

Вплив дисбалансів на динамічні характеристики лабораторної центрифуги HERMLE Z306

А.Є. Бабенко¹ • Я.І. Лавренко¹

Received: 27 December 2023 / Revised: 26 February 2023 / Accepted: 5 March 2024

Анотація. Лабораторні центрифуги застосовуються у різних галузях промисловості. Під час експлуатації виникають вібрації, в тому числі і на резонансних частотах, що у свою чергу погіршують функціональні можливості. У даній науковій роботі розглянуто модель лабораторної центрифуги HERMLE Z306 для визначення динамічних характеристик, що використовується у медичних лабораторіях для сепарації сумішей різних фракцій. Аналітично визначені зони стабільної роботи центрифуги і вплив швидкості обертання на власні частоти. Експериментально отримані дані, які показують вплив дисбалансів на динамічні характеристики центрифуги HERMLE Z306. В результаті моделювання визначені амплітудно-частотні характеристики та побудована діаграма Кемпбелла.

Моделювання динамічних процесів у лабораторних центрифугах шляхом дослідження впливу дисбалансів на якість сепарації сумішей. Визначення зон стійкої роботи центрифуги.

Побудови амплітудно-частотних характеристик центрифуги, визначення зон стійкої роботи лабораторної центрифуги під час сепарації та діаграми Кемпбелла, що відображає залежність власних частот від частоти обертання центрифуги HERMLE Z306. Дана діаграма дає можливість визначити резонансні зони.

На основі використання рівняння Лагранжа другого роду отримується модель, яка надає можливість визначити зони стійкої роботи центрифуги. За допомогою експериментального обладнання визначити АЧХ центрифуги та для визначення резонансних зон проаналізувати діаграму Кемпбелла.

Аналітично визначені зони стійкої роботи лабораторної центрифуги. Побудовані амплітудно-частотні характеристики центрифуги HERMLE Z306, побудовані траєкторії руху вільного кінця валу з врахуванням відповідних дисбалансів та експериментально визначені резонансні зони.

Експериментальні дослідження показали, що вільний кінець валу лабораторної центрифуги рухається по поверхні, форма якої і, відповідно, шлях руху залежить як від кутів повороту, так і поступального переміщення, які виникають внаслідок деформацій пружних опор. Проведені аналітичні та експериментальні дослідження дали можливість визначити нестабільні режими та тим самим визначити області робочих режимів центрифуги. Процес сепарації буде стійким якщо корені рівняння мають від'ємну дійсну частину, більш того рух при цьому буде асимптотно стійким при наявності сил опору. Розроблена експериментальна методика визначення динамічних параметрів центрифуги. На її основі визначено вплив швидкості обертання на власні частоти.

Ключові слова: ротор, центрифуга, дисбаланс, моделювання, амплітуда, частота.

Вступ

У швидкохідних машин пружні гіроскопічні ефекти мають суттєвий вплив. Широкий класом гіроскопічних систем є ротори високошвидкісних ультрацентрифуг, які мають гнучкий вал на пружних опорах

з зосередженими масами. Ультрацентрифуги зазвичай забезпечені змінним комплектом роторів з різними масами та моментами інерції, діапазон їх робочих швидкостей досить широкий (наприклад, від 0 до 75000 об/хв), тому вказані фактори обумовлюють коливання подібних систем.

Центрифуги з великими швидкостями обертання (до 15000 об./хв.) використовуються для розділення сумішей різної щільності на фракції та часто розробляються як універсальні прилади [1], [2]. Вони мають різні швидко обертові елементи у вигляді роторів з широ-

✉ Я.І. Лавренко
Lavrenko.iaroslav@gmail.com

¹ КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

ким діапазоном їх використання. Великі ротори з масами до 20 кг використовуються, наприклад, у сепараторах крові [3].

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Загальна теорія згинних коливань вертикальних роторів в полі сил тяжіння розглянута в роботах Зеймана та Кушуля [4], [5].

Зі збільшенням кутових швидкостей пружні деформації осі ротора гіроскопа можуть помітно впливати на положення його осі. Одна з перших робіт, присвячена динаміці гіроскопа з пружною віссю, належить Магнусу [6]. Пізніше коливання вільного гіроскопа з пружним валом досліджувались Маундером та Уиппелом [7]–[9]. Стійкість руху гіроскопа з врахуванням пружних властивостей осі ротора розглядалися Кременуло [10].

Головна складність дослідження вібрацій вертикальних роторів виникає через поздовжній згин ротору силами, напрям яких змінюється разом зі зміною форми пружної лінії [11], [12].

В будь-якій механічній системі, що включає в себе тіла, що обертаються, в тій чи іншій мірі, виникають коливальні рухи. В залежності від кількості тіл, які обертаються, система може мати різну кількість ступенів свободи та різну кількість власних частот [13]–[15]. Рух механічної системи, у якій ротор розташований посередині підшипникових вузлів, розглянуто досить широко Гусаровим та Нестеренком [16], [17].

