

Г. Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, Ю. О. Сокальська, Ю. О. Остапчук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: filimonikhin@ukr.net

Модернізація методу коефіцієнтів впливу для визначення динамічної незрівноваженості жорсткого двохопорного ротора

В статті для підвищення точності визначення динамічної незрівноваженості жорсткого двохопорного ротора модернізується метод коефіцієнтів впливу. Модернізований метод враховує усі особливості жорсткого двохопорного ротора. В розрахунках використовує тільки сигнали, зняті з двох одноосьових датчиків вібрацій, та датчику фази. У явному вигляді не розраховуються коефіцієнти впливу, в розрахунках не використовуються величини і місця розташування пробних мас. Це зменшує похибки обчислень, зокрема, викликані асинхронним зняттям даних з датчиків.

ротор, незрівноваженість, балансувальний стенд, аналіз вібрацій, балансування

Постановка проблеми. В рамках загальної проблеми балансування жорстких роторів існує проблема з визначення динамічної незрівноваженості жорсткого двохопорного ротора. Випадок жорсткого двохопорного ротора найчастіше зустрічається у техніці. Це єдиний випадок ротора, який дозволяє балансувати ротор на будь-який зручний швидкості обертання. Причому, після балансування зникають оборотні вібрації ротора на будь-яких швидкостях обертання.

Основні методи визначення незрівноваженості ротора побудовані для лінійних систем. Найменшу кількість пусків ротора для цього забезпечує метод коефіцієнтів впливу. Відповідно до методу, для визначення незрівноваженості ротора у k площинах корекції необхідно пробно запустити ротор $(k+1)$ разів.

Стандартна реалізація методу коефіцієнтів впливу однакова для одно-, двох- і більше площинного балансування роторів. Вона не враховує особливостей жорстких двохопорних роторів, що не виправдано ускладнює реалізацію методу, призводить до появи похибок обчислень тощо.

В роботі модернізується метод коефіцієнтів впливу для випадку визначення динамічної незрівноваженості жорсткого двохопорного ротора. При цьому враховуються всі особливості розглядуваного ротора.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Балансувальні прилади призначені для визначення незрівноваженості мас ротора в одній чи декількох площинах корекції. Основні етапи розвитку балансувальної техніки і відповідної теорії найбільш повно відображені в роботах [1-4]. Основні методи визначення масової незрівноваженості побудовані для лінійних систем. Найменшу кількість пусків ротора для цього забезпечує метод коефіцієнтів впливу [5]. Так, відповідно до методу, для визначення динамічної незрівноваженості (незрівноваженості у двох площинах корекції) жорсткого ротора достатньо провести три пробних пуска (тому цей метод називають ще методом трьох пробних пусків). При балансуванні багатоопорного ротора мінімізують вібрації в його опорах [1-4]. Тому, датчики вібрацій встановлюють на опорах ротора, що ускладнює реалізацію методу.

У випадку жорсткого ротора його незрівноваженість динамічна. Вона має статичну і моментну складові. Динамічна незрівноваженість балансується у двох площинах

корекції на будь-який зручний швидкості обертання ротора. Після динамічного балансування жорсткого двохопального ротора теоретично зникають будь-які його оборотні вібрації на будь-яких швидкостях обертання. При балансуванні ротора в 1-й, 3-х і більше площинах корекції усуваються вібрації в опорах ротора тільки на певній швидкості чи певних швидкостях обертання ротора. Тому вібрації вимірюються тільки в опорах. Це ускладнює реалізацію методу для таких роторів. У випадку жорсткого двохопального ротора немає потреби вимірювати вібрації тільки в опорах ротора. Тому виникає можливість модернізувати метод з метою спрощення вимірювання вібрацій в контрольних точках.

З розвитком обчислювальної техніки удосконалюються алгоритми обробки сигналів, що поступають з датчиків вібрацій і фази [6-8]. У випадку аналогових датчиків сигнали у вигляді напружень оцифровуються різними АЦП. При цьому з використанням коефіцієнтів переведення датчиків напруження переводяться у пришвидшення, швидкість чи переміщення. Це ускладнює розрахунки, збільшує час на розрахунки, є джерелом виникнення похибок тощо.

