повітряного гвинта за допомогою експериментального дослідження перших п'яти форм та частот власних коливань натурної лопаті. Методом вільних (власних) коливань експериментально визначено власні частоти коливань лопаті. Резонансним методом експериментально визначені резонансні частоти та форми коливань лопаті. Тензометричним методом досліджено розподіл поля деформацій лопаті. Більша похибка у верифікації чисельного і експериментального дослідження становить 4,11 % для четвертої частоти коливань. Висновки. Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що ефективні пружні властивості композитного матеріалу для розрахунків потрібно знаходити за допомогою процедури чисельної гомогенізації композитних матеріалів різної структури армування по властивостям матриці і волокон. Метод не потребує експериментального визначення ефективних пружних сталей для шарів компонентів лопаті різних патернів архітектури плетіння.*

**Ключові слова:** лопать повітряного гвинта; композитні матеріали; модальний аналіз; ефективні пружні характеристики; динамічні характеристики; МСЕ.

**Вступ**

Однією із значних проблем, що виникають при розробці та експлуатації перспективних авіаційних газотурбінних двигунів є забезпечення динамічної міцності. Цей показник прямо впливає на надійність та ресурс двигуна оскільки більшість дефектів пов'язана з дією динамічних напружень від змінних навантажень, що різко зростають в умовах резонансу. Наразі впровадження композитних матеріалів (КМ) в конструкцію високонавантажених роторних деталей авіаційних двигунів має швидкий розвиток.

У статті досліджено лопать повітряного гвинта (ПГ), що використовується в якості рушія, що перетворює потужність двигуна в тягу, на легких багатоцільових одно- або багаторухових повітряних судах, які обладнані будь-якими авіаційними (поршневіми / турбогвинтовими) двигунами.

Відповідно до характеристик динаміки та міцності, використання КМ у конструкції лопаті ПГ має низку переваг, серед яких:

- низька питома вага;
- висока питома міцність та жорсткість;
- висока втомна міцність;
- високі демпфуючі властивості;
- можливість створення конструкції з необхідними характеристиками пружності та міцності, включаючи заходи відстроювання від резонансів.

Вимушені коливання лопаті відбуваються під дією змінних за часом газодинамічних сил від нестационарного газового потоку (аеродинамічного збудження) та мають періодичний характер, оскільки визначаються частотою обертання ротора (механічним збудженням). Лопать ПГ, як просторова пружна система з розподіленою масою, має нескінчену дискретну кількість власних частот і форм

коливань, визначення яких ускладнюються через анізотропні властивості її компонентів. Кожній формі коливань відповідає власна частота, а їх сукупність складає спектр. На практиці інтерес виникає до коливань з найбільшими амплітудами у визначеному діапазоні частот. Кожна форма коливань і пов'язана з нею власна частота визначені розподілом переміщень з відповідним положенням вузлових ліній та залежать від матеріалу, форми, розмірів деталі та умов її закріплення.

Таким чином аналіз власних частот і форм коливань на проектному етапі дозволить прогнозувати небезпечні резонансні режими роботи авіаційного двигуна для прийняття запобіжних засобів по відстроюванню від резонансів деталей та дозволить визначити їх найбільш напружені локальні зони.

У роботі [1] методом скінченних елементів досліджено вплив характеристик різних матеріалів на модальні характеристики лопаті морського гвинта. Здійснено порівняння між ізотропним і композиційними матеріалами різних структур, що дозволяє оптимізувати співвідношення жорсткості до маси конструкції через матеріал і форму і, відповідно, впливати на форми та частоти власних коливань лопаті.

Динамічну поведінку композитних лопатей морського гвинта розглянуто в [2]. Зазначено необхідність моделювання композиційного ламінату з анізотропними шарами відповідної товщини, кількостю та орієнтацією волокон у кожному шарі.

Аналіз власних коливань композитних оболонкових структур зміцнених вуглецевими нанотрубками, які функціонально градуировані в напрямку товщини ізотропної матриці, здійснено в [3]. Ефективні пружні властивості матеріалу оболонки оцінюються аналітично за допомогою модифікованого правила суміші.

У роботах [4, 5] одержано чисельне рішення для динамічної поведінки лопатки з метало-матричного композиту. Перо лопатки виготовлено з титану та посилено волокнами карбіду кремнію. Ефективні пружні сталі матеріалу розраховано аналітично за мікромеханічною моделлю Морі-Танака та чисельно методом скінченних елементів. Представлено, що збільшення об'ємної частки волокон призводить до збільшення власних частот коливань і зниження маси лопатки.