Найпростішими детально проаналізованими задачами є рух систем, у яких враховується тільки переміщення центрів мас по відношенню осі обертання. На відміну від вказаних робіт у даній роботі розглядаються ефекти, які пов'язані не тільки з силами обумовленими переміщенням центра ваги зосереджених мас, а і з кутовими поворотами перерізів у яких знаходяться маси. Врахування кутів повороту вдвічі збільшує кількість ступенів свободи і відповідно кількість власних частот коливань і вплив на них гіроскопічних сил [18].

Найчастіше задача про двохопорний вал з розташованим на ньому диском. Особливістю коливань таких валів є те, що прогин перетину валу, де прикріплений диск, супроводжується поворотом перетину, тому відхилення центру валу супроводжується поворотом площини диску і, відповідно, одночасно відбувається прецесія центру валу та кутова прецесія диску. Кутова прецесія диску, яка викликає додаткові сили в наслідок гіроскопічної дії диску розглянуті в роботі [19], [20], [21]. Якщо швидкість обертання валу та моменти інерції насаджених на нього дисків відносно невеликі, то частоти власних коливань валу практично співпадають з власними частотами валу який не обертається.

Аналіз попередніх робіт з дослідження руху центрифуги базуються на розрахункових системах, на

яких тіло, що обертається являє собою одномасову систему у вигляді диску [22]. В той час коли реальні центрифуги являють собою системи з декількох тіл, що обертаються. У роботах [23], [24], [25] центрифуга розглядається як система, що складається з одного диску, який закріплений на валу і результати розрахунку не збігаються з експериментальними даними.

При розгляді руху одного тіла досить зручним є підхід, який базується на використанні другого закону Ньютона і теореми про зміну кінетичного моменту, які як правило, і використані у багатьох роботах. При дослідженні руху системи, яка складається з декількох тіл більш зручним є використання рівнянь Лагранжа другого роду.

У даній роботі центрифуга розглядається, як трьох масова система і враховується те, що підшипник деформується як абсолютно пружне тіло. Використання розрахункової схеми, яка відповідає реальній конструкції дає змогу описати роботу системи у відповідності до дійсності.

Основними задачами проектування є забезпечення надійності, стійкості та простота використання. Основною робочою частиною, що забезпечує технологічний процес є ротор (I) з чашками (II), які кріпляться на цапфах (рис. 1), для мензурок різних форм (III) з різною вагою сумішей (IV), що може призвести до виникнення дисбалансів. При запуску чашки обертаються відносно осі центрифуги та відносно осі цапф.

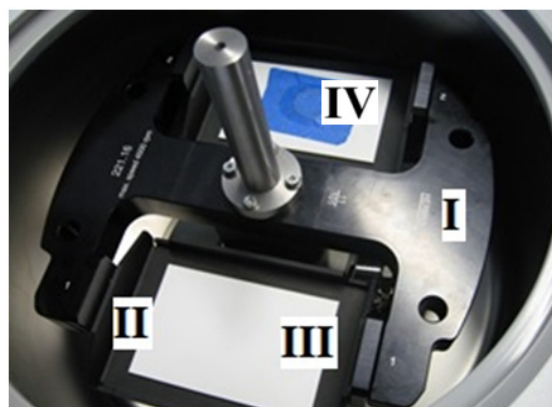
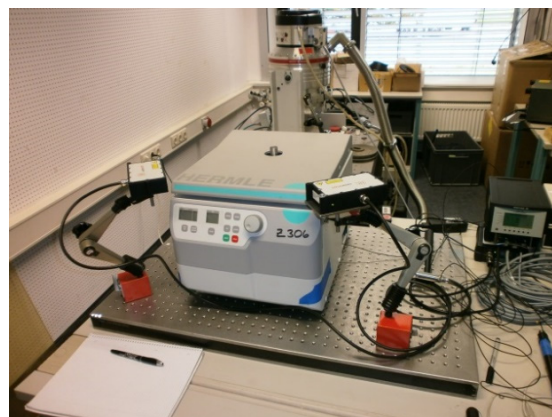


Рис. 1. Ротор та центрифуга HERMLE Z306

Динамічна поведінка центрифуги залежить не тільки від деформації опор, а і від деформації пружних елементів, якими є вал та підшипники. Тому дослідження руху лабораторної центрифуги HERMLE Z306 є актуальним.

Мета і задачі дослідження

Метою представленої роботи є визначення зон стійкої роботи лабораторної центрифуги HERMLE Z306 під час сепарації шляхом використання рівняння Лагранжа другого роду. Побудова амплітудно-частотних характеристик центрифуги з врахуванням дисбалансів. Також визначення траєкторії руху вільного кінця валу центрифуги на різних швидкостях обертання з врахуванням дисбалансів та побудова залежності власних частот від частоти обертання, що дають можливість визначити як до-резонансні та після резонансні зони роботи центрифуги HERMLE Z306.

Матеріали та методи дослідження

Результати показують, що рух чашок може бути нестабільним. Для визначення параметрів, необхідних умов руху та стійкого руху центрифуги створена розрахункова модель, наведена на рис. 2.