При дослідженні динаміки повітряних і гребних гвинтів виникає задача окремого визначення незрівноваженості мас і аеродинамічної чи гідродинамічної незрівноваженості у вигляді масового еквівалента [9-11]. Для розв'язання цієї задачі не треба контролювати клас точності балансування, не треба переводити напруження у віброшвидкості тощо. Це надає можливість спростити обробку сигналів з датчиків вібрацій шляхом виключення з розрахунків переведення напружень у величини, що характеризують вібрації.

В залежності від АЦП сигнали з датчиків фази і вібрацій можуть зніматися у синхронному і асинхронному режимах. Самі електрична чи обчислювальна системи АЦП можуть давати затримки у оцифруванні сигналів [3,4]. Це впливає на точність визначення коефіцієнтів впливу. Тому виникають питання: чи є потреба обчислювати коефіцієнти впливу у явному вигляді при визначенні незрівноваженості мас; що забезпечує стійкість методу коефіцієнтів впливу при затримці сигналів чи при асинхронній роботі АЦП.

Постановка завдання. Мета роботи – для підвищення точності визначення динамічної незрівноваженості жорсткого ротора модернізувати метод коефіцієнтів впливу. Для досягнення мети необхідно розв'язати такі завдання:

- 1) визначити правила розмітки ротора, місця встановлення датчиків вібрацій і датчика фази, тип сигналів, що знімаються з датчиків, алгоритми обробки сигналів;
- 2) модернізувати метод коефіцієнтів впливу шляхом виключення з розрахунків інформації про величини і місця встановлення пробних мас, виключення розрахунків коефіцієнтів впливу тощо;
- 3) розробити віртуальний прилад для визначення динамічної незрівноваженості жорсткого двохопального ротора і провести його апробацію.

Виклад основного матеріалу

1.1. Розмітка ротора, розміщення датчиків вібрацій і фази, обробка сигналів. Ротор розглядається як абсолютно жорсткий. У нього повинні бути дві паралельні площини корекції. В цих площинах визначається динамічна незрівноваженість ротора. Незрівноваженість ротора Q_j , у площині корекції $j=1,2$ утворюється точковою масою m_j , встановленою на відстані R_j від подовжньої осі ротора. Задача полягає у визначенні як величин точкових мас, так і місць розташування цих мас на колах радіусів R_j . Для визначення фази коливань і відрахунку нового оберту ротора на нього наноситься нульова мітка.

Для заміру вібрацій використовуються два одноосьових датчика вібрацій. Це можуть бути акселерометри, датчики віброшвидкостей чи вібропереміщень. Датчики можуть бути як аналоговими, так і цифровими, але їх характеристики повинні бути лінійними. Датчики вібрацій розташовуються будь-де, зокрема, біля опор ротора, на

платформі, де встановлений ротор, на корпусі, у якому встановлений ротор тощо. Датчики вібрацій повинні надавати можливість виявляти дві основні моди коливань ротора: від статичної незрівноваженості; від моментної незрівноваженості. Наприклад, міжопорний ротор на двох однакових ізотропних опорах буде здійснювати циліндричну прецесію від статичної незрівноваженості і конічну нутацію від моментної. Датчики повинні надавати можливість виявляти і розрізняти ці форми коливань ротора.

Датчиком фаз може бути датчик, що працює на будь-якому принципі – оптичному, магнітному, індуктивному. На початку нового оберту датчик повинен видавати чіткий сигнал.

Сигнали з датчиків знімаються паралельно чи послідовно з деяким кроком у часі Δt протягом $T=N \cdot \Delta t$ секунд, де N – ціле число. Рекомендується, щоб на один оберт ротора перепадало не менше 72 вимірів показань з датчиків.

У результаті зняття сигналів з датчиків формується таблиця, яка має $(N+1)$ рядків і 3 стовпчика. Перший рядок відповідає моменту часу 0 с, а останній – T с. Перший стовпчик відповідає сигналу з датчика фаз, другий стовпчик – сигналу з другого, а третій – третього датчику вібрацій.

Немає значення як оцифровується той чи інший сигнал. Він може бути заміряним на датчику напруженням, цілим числом від 0 до 2^n у випадку АЦП з n розрядами тощо. Головне, щоб оцифрований сигнал з датчиків вібрацій був прямо пропорційним відповідним пришвидшенням, швидкостям чи переміщенням.