### Постановка задачі

Для прогнозування небезпечних резонансних режимів роботи авіаційного двигуна необхідно визначити власні частоти коливань лопаті ПГ з КМ та знайти найбільш напружені локальні зони для перших п'яти форм коливань.

Постановка математичної задачі про власні коливання лопаті зводиться до запису в явному вигляді повної системи рівнянь, що описує рух пружного тіла та початкових і граничних умов.

Диференціальне рівняння руху пружного тіла з урахуванням сил інерції в інваріантній формі для вирішення динамічних задач має вигляд:

$$\operatorname{div} \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{F} - \rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

в декартових координатах:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \rho X - \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \rho Y - \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \rho Z - \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де  $u, v, w$  – компоненти вектору переміщень в декартовій системі координат;  $\rho(x, y, z)$  – густина деформованого середовища;  $X, Y, Z$  – складові вектору  $\mathbf{F}$  масових сил.

Групу геометричних рівнянь, що описує зв'язок між вектором переміщень і тензором деформацій, виражають формули Коші:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (3)$$

в декартових координатах:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, & \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y}, & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z}, & \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}. \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

До групи фізичних рівнянь, що встановлюють залежність між компонентами тензорів напружень і деформацій, відносяться формули закону Гука для пружного анізотропного тіла:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}. \quad (5)$$

Систему рівнянь (1), (3), (5) потрібно доповнити початковими та граничними умовами, як функціями від часу.

Диференціальне рівняння руху ізотропного пружного тіла з урахуванням сил інерції, що виражене в переміщеннях становить:

$$\mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\lambda + \mu) \text{grad div } \mathbf{u} + \rho \mathbf{F} - \rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} = 0, \quad (6)$$

де  $\lambda, \mu$  – коефіцієнти Ламе.

Для гармонійних коливань розв'язок рівняння (6) можна шукати у вигляді:

$$\mathbf{u}(x, y, z, t) = \mathbf{u}(x, y, z) \cdot \sin \omega t, \quad (7)$$

де  $\omega$  – власна кутова частота коливань;  $\mathbf{u}(x, y, z)$  – функція власних форм коливань.

У випадку ізотропного тіла повна система рівнянь відносно форм власних коливань зводиться до одного однорідного векторного рівняння:

$$\mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\lambda + \mu) \text{grad div } \mathbf{u} + \rho \omega^2 \mathbf{u} = 0. \quad (8)$$

При модальному аналізі конструкцій виготовлених з композиційних матеріалів пружні сталі  $C_{ijkl}$  еквівалентного анізотропного матеріалу можуть бути функціями просторових координат. У таких випадках форми власних коливань задовольняють трьом однорідним рівнянням:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( C_{ijkl} \frac{\partial u_k}{\partial x_l} \right) + \rho \omega^2 u_i = 0, \quad (i, j, k, l = 1, 2, 3). \quad (9)$$

Дана система рівнянь, доповнена граничними умовами, утворює однорідну крайову задачу еліптичного типу. Частоти власних коливань визначаються з умов існування ненульових рішень однорідної крайової задачі.

В роботі розрахунок власних частот і форм коливань здійснено методом скінчених елементів за допомогою програмного пакету ANSYS із особливостями, які потрібно враховувати при модальному аналізі композитних конструкцій. Рішення даної задачі є актуальним і має важливе практичне значення.

### Чисельне визначення динамічних характеристик лопаті

Модель лопаті ПГ створено в прямокутній системі координат, де за вісь обертання прийнята вісь X, радіальний напрямок – вісь Z (рис. 1). Модель лопаті конструктивно складається з компонентів з різними властивостями матеріалів. Так компонентами з ортотропними властивостями

матеріалу є обшивка, лонжерон, ровінг. Компонентами з ізотропними властивостями матеріалу є вкладиш і накладки.