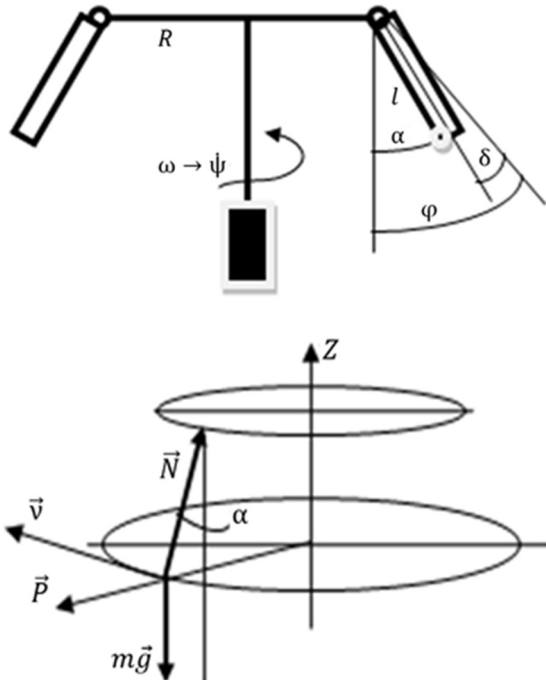


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення стійкості руху центрифуги

На рис. 2 показані \vec{v} – колова швидкість, \vec{P} – відцентрова сила, \vec{N} – осьова сила стрижня. Вважається, що кут α відповідає усталеному режиму і кутова

швидкість обертання центрифуги в усталеному режиму рівна ω .

Використовуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial L}{\partial \psi} = Q_{\psi},$$

де Q_{φ} , Q_{ψ} – узагальнені сили, L – функція Лагранжа.

Потенціальна енергія системи визначається потенціальною енергією стаканів. Оскільки їх два, то:

$$\Pi = 2mgl(1 - \cos \alpha),$$

де m – маса стакану, l – відстань від осі обертання (осей цапф) до центру ваги, α – кут відхилення осі стакану від вертикальної осі. При зміні положення стакану кут α змінюється на величину ϵ , яка є змінною. В усталеному русі $\dot{\varphi} = \alpha + \epsilon$, кутова швидкість обертання стакану навколо осі центрифуги при усталеному режимі ω , а при неусталеному $\dot{\psi} = \omega + \gamma$.

Кінетична енергія складається з кінетичної енергії обертання пластини для кріплення стаканів з валом двигуна:

$$T_k = \frac{1}{2} J_z \dot{\psi}^2,$$

та кінетичної енергії стакану, яка в свою чергу складається з енергії обертального руху відносно осі кріплення двох стаканів x (осі цапф) з кутовою швидкістю $\dot{\varphi}$:

$$T_1 = J_x \dot{\varphi}^2,$$

де J_x момент інерції стакану відносно осі цапфи та енергії руху за рахунок обертання відносно осі центрифуги:

$$T_2 = m(R + l \sin \varphi)^2 \dot{\psi}^2.$$

Тому:

$$T = T_k + T_1 + T_2 = \frac{1}{2} J_z \dot{\psi}^2 + J_x \dot{\varphi}^2 + m(R + l \sin \varphi)^2 \dot{\psi}^2.$$

Вважаємо, що узагальнена сила гальмування при обертанні навколо осі кріплення стакану (момент):

$$Q_{\varphi} = -\chi \dot{\varphi},$$

загальний момент при обертанні навколо осі центрифуги складається з рушійного моменту M_1 , який вважаємо постійним та гальмуючого моменту пропорційного швидкості обертання $-\nu \dot{\psi}$, $Q_{\psi} = M_1 - \nu \dot{\psi}$.

Функція Лагранжа визначається $L = T - \Pi$,

$$L = \frac{1}{2} J_z \dot{\psi}^2 + J_x \dot{\varphi}^2 + m(R + l \sin \varphi)^2 \dot{\psi}^2 - 2mgl(1 - \cos \alpha).$$

При усталеному режимі руху $\dot{\psi} = \omega$, $\dot{\varphi} = \alpha$, $Q_{\psi} = M_1 - \nu \omega = 0$, $Q_{\varphi} = 0$, тоді з рівняння Лагранжа другого роду отримаємо:

$$\omega^2 = \frac{g \cdot \sin \alpha}{(R + l \sin \alpha) \cos \alpha}.$$

Сепарація найбільш ефективна при максимальній відцентровій силі:

$$P = m \frac{v^2}{r}, \quad v = \omega \cdot r, \quad r = R + l \sin \alpha, \quad \text{тоді } P = m \omega^2 r.$$

Стійкість визначаємо за лінійним наближенням. Для цього диференціальне рівняння руху розкладаємо в ряд та утримуємо лише лінійні члени:

$$4m(R + l \sin \alpha)l \cos \alpha \cdot \omega \dot{\epsilon} + v\gamma + \left(2(R + l \sin \alpha)^2 + J_z\right) \dot{\gamma} = 0,$$

$$J_x \ddot{\epsilon} + \left(m(R + l \sin \alpha)^2 \sin \alpha \cdot \omega^2 - ml \cdot \cos^2 \alpha \cdot \omega^2 + mgl \cos \alpha\right) \epsilon - 2m(R + l \sin \alpha) \omega \gamma \cos \alpha + \chi \dot{\epsilon} = 0.$$