Таблиця сигналів обробляється за певним алгоритмом, наприклад, розробленим в роботі [8]. В результаті визначаються дві характеристики вібрацій у вигляді комплексних чисел

$$\mathbf{V}_j = V_j e^{i\varphi_j}, \quad / j = 1, 2/, \quad (1)$$

де V_j визначає модуль, а φ_j – фазу вібрацій у напрямку датчику вібрацій номер j .

1.2. Алгоритми розрахунків динамічної незрівноваженості. Вібрації у 0-му пробному запуску в двох площинах вимірювання вібрацій $\mathbf{V}0_1, \mathbf{V}0_2$, викликані невідомими незрівноваженими масами $\mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2$:

$$\mathbf{V}0_j = \mathbf{a}_{j1} \mathbf{Q}_1 + \mathbf{a}_{j2} \mathbf{Q}_2, \quad / j = 1, 2/, \quad (2)$$

де $\mathbf{a}_{11}, \mathbf{a}_{12}, \mathbf{a}_{21}, \mathbf{a}_{22}$ – невідомі комплексні коефіцієнти впливу.

Вібрації у 1-му пробному запуску $\mathbf{V}1_1, \mathbf{V}1_2$, викликані невідомими незрівноваженими масами $\mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2$ і пробною масою $\mathbf{P}_1$:

$$\mathbf{V}1_j = \mathbf{a}_{j1} (\mathbf{Q}_1 + \mathbf{P}_1) + \mathbf{a}_{j2} \mathbf{Q}_2, \quad / j = 1, 2/. \quad (3)$$

Вібрації у 2-му пробному запуску $\mathbf{V}2_1, \mathbf{V}2_2$, викликані невідомими незрівноваженими масами $\mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2$ і пробною масою $\mathbf{P}_2$:

$$\mathbf{V}2_j = \mathbf{a}_{j1} \mathbf{Q}_1 + \mathbf{a}_{j2} (\mathbf{Q}_2 + \mathbf{P}_2), \quad / j = 1, 2/. \quad (4)$$

Будемо шукати коригувальні маси у вигляді:

$$\mathbf{C}_j = -\mathbf{Q}_j = \delta_j \mathbf{P}_j, \quad / j = 1, 2/, \quad (5)$$

де комплексне число δ_j , $/ j = 1, 2/$ у експоненціальній формі:

$$\delta_j = \delta_j e^{i\psi_j}, \quad (6)$$

(i – уявна одиниця) визначає, що коригувальна маса $\mathbf{Q}_j$ більше відповідної пробної маси $\mathbf{P}_j$ у δ_j разів, а кут ψ_j задає на роторі положення незрівноваженої маси $\mathbf{Q}_j$ і відраховується від пробної маси $\mathbf{P}_j$ до незрівноваженої маси $\mathbf{Q}_j$ у напрямку обертання

ротора. Коригувальна маса розміщена на роторі на тому ж радіусі, що і пробна. Вібтрації після балансування:

$$0 = \mathbf{a}_{j1}(\mathbf{Q}_1 + \delta_1 \mathbf{P}_1) + \mathbf{a}_{j2}(\mathbf{Q}_2 + \delta_2 \mathbf{P}_2), \quad / j = 1, 2 /. \quad (7)$$

Отже, одержали 8 рівнянь (2)–(4), (7) для визначення 8 невідомих $\mathbf{a}_{11}, \mathbf{a}_{12}, \mathbf{a}_{21}, \mathbf{a}_{22}, \mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2, \delta_1, \delta_2$.

Для лінійних пружних систем коефіцієнти впливу повинні бути симетричними ($\mathbf{a}_{12} = \mathbf{a}_{21}$). Не будемо використовувати цю властивість з метою зменшення впливу на точність розрахунків затримки сигналів, асинхронного оцифрування сигналів з датчиків тощо.

Розв'язуємо одержану систему рівнянь.

Формальне визначення незрівноважених мас через коефіцієнти впливу і параметри вібрацій нульового запуску:

$$\mathbf{Q}_1 = (\mathbf{V}0_1 \mathbf{a}_{22} - \mathbf{V}0_2 \mathbf{a}_{12}) / \Delta, \quad \mathbf{Q}_2 = -(\mathbf{V}0_1 \mathbf{a}_{21} - \mathbf{V}0_2 \mathbf{a}_{11}) / \Delta, \quad (8)$$

де

$$\Delta = \mathbf{a}_{11} \mathbf{a}_{22} - \mathbf{a}_{12} \mathbf{a}_{21}. \quad (9)$$

Розв'язок формальний, бо у нас немає коефіцієнтів впливу.