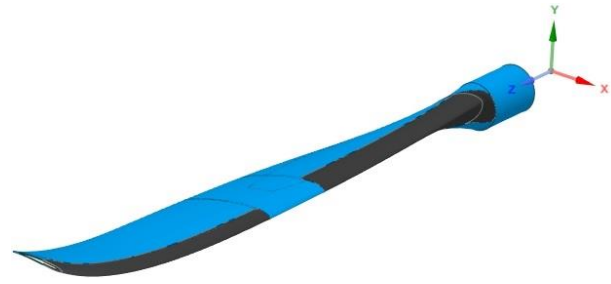


Рис. 1. Модель лопаті повітряного гвинта

Ефективні пружні характеристики композиційних матеріалів компонентів лопаті ПГ одержано чисельним методом за допомогою спеціальної процедури [6] по властивостям матриці і волокон. Під час визначення ефективних модулів, чисельними експериментами моделюються шість випадків деформування представницького елемента об'єму кожного шару КМ – розтяг в напрямках осей X, Y, Z та чистий зсув у площинах XY, YZ, XZ. Оскільки лопать формується з шарів КМ з різними паттернами плетіння, напрямком армування, об'ємним вмістом, властивостями матриці й волокон, шари з'єднуються в представницький елемент об'єму наступного рівня масштабування та вдруге проводиться гомогенізація. Таким чином визначено усереднені пружні властивості обшивки та лонжерона.

Моделювання лопаті здійснено в середовищі Workbench програмного пакету ANSYS. Скінченно-елементна сітка має 529301 елементів та 959365 вузлів.

Для чисельного аналізу в компонентах лопаті з ортотропними властивостями еквівалентного гомогенного матеріалу потрібно задати орієнтацію систем координат скінчених елементів, відмінну від глобальної системи координат у якій створена лопать ПГ (див. рис. 1). При моделюванні напрямку властивостей матеріалу компонентів обшивки, лонжерона, ровінга, осі Z систем координат скінчених елементів розміщені як нормаль до формують поверхонь лопаті (рис. 2, синій колір), осі Y систем координат скінчених елементів співпадають з лініями, що утворюють профіль пера лопаті в перерізах площин XY глобальної системи координат (рис. 2, зелений колір), осі X систем координат скінчених елементів розміщені у радіальному напрямку (рис. 2, червоний колір). Таким чином ортогональні властивості матеріалу повторюють форму лопатки вентилятора і враховуються у розрахунках.

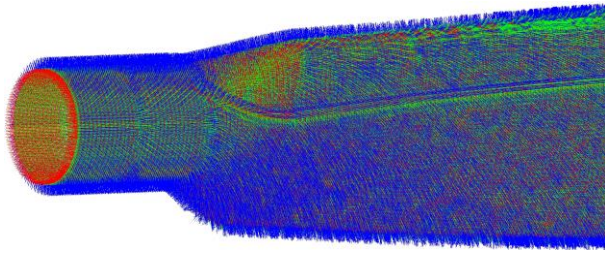


Рис. 2. Системи координат скінчених елементів лонжерону

На рисунках 3...7 приведено результати перших п'яти власних частот коливань лопаті повітряного гвинта у вигляді норми вектору переміщень а); інтенсивності відносних напружень – всієї лопаті б), обшивки с), лонжерону д).