Характеристичне рівняння при $\alpha = \pi/2$.

$$\begin{aligned} & \left(-J_z J_x - 2R^2 J_x - 2l^2 J_x - 4Rl J_x\right) \zeta^3 + \\ & \left(-4Rl \chi - 2l^2 \chi - J_x \chi - 2R^2 \chi - v J_x\right) \zeta^2 + \\ & + \left(-2R^3 m \omega^2 - 6R^2 ml \omega^2 - J_z m \omega^2 R - 2l^3 m \omega^2 - \right. \\ & \left. J_z ml \omega^2 - 6Rl^2 m \omega^2 - v \chi\right) \zeta - vml \omega^2 - vm \omega^2 R = 0 \end{aligned}$$

Його корені:

$$\zeta_1 = -\frac{v}{J_z + 2R^2 + 2l^2 + 4Rl},$$

$$\zeta_2 = -\frac{1}{2} \frac{\chi - \sqrt{\chi^2 - 4J_x m \omega^2 R - 4J_x ml \omega^2}}{J_x},$$

$$\zeta_3 = -\frac{1}{2} \frac{\chi + \sqrt{\chi^2 - 4J_x m \omega^2 R - 4J_x ml \omega^2}}{J_x}.$$

Результати дослідження

Експериментальне визначення динамічних характеристик центрифуги

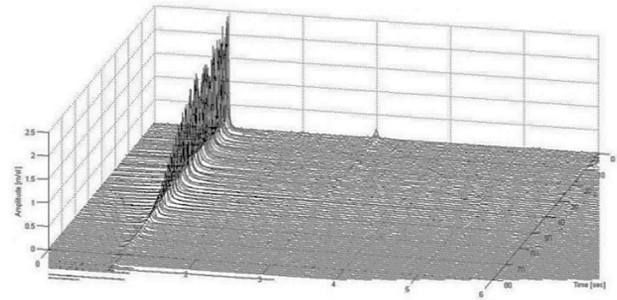
Експериментальні дослідження проводились з використанням лабораторної бази інституту механіки Отто-фон-Геріке Університету Магдебурга (Німеччина).

Для побудови амплітудно-частотних характеристик було проведено три досліді. В одну з чашок ротора центрифуги HERMLE Z306 містився вантаж з різними масами дисбалансу 3,2 г, 5,5 г, та без дисбалансу [12], [18], [20].

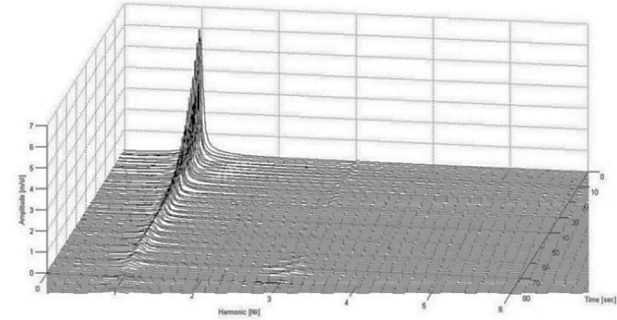
Тест 1. Віброприскорення зняті на двигуні центрифуги на вибігу з номінальної частоти обертання 4500 об/хв до повної зупинки з відповідними дисбалансирами в чашці.

З діаграм (рис. 3) визначаються пікові величини амплітуд, які відповідають власним частотам.

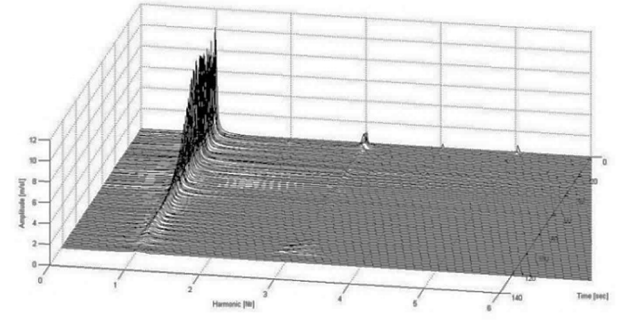
Отримані результати дають можливість уникнути високих амплітуд для критичних режимів шляхом швидкого проходження через критичні швидкості під час розгону та зупинки випробувань.



a



б



в

Рис. 3. АЧХ центрифуги HERMLE Z306: а – без дисбалансу; б – дисбаланс 3,2 г; в – дисбаланс 5,5 г

Тест 2. Переміщення верхнього кінця валу визначались з допомогою двох лазерів Triangulation Displacement Sensors Opto NCDT 2220 (micro - epsilon) ILD 2220 – 100, промені яких направлялись під кутом 90° на дзеркальну стрічку, наклеєну на вал, який прикріплений до ротору лабораторної центрифуги (рис. 1). Сигнали вимірювались за допомогою підсилювача типу NP-3414 з'єданого з лазером (рис. 4). Прилад DS-2000 отримує цей сигнал, а DS-0227 аналізує його. Вхідні параметри ротора центрифуги наведені у Табл. 1.