З (3), (4) знаходимо

$$\mathbf{V}2_j - \mathbf{V}0_j = \mathbf{a}_{j2} \mathbf{P}_2, \quad / j = 1, 2 /. \quad (10)$$

Звідси формально визначаємо коефіцієнти впливу

$$\mathbf{a}_{j1} = (\mathbf{V}1_j - \mathbf{V}0_j) / \mathbf{P}_1, \quad \mathbf{a}_{j2} = (\mathbf{V}2_j - \mathbf{V}0_j) / \mathbf{P}_2, \quad / j = 1, 2 /. \quad (10)$$

Розв'язок формальний, бо у нас немає комплексних чисел $\mathbf{P}_1, \mathbf{P}_2$ що характеризують пробні маси $\mathbf{P}_1, \mathbf{P}_2$.

З (9), (10) знаходимо

$$\Delta = \mathbf{D} / \mathbf{P}_1 \mathbf{P}_2, \quad (11)$$

де

$$\mathbf{D} = \mathbf{V}0_1 \mathbf{V}1_2 - \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}1_1 - \mathbf{V}0_1 \mathbf{V}2_2 + \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}2_1 + \mathbf{V}1_1 \mathbf{V}2_2 - \mathbf{V}1_2 \mathbf{V}2_1. \quad (12)$$

З (8), (10), (11) формально знаходимо незрівноважені маси:

$$\mathbf{Q}_1 = \mathbf{P}_1 (\mathbf{V}0_1 \mathbf{V}2_2 - \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}2_1) / \mathbf{D}, \quad \mathbf{Q}_2 = -\mathbf{P}_2 (\mathbf{V}0_1 \mathbf{V}1_2 - \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}1_1) / \mathbf{D}. \quad (13)$$

З (5), (13) знаходимо відносні характеристики коригувальних мас $\mathbf{C}_1, \mathbf{C}_2$:

$$\delta_1 = -(\mathbf{V}0_1 \mathbf{V}2_2 - \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}2_1) / \mathbf{D}, \quad \delta_2 = (\mathbf{V}0_1 \mathbf{V}1_2 - \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}1_1) / \mathbf{D}. \quad (14)$$

Відносні величини і відносні положення самих незрівноважених мас $\mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2$ задають комплексні числа

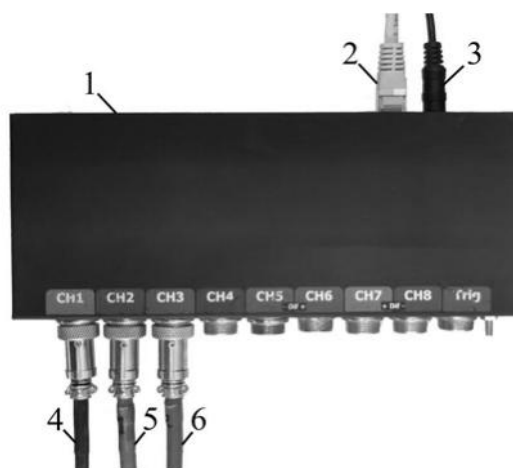
$$\mathbf{d}_1 = \frac{\mathbf{Q}_1}{\mathbf{P}_1} = \frac{\mathbf{V}0_1 \mathbf{V}2_2 - \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}2_1}{\mathbf{D}} = -\delta_1, \quad \mathbf{d}_2 = \frac{\mathbf{Q}_2}{\mathbf{P}_2} = -\frac{\mathbf{V}0_1 \mathbf{V}1_2 - \mathbf{V}0_2 \mathbf{V}1_1}{\mathbf{D}} = -\delta_2. \quad (15)$$

Динамічна незрівноваженість ротора розраховується по амплітудам і фазам оборотних коливань величин, знятих з датчиків вібрацій. У явному вигляді не розраховуються коефіцієнти впливу, в розрахунках не використовуються величини і місця розташування пробних мас. Це зменшує похибки обчислень, зокрема, викликані асинхронним зняттям даних з датчиків вібрацій, затримками у контролерах, АЦП тощо.