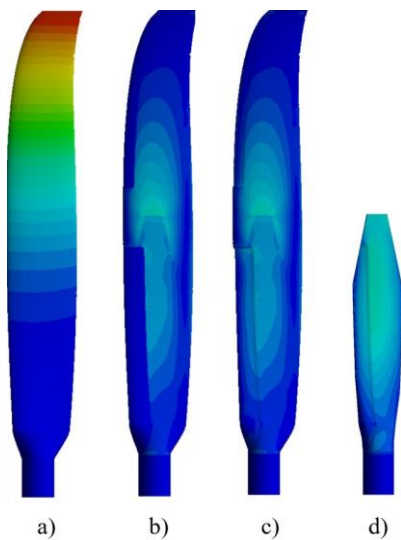


Рис. 3. Результати першої частоти 26,1 Гц

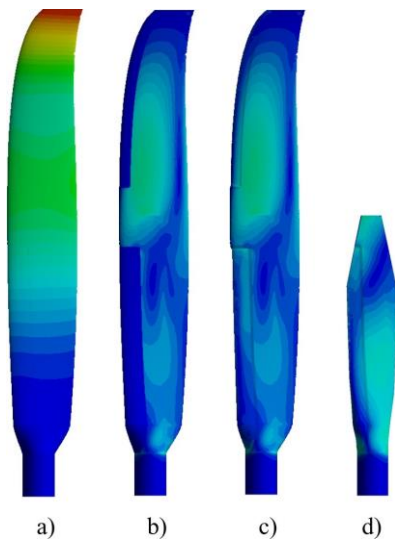


Рис. 4. Результати другої частоти 83,4 Гц

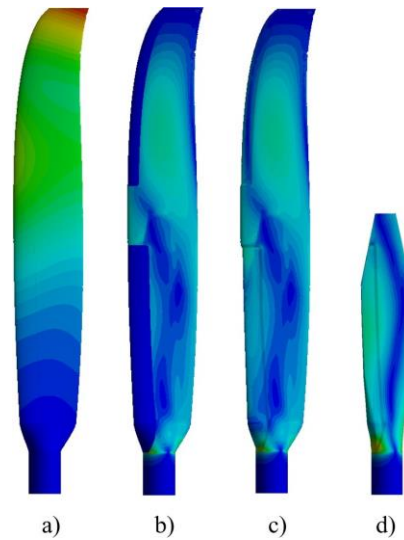


Рис. 5. Результати третьої частоти 123,5 Гц

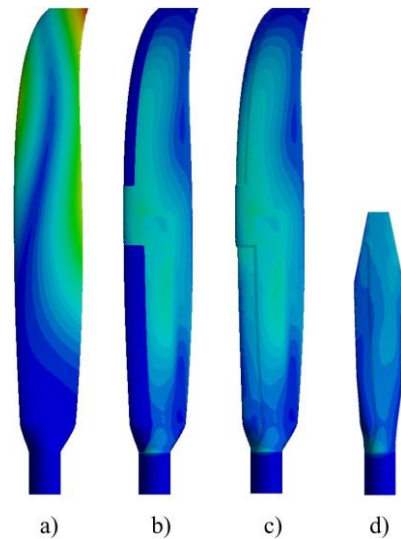


Рис. 6. Результати четвертої частоти 205,9 Гц

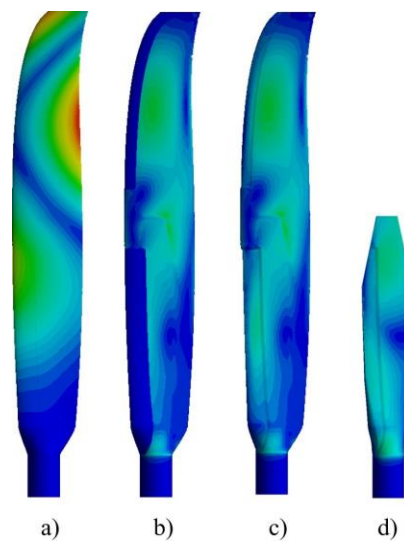


Рис. 7. Результати п'ятої частоти 242,7 Гц

## Верифікація моделі

Для верифікації моделі лопаті ПГ, що використовувалася в чисельних експериментах при визначенні динамічних характеристик, проведено експериментальне дослідження перших п'яти форм та частот власних коливань натурної лопаті ПГ.

Дослідження здійснено методом вільних (власних) коливань та резонансним методом.

Роботу проведено на вібраційному електродинамічному стенді. Стенд перетворює сигнал синусоїдальної форми із зовнішнього генератора в механічний рух, який передається до лопаті вібраціями системи. Вібраційна частина системи складається з рухомої котушки, проміжного стакану, столу вібратора та надбудованого пристосування.

Лопать препаровано тензорезисторами Zemic на поверхні спинки та корита. Величини деформацій тензорезисторів визначено за допомогою вимірювальної системи НВМ.

Проведено два етапи експериментального дослідження:

1. Визначення власних форм та частот коливань.
2. Визначення розподілу поля деформацій на поверхні лопаті.

### Перший етап дослідження.

Метод вільних (власних) коливань засновано на аналізі спектру частот власних коливань лопаті. Лопать у спеціальному захваті за стакан, встановлено на стенд. Шляхом короткочасного зовнішнього впливу на лопать ударом або щипком збуджувалися коливання, в результаті чого в лопаті виникали власні згасаючі коливання, які фіксувалися за допомогою сигналів з тензорезисторів та мікрофонів. За допомогою перетворення Фур'є вихідний сигнал розкладався на суму дискретних гармонічних складових (синусоїд) з різними амплітудами, періодами та частотами. Надалі аналізувалися частотні компоненти цих функцій (виконувався спектральний аналіз).