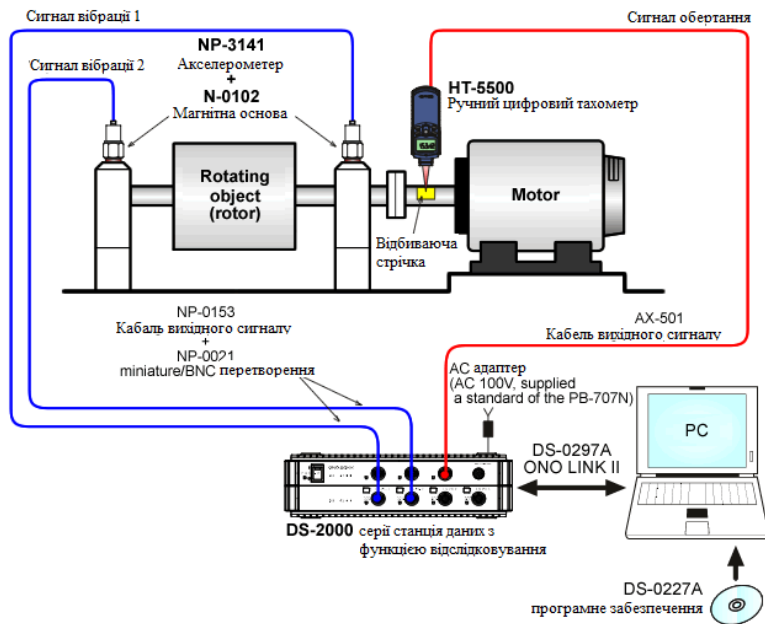


Рис. 4. Схематичне зображення стану для експериментального визначення залежності власних частот від частоти обертання

Таблиця 1. Параметри ротора центрифуги

Елемент	Маса, кг	Моменти інерції, кг·мм ²			
Ротор	m , 4,31458	I_a , 7409,5	I_p , 8692,8		

були оброблені методами Фур'є. Результати наведені у графічній формі, у тій же таблиці, дають можливість визначити резонансні частоти, які є необхідними для визначення зон стійкої роботи при сепарації сумішей різних фракцій.

Таблиця 2. Траєкторія руху верхньої точки валу центрифуги

n , об/хв	m , г	Траєкторія переміщення	Спектральний аналіз
1	2	3	4
1000	0		
1000	3,2		