1.3. Віртуальний прилад для динамічного балансування жорсткого двохопорного ротора. Для реалізації і апробації модернізованого методу був створений віртуальний балансувальний прилад. Прилад використовує два аналогових датчика-акселерометра ADXL335 (Analog Devices, Inc., USA), аналоговий тахометр. Аналоговий акселерометр створює напруження, що змінюється від 0 до 3,3 В. Це відповідає зміні віброприсквидження від -3 до $+3$ g. Аналоговий тахометр більшу

частину одного оберту видає майже постійне напруження $4,8\text{ В}$ за умови, що лазерне світло не попадає на білу стрічку, наклеєну на ротор. При попаданні світла на білу стрічку, воно відбивається і попадає на фоторезистор. Через це напруження падає приблизно до $2,5\text{ В}$. За кожен оберт ротора спостерігається один єдиний явно виражений мінімум.

Аналогові сигнали оцифровує USB осцилограф MT Pro 4.1 (MLab, Україна). Кількість аналогових каналів – 8, розрядність АЦП – 12 бит, максимальна частота дискредитації на канал 500 КГц при використанні 7 чи 8 каналів. Данні з каналів оцифровуються паралельно. USB осцилограф працює з будь-яким сучасним комп'ютером з ОС Windows 7–11. Осцилограф дозволяє обирати частоту і час дискретизації, зберігати оцифровані сигнали у файлі Excel.



1 – USB осцилограф MT Pro 4.1; 2 – мережевий кабель передачі даних на ПК; 3 – кабель живлення;
4 – кабель тахометра; 5 – кабель акселерометра 1; 6 – кабель акселерометра 2

Рисунок 1 – віртуальний прилад для динамічного балансування жорсткого двохопорового ротора
Джерело: розроблено авторами

Після трьох пробних запусків ротора одержуються три файли Excel з оцифрованими даними. Данні обробляються в програмі MathCad за алгоритмами, описаними в роботі [8]. В результаті для кожного запуску ротора визначаються дві характеристики вібрацій у вигляді комплексних чисел (1).

В першому експерименті балансувався ротор побутового осьового вентилятора з крильчаткою. Сумарна маса $2,7\text{ кг}$. На ротор електродвигуна насаджена крильчатка. Ротор встановлений в корпус двигуна з можливістю обертання. Сам двигун пружно закріплений [10]. Балансування відбулося за 2 цикли. Залишкова незрівноваженість не перевищувала $0,3\text{ г}\cdot\text{мм}$ у кожній площині корекції. При такій незрівноваженості ротора характеристики вібрацій стають не стабільними.

В другому експерименті балансувалася центрифуга побутової пральної машини. Центрифуга насаджена на ротор електродвигуна. Ротор встановлений в корпус двигуна з можливістю обертання. Сам двигун пружно закріплений [11]. Сумарна маса центрифуги і електродвигуна $8,2\text{ кг}$. Балансування відбулося за 2 цикли. Залишкова незрівноваженість не перевищувала $0,8\text{ г}\cdot\text{мм}$ у кожній площині корекції. При такій незрівноваженості центрифуги характеристики вібрацій стають не стабільними.

Висновки

1. Для модернізації методу коефіцієнтів впливу для визначення динамічної незрівноваженості жорсткого ротора використано те, що тільки у випадку жорсткого ротора його динамічне балансування у двох площинах корекції на певній швидкості

обертання усуває вібрації на всіх швидкостях обертання ротора. Модернізований метод використовує в розрахунках тільки сигнали, зняті з двох одноосьових датчиків вібрацій, та датчику фази. Це дає можливість розширити можливі місця розташування двох одноосьових датчиків вібрацій, визначати незрівноваженість ротора на будь-який зручний швидкості обертання, спростити розмітку ротора до нанесення мітки обертів.

Для зменшення похибок і часу замірів сигналів з датчиків фази і вібрацій запропоновано знімати сигнали «як є», без переводу у пришвидшення, швидкість чи переміщення. Запропоновано по заміряним сигналам визначати їх амплітуди і фази коливань. Це також зменшує час розрахунків і похибки обчислень.

2. Динамічна незрівноваженість ротора розраховується по амплітудам і фазам оборотних коливань величин, знятих з датчиків вібрацій. У явному вигляді не розраховуються коефіцієнти впливу, в розрахунках не використовуються величини і місця розташування пробних мас. Це зменшує похибки обчислень, зокрема, викликані асинхронним зняттям даних з датчиків вібрацій, затримками у контролерах, АЦП тощо.