Резонансний метод засновано на явищі зростання амплітуди вимушених коливань лопаті в разі наближення частоти збуджуючої сили, що надходить від вібраційного електродинамічного стенду, до частоти власних коливань лопаті.

Кожній власній частоті коливань відповідає своя форма. Форми коливань лопаті відрізняються розподілом переміщень з визначеним рисунком вузлових ліній, на яких амплітуда переміщень дорівнює нулю. Вузлові лінії розділяють поверхню лопаті на зони, які мають амплітуди переміщень протилежних знаків. Вузлові лінії визначено на резонансних режимах коливань лопаті (власна

частота лопаті співпадає з частотою збудження вібростенду), при переході через вузлову лінію змінюється фаза сигналу. Роботу проведено в частотному діапазоні 10...300 Гц.

За рисунком вузлових ліній ідентифіковано власні форми коливань.

Порівняння розрахункових власних частот коливань моделі лопаті (рис. 3...7) з експериментальними наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Чисельне й експериментальне значення власних частот коливань лопаті ПГ та їх різниця

Власні частоти	f <sub>1</sub> , Гц	f <sub>2</sub> , Гц	f <sub>3</sub> , Гц	f <sub>4</sub> , Гц	f <sub>5</sub> , Гц
Розрахунок	26,1	83,4	123,5	205,9	242,7
Експеримент	26,7	86,4	121,1	197,6	241,1
Різниця, %					
Похибка	2,27	3,53	1,96	4,11	0,66

Відносна різниця між результатами чисельного та експериментального досліджень розраховано за наступною формулою:

$$\left| \frac{f_p^2 - f_e^2}{f_p^2 + f_e^2} \right| \cdot 100\% , \quad (10)$$

де  $f_p$  – власні частоти коливань отримані розрахунково;  $f_e$  – власні частоти коливань отримані експериментально.

Найбільша похибка у верифікації моделей чисельного і експериментального дослідження становить 4,11 % для четвертої частоти коливань.

### Другий етап дослідження.

Визначення розподілу поля деформацій на поверхні лопаті здійснено для складання схеми препарування. Схема складається таким чином, щоб розташування та кількість точок вимірювання забезпечили адекватну індикацію вібраційних напружень для всіх проявлених форм коливань лопаті.

Експериментально визначений розподіл поля деформацій для всіх форм коливань співпадає з розподілом відносних напружень, що визначено чисельно.

Наприклад, для четвертої власної форми коливань максимальні деформації на поверхні лопаті, що зафіксовано тензорезистором (рис. 8) співпадають з максимальними відносними напруженнями у чисельному дослідженні.

Для четвертої форми коливань максимальні деформації, що зафіксовано в експериментальному

дослідженні, локалізовані на поверхні обшивки зі сторони корита в зоні різкої зміни геометричної форми. Четверта форма є першою крутильною формою коливань лопаті. Крутильні коливання здійснюються відносно лінії центрів жорсткості поперечних перерізів лопаті.

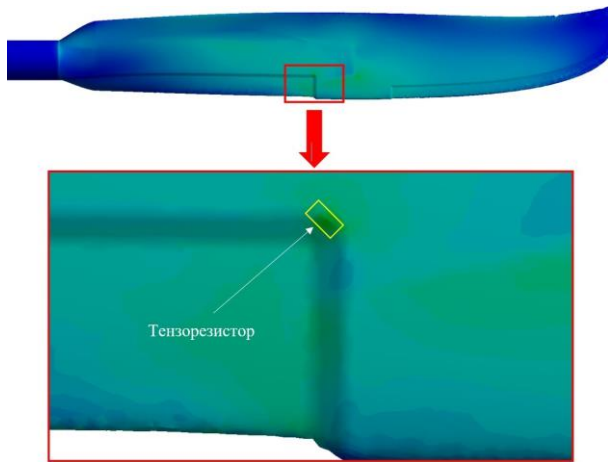


Рис. 8. Дослідження напружених зон лопаті для четвертої форми коливань

Для п'ятої власної форми коливань зона максимальних зафіксованих тензорезистором деформацій на поверхні лопаті та місце максимальних відносних напружень у чисельному дослідженні представлено на рис. 9.

Для п'ятої форми коливань максимальні деформації, що зафіксовано в експериментальному дослідженні, локалізовані на поверхні обшивки зі сторони спинки на позначеній зоні. П'ята форма коливань є третьою згинальною формою коливань лопаті. Вигін лопаті здійснюється навколо осі найменшої жорсткості перерізу.