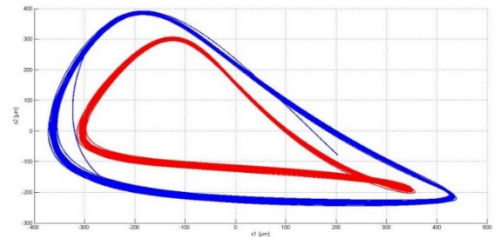
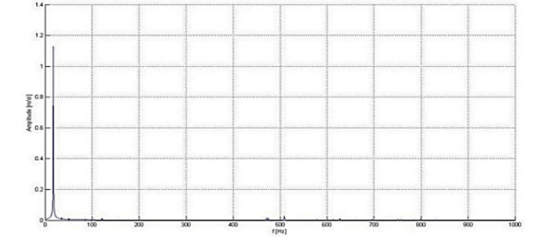
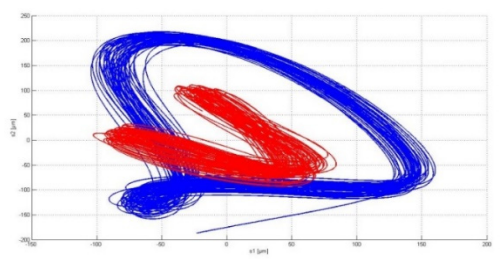
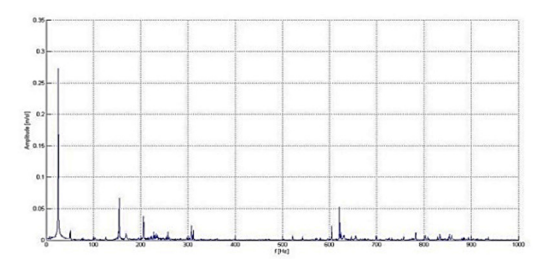
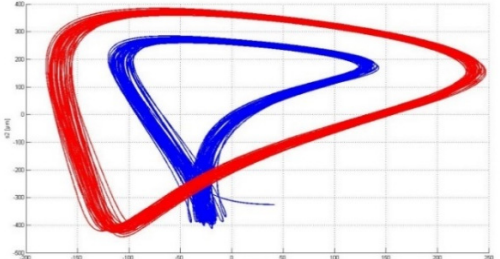
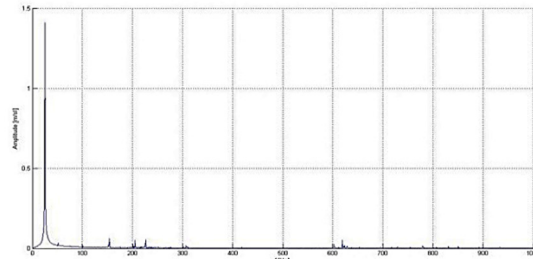
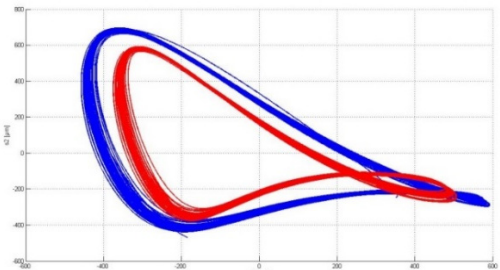
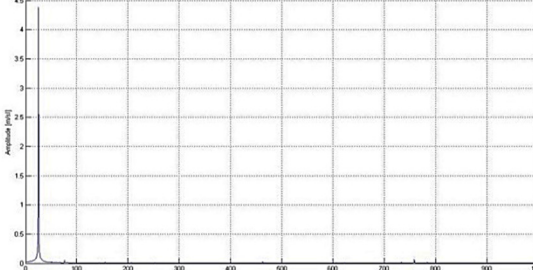
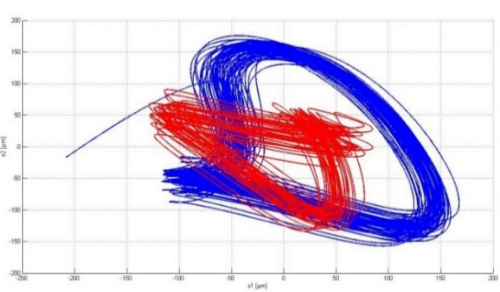
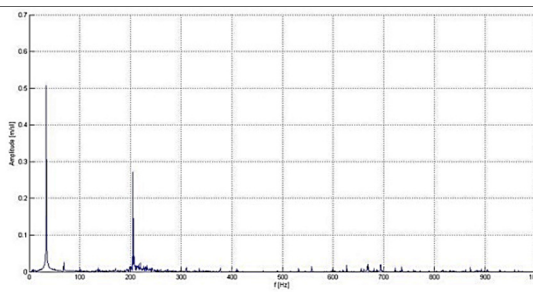
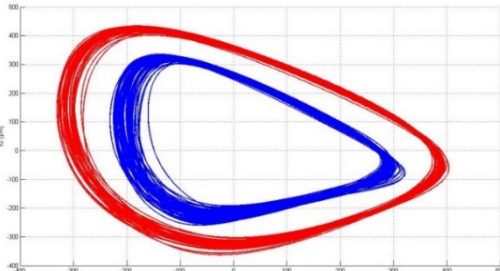
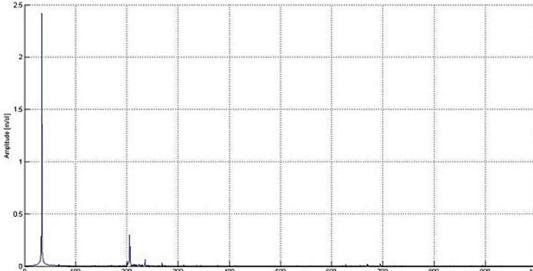
Результати обробки отриманих даних та траєкторій руху тіла, що обертається, відображались на екрані ПК. Визначались горизонтальні переміщення верхньої точки валу центрифуги при обертанні ротору на різних швидкостях обертання (Табл. 2).

Синя траєкторія – необроблений сигнал (тобто знятий безпосередньо лазерами), червоний – оброблений сигнал (тобто від необробленого сигналу віднімався природний ексцентриситет валу, похибка технологічного виготовлення, з метою вимірювання фактичних вібропереміщень ротора).