3. Розробленим віртуальним балансувальним пристроєм балансування роторів на лінійних опорах відбувається за 1, 2 цикли. Після цього залишкова незрівноваженість ротора настільки мала, що характеристики залишкових вібрацій ротора стають не стабільними, тобто змінюються від пуску до пуску ротора. Остаточна незрівноваженість ротора електродвигуна побутового вентилятора масою 2,7 кг не перевищувала 0,3 г·мм у кожній площині корекції. У центрифуги побутової пральної машини, насадженої на вал електродвигуна, сумарної маси 8,2 кг остаточна незрівноваженість не перевищувала 0,8 г·мм.

Список літератури

1. Darlow M. S. Review of Literature on Rotor Balancing. In: *Balancing of High-Speed Machinery. Mechanical Engineering Series*. Springer, New York, NY, 1989. P. 39–52. https://doi.org/10.1007/978-1-4612-3656-6_3
2. Foiles W. C., Allaire P. E., Gunter E. J. Review: Rotor Balancing. *Shock and Vibration*. 1998. Vol. 5, № 5–6. P. 325–336. <https://doi.org/10.1155/1998/648518>
3. Ibraheem A., Ghazaly N., Abd el-Jaber G. Review of Rotor Balancing Techniques. *American Journal of Industrial Engineering*. 2019. Vol. 6, № 1. P. 19–25. URL: <https://www.sciepub.com/ajie/abstract/11311> (дата звернення: 21.04.2025).
4. Li L., Cao S., Li J., Nie R., Hou L. Review of Rotor Balancing Methods. *Machines*. 2021. Vol. 9, № 5: 89. <https://doi.org/10.3390/machines9050089>
5. Everett L. J. Optimal Two-Plane Balance of Rigid Rotors. *Journal of Sound and Vibration*. 1997. Vol. 208, № 4. P. 656–663. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.1211>
6. Xu X., Fan P. Rigid Rotor Dynamic Balancing by Two-Plane Correction with the Influence Coefficient Method. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vols. 365–366. P. 211–215. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.365-366.211>
7. Фоменко Д. С., Костенко В. Л. Динамічна незрівноваженість металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompресорної станції. *Інтегровані технології та енергозбереження. Серія: Інтегровані технології пром-сті*. 2019. № 2. С. 47–56. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43787>
8. Філімоніхін Г. Б., Остапчук Ю. О., Олійніченко Л. С. Практичні способи визначення масової і аеродинамічної (гідродинамічної) незрівноваженості лопаткового гвинта. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту: тези доп. IV Міжнар. наук.-техн. конф.* (Вінниця, 3–5 черв. 2025 р.). Вінниця, 2025. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2025/paper/viewFile/24926/20616> (дата звернення: 21.04.2025).
9. Філімоніхін Г. Б., Сокальська Ю. О., Остапчук Ю. О. Метод чотирьох пробних пусків для визначення масової і аеродинамічної незрівноваженості повітряного гвинта. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту: тези доп. IV Міжнар. наук.-техн. конф.* (Вінниця, 3–5 черв. 2025 р.). Вінниця, 2025. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2025/paper/view/25137> (дата звернення: 21.04.2025).
10. Філімоніхін Г. Б., Білик Ю. О., Олійніченко Л. С. Стенд для дослідження звичайної і аеродинамічної незрівноваженостей повітряного гвинта. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту: тези доп. II Міжнар. наук.-техн. конф.* (Вінниця, 13–15 трав. 2021 р.). Вінниця, 2021. С. 57–59. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/view/13296> (дата звернення: 21.04.2025).
11. Filimonikhin G., Yatsun V., Matsui A., Olijnichenko L., Pukalov V. Determining experimentally the patterns of the manifestation of the Sommerfeld effect in a ball auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. Vol. 5, № 7 (119). P. 96–104. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.265578>