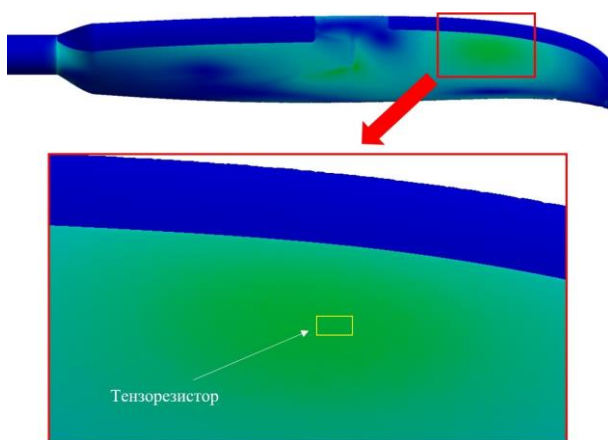


Рис. 9. Дослідження напружених зон лопаті для п'ятої форми коливань

## Висновки

Сформульовано положення методу чисельного визначення динамічних характеристик деталей з КМ. Особливістю підходу є те, що ефективні пружні властивості композиційного матеріалу потрібно визначити за допомогою процедури чисельної гомогенізації композиційних матеріалів різної структури армування. Ортотропні властивості еквівалентного гомогенного матеріалу потрібно задавати в локальних системах координат скінчених елементів відповідно до просторової геометрії конструкцій.

За допомогою програмного пакету ANSYS здійснено чисельне визначення власних частот і форм коливань лопаті ПГ з КМ.

Проведено верифікацію методу. Порівняння між чисельним дослідженням моделі лопаті та експериментальним дослідженням натурної лопаті показало збіг розподілу полів відносних напружень та деформацій для всіх форм коливань. Для власних частот коливань лопаті найбільша розбіжність між результатами чисельного й експериментального досліджень становить 4,11 % для четвертої частоти коливань.

Експериментальна верифікація розробленого методу дає можливість з точністю достатньою для практичної реалізації використовувати її на етапі проектування в організаціях, що спеціалізуються на дослідженні динамічної міцності конструкцій, виготовлених з КМ.

Перспективами подальших наукових розробок у даному напрямку є дослідження статичної міцності роторних композитних деталей авіаційних двигунів під впливом відцентрових сил і газового потоку. У розрахунках планується використання аналітично-чисельного методу знаходження параметрів критерію міцності, що враховує різницю між міцності при розтягу та стиску.

## Конфлікт інтересів

Автор заявляє, 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.

## Доступність даних

Рукопис не має пов'язаних даних.

**Використання засобів штучного інтелекту**

Автор підтверджує, що не використовував технології штучного інтелекту при створенні представленої роботи.

*i технологія. – 2020. – № 8 (168). – С. 121-129. DOI: 10.32620/akt.2020.8.16.*

**Література**

1. *Effect of Material Behavior on Dynamic Characteristics Determination of Marine Propeller Blade Using Finite Element Analysis [Text] / M. L. P. Kishore, R. K. Behera, S. K. Pradhan, & P. K. Parida // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 144. – P. 767-774. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.05.083.*

2. Abrate, S. 2 – Dynamic behavior of composite marine propeller blades [Text] / S. Abrate // *Dynamic Response and Failure of Composite Materials and Structures. – 2017. – P. 47–83. DOI: 10.1016/b978-0-08-100887-4.00002-0.*

3. Zghal, S. *Free vibration analysis of carbon nanotube-reinforced functionally graded composite shell structures [Text] / S. Zghal, A. Frikha, & F. Dammak // Applied Mathematical Modelling. – 2018. – Vol. 53. – P. 132-155. DOI: 10.1016/j.apm.2017.08.021.*

4. Roy, P. A. *Dynamic behaviour of pretwisted metal matrix composite blades [Text] / P. A. Roy, Y. Hu, & S. A. Meguid // Composite Structures. – 2021. – vol. 268. – Article no. 113947. DOI: 10.1016/j.compstruct.2021.113947.*

5. *Vibration characteristics of pre-twisted rotating Ti-SiC composite airfoil blade [Text] / M. Yao, S. Wang, Y. Niu, Q. Wu, & C. Wang // Applied Mathematical Modelling. – 2024. – vol. 128. – P. 392-409. DOI: 10.1016/j.apm.2024.01.033.*

6. Морозов, А. В. Чисельне визначення ефективних пружних характеристик тривимірно-армованого волокнистого композиційного матеріалу [Текст] / А. В. Морозов // *Авіаційно-космічна техніка*

**References**

1. Kishore, M. L. P., Behera, R. K., Pradhan, S. K., & Parida, P. K. Effect of Material Behavior on Dynamic Characteristics Determination of Marine Propeller Blade Using Finite Element Analysis. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 144, pp. 767-774. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.05.083.