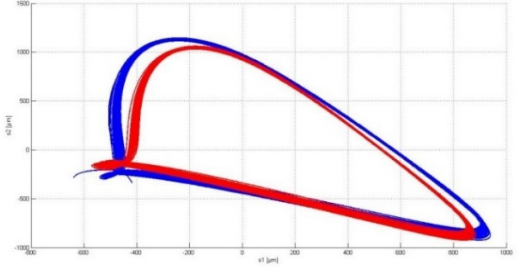
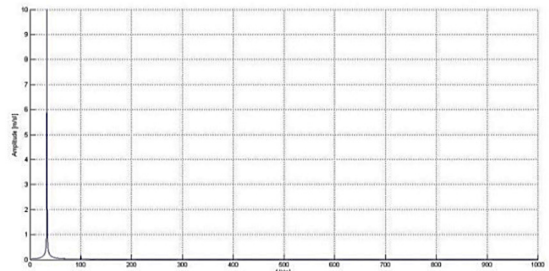
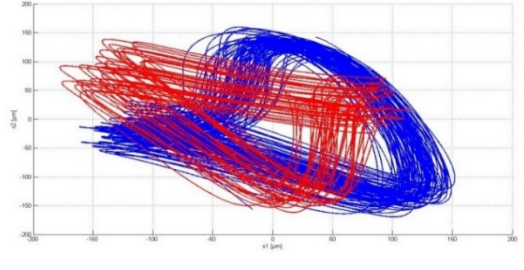
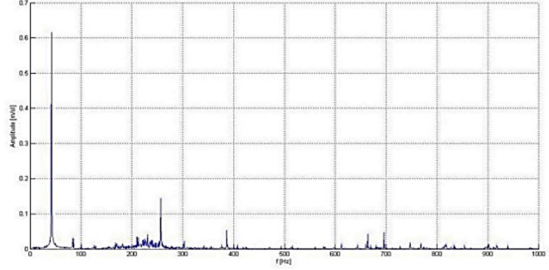
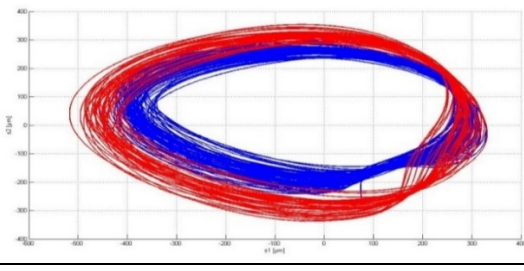
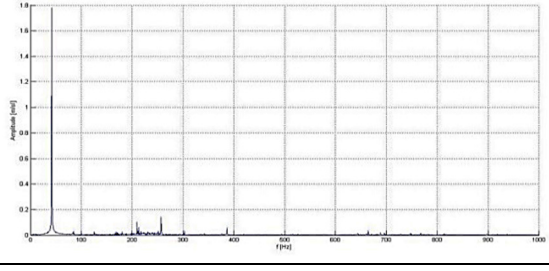
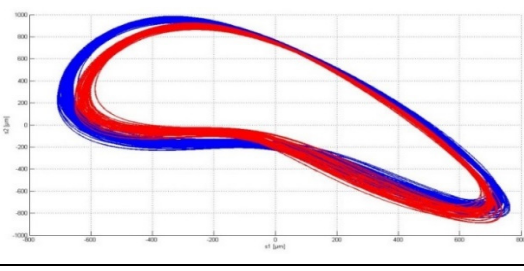
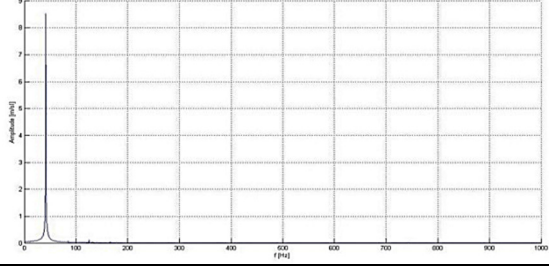
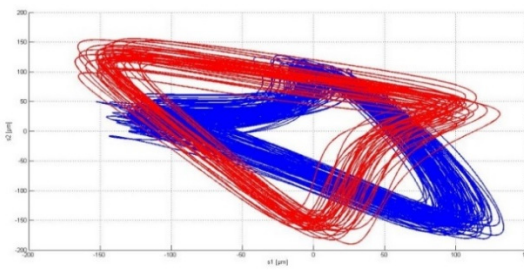
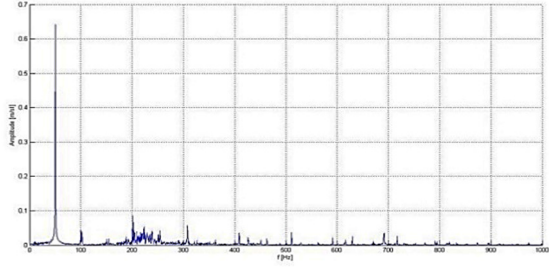
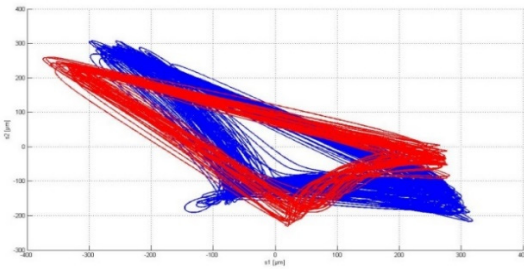
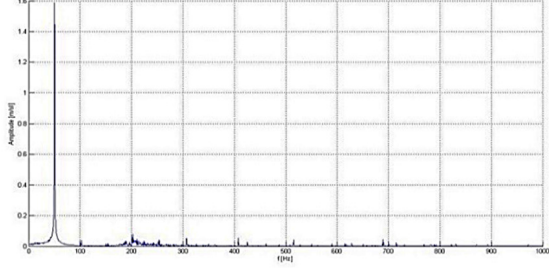
Переміщення та траєкторія руху, яку описує верхня точка валу з закріпленим ротором, графічно зображені у Табл. 2.