References

1. Darlow, M. S. (1989). *Review of literature on rotor balancing*. In *Balancing of High-Speed Machinery* (pp. 39–52). Mechanical Engineering Series. New York, NY: Springer. https://doi.org/10.1007/978-1-4612-3656-6_3
2. Foiles, W. C., Allaire, P. E., & Gunter, E. J. (1998). Review: Rotor balancing. *Shock and Vibration*, 5(5–6), 325–336. <https://doi.org/10.1155/1998/648518>
3. Ibraheem, A., Ghazaly, N., & Abd el-Jaber, G. (2019). Review of rotor balancing techniques. *American Journal of Industrial Engineering*, 6(1), 19–25. Retrieved April 21, 2025, from <https://www.sciepub.com/ajie/abstract/11311>
4. Li, L., Cao, S., Li, J., Nie, R., & Hou, L. (2021). Review of rotor balancing methods. *Machines*, 9(5), 89. <https://doi.org/10.3390/machines9050089>
5. Everett, L. J. (1997). Optimal two-plane balance of rigid rotors. *Journal of Sound and Vibration*, 208(4), 656–663. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.1211>
6. Xu, X., & Fan, P. (2013). Rigid rotor dynamic balancing by two-plane correction with the influence coefficient method. *Applied Mechanics and Materials*, 365–366, 211–215. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.365-366.211>
7. Fomenko, D. S., & Kostenko, V. L. (2019). *Dynamic unbalance of metal rotating bodies of gas-compressor units of gas-compressor stations. Integrated Technologies and Energy Saving. Series: Integrated Technologies of Industry*, (2), 47–56 [in Ukrainian]. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43787>
8. Filimonikhin, H. B., Ostapchuk, Yu. O., & Oliinychenko, L. S. (2025). *Practical methods of determining mass and aerodynamic (hydrodynamic) imbalance of a blade propeller*. In *Proceedings of the 4th International Scientific and Technical Conference “Prospects for the Development of Mechanical Engineering and Transport”* (Vinnytsia, June 3–5, 2025). Vinnytsia [in Ukrainian]. Retrieved April 21, 2025, from <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2025/paper/viewFile/24926/20616>
9. Filimonikhin, H. B., Sokalska, Yu. O., & Ostapchuk, Yu. O. (2025). *Method of four test runs for determining mass and aerodynamic imbalance of an air propeller*. In *Proceedings of the 4th International Scientific and Technical Conference “Prospects for the Development of Mechanical Engineering and Transport”* (Vinnytsia, June 3–5, 2025). Vinnytsia [in Ukrainian]. Retrieved April 21, 2025, from <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2025/paper/view/25137>
10. Filimonikhin, H. B., Bilyk, Yu. O., & Oliinychenko, L. S. (2021). *Stand for studying ordinary and aerodynamic imbalances of an air propeller*. In *Proceedings of the 2nd International Scientific and Technical Conference “Prospects for the Development of Mechanical Engineering and Transport”* (Vinnytsia, May 13–15, 2021) (pp. 57–59). Vinnytsia [in Ukrainian]. Retrieved April 21, 2025, from <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/view/13296>
11. Filimonikhin, G., Yatsun, V., Matsui, A., Oliinychenko, L., & Pukalov, V. (2022). Determining experimentally the patterns of the manifestation of the Sommerfeld effect in a ball auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(7/119), 96–104. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.265578>

Gennadiy Filimonikhin, Prof., DSc., Yuliia Sokalska, Yuliia Ostapchuk

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Modernization of the Influence Coefficient Method for Determining the Dynamic Unbalance of a Rigid Two-support Rotor

The purpose of the work is to modernize the method of influence coefficients to increase the accuracy of determining the dynamic unbalance of a rigid two-support rotor.

According to the modernized method, the rotor is installed on a balancing stand and the amplitudes and phases of the oscillations of the signals recorded from two single-axis vibration sensors during rotor rotation with a constant angular velocity are determined three times. The first time the rotor is rotated without adding test masses. The second time, a test mass is attached to the rotor in the first correction plane. The third time, a test mass is attached to the rotor in the second correction plane. After that, the relative values and relative positions of the unbalanced masses are calculated using complex coefficients in exponential form. The modulus of the complex number determines how many times the unbalanced mass in a certain correction plane is greater than the corresponding test mass. The angle sets the position of the unbalanced mass on the rotor and is counted from the test mass to the unbalanced mass in the direction of rotor rotation. Unbalanced masses are placed on the rotor at the same radius as the test masses.

The modernized method uses in the calculations only the signals taken from two uniaxial vibration sensors and the phase sensor. The influence coefficients are not calculated explicitly. The values and locations of the test masses are not used in the calculations. This reduces the calculation errors, in particular, those caused by asynchronous data collection from the sensors.

rotor, unbalance, balancing stand, vibration analysis, balancing

Одержано (Received) 27.08.2025

Прорецензовано (Reviewed) 04.09.2025

Прийнято до друку (Approved) 19.09.2025