2. Abrate, S. 2 – Dynamic behavior of composite marine propeller blades. *Dynamic Response and Failure of Composite Materials and Structures*, 2017, pp. 47–83. DOI: 10.1016/b978-0-08-100887-4.00002-0.

3. Zghal, S., Frikha, A., & Dammak, F. Free vibration analysis of carbon nanotube-reinforced functionally graded composite shell structures. *Applied Mathematical Modelling*, 2018, vol. 53, pp. 132-155. DOI: 10.1016/j.apm.2017.08.021.

4. Roy, P. A., Hu, Y., & Meguid, S. A. Dynamic behaviour of pretwisted metal matrix composite blades. *Composite Structures*, 2021, vol. 268, article no. 113947. DOI: 10.1016/j.compstruct.2021.113947.

5. Yao, M., Wang, S., Niu, Y., Wu, Q., & Wang, C. Vibration characteristics of pre-twisted rotating Ti-SiC composite airfoil blade. *Applied Mathematical Modelling*, 2024, vol. 128, pp. 392-409. DOI: 10.1016/j.apm.2024.01.033.

6. Morozov, A. V. Chysel'ne vyznachennya efektyvnykh pruzhnykh kharakterystyk tryvymirno-armovanoho voloknystoho kompozytsynoho materialu [Numerical determination of effective elastic characteristics of three-dimensional fiber composite material]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2020, no. 8 (168), pp. 121-129. DOI: 10.32620/akt.2020.8.16. (In Ukrainian).

Надійшла до редакції 15.02.24, прийнята до опублікування 15.04.2024

**NUMERICAL DETERMINATION METHOD OF DYNAMIC CHARACTERISTICS FOR COMPOSITE PROPELLER BLADE**

*Andrii Morozov*

The subject matter of this article is the dynamic characteristics of a composite propeller blade. Determination of the modes and frequencies of natural vibrations is necessary to predict the dangerous resonance modes of aircraft engines and to identify the most stressed local zones of the blade surface. The goal of this study is to develop a verified method for determining the dynamic characteristics of composite rotor parts of aircraft engines based on the known properties of the structural components of the composite material. A general mathematical statement of the problem of elasticity theory for the analysis of the dynamic characteristics of composite structures is described. A complete system of equations that describes the mechanical state of the body within the framework of the continuum mechanics approach was developed. Geometric modeling of the propeller blades was performed. Modeling and numerical investigation of the natural frequencies and mode shapes of the propeller blade were performed using the finite element method using the ANSYS software package. Based on the results of numerical research of the stressed and deformed

state of the propeller blade, the first five natural vibration frequencies and the distribution of the local stress field were determined. The most stressed local zones on the blade surface were determined for each form of natural vibration. The propeller blade model was verified using an experimental study of the first five forms and frequencies of natural blade vibrations. The eigenfrequencies of the blade vibration were experimentally determined using the method of free (natural) vibrations. The resonance method was used to experimentally determine the resonant frequencies and vibration modes of the blade. The distribution of the blade deformation field was investigated using the strain gauge method. The highest error in the verification of numerical and experimental research is 4.11% for the fourth vibration frequency. Conclusions. The scientific novelty of the results obtained is that the effective elastic properties of the composite material for calculations should be determined using the procedure of numerical homogenisation of composite materials of different reinforcement structures by the properties of the matrix and fibers. The method does not require experimental determination of the effective elastic constants for the layers of blade components of different weave architecture patterns.

**Keywords:** propeller blade; composite materials; modal analysis; effective elastic characteristics; dynamic characteristics; FEM.

**Морозов Андрій Володимирович** – провідний інженер-дослідник ДП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

**Andrii Morozov** – Lead Research Engineer SE «Ivchenko-Progress», Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: avm1478@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9343-6211.