Використовуючи амплітудно-частотні характеристики, отримані експериментально, з врахуванням швидкостей обертання та різних мас дисбалансів,

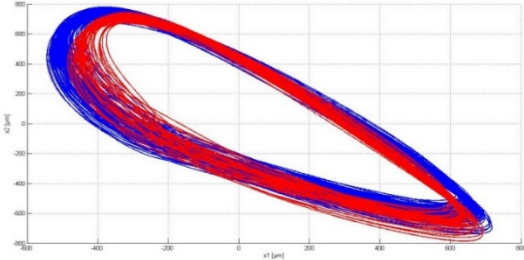
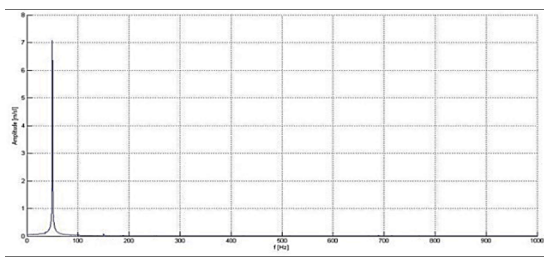
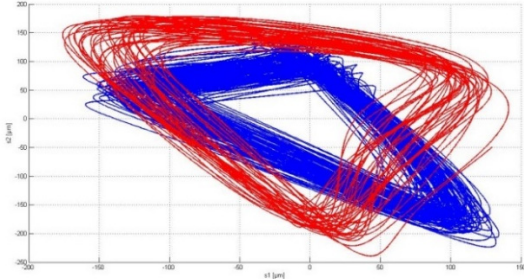
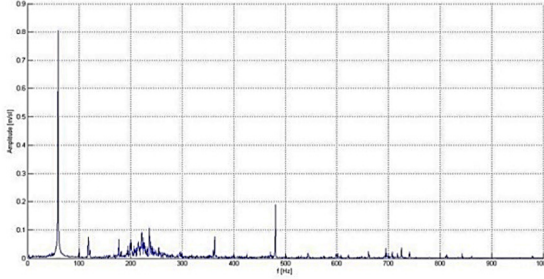
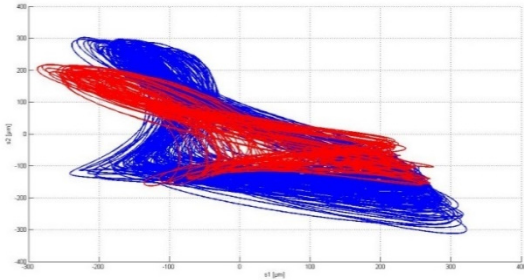
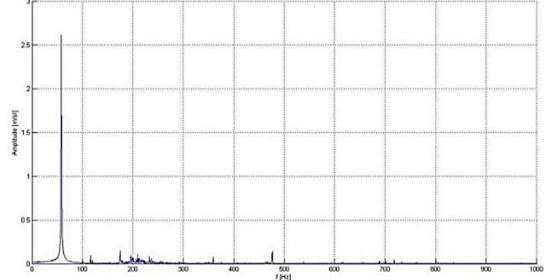
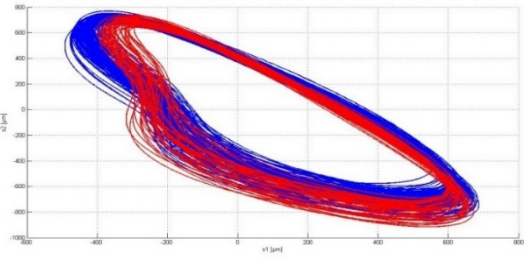
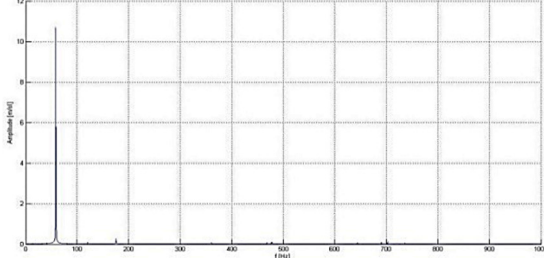
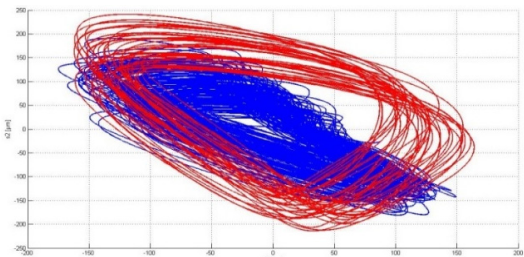
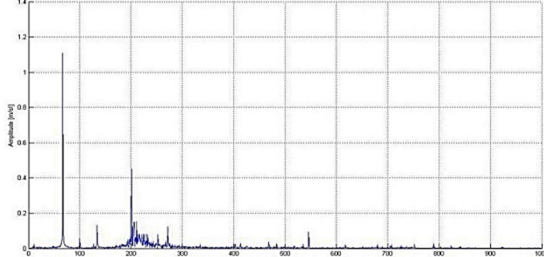
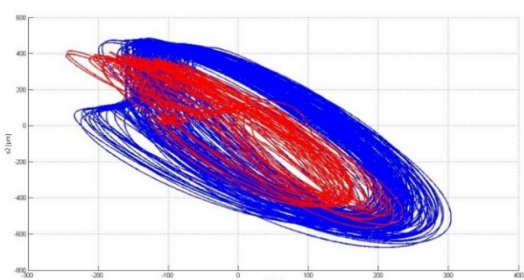

Продовження табл. 2

1	2	3	4
1000	5,5		
1500	0		
1500	3,2		
1500	5,5		
2000	0		
2000	3,2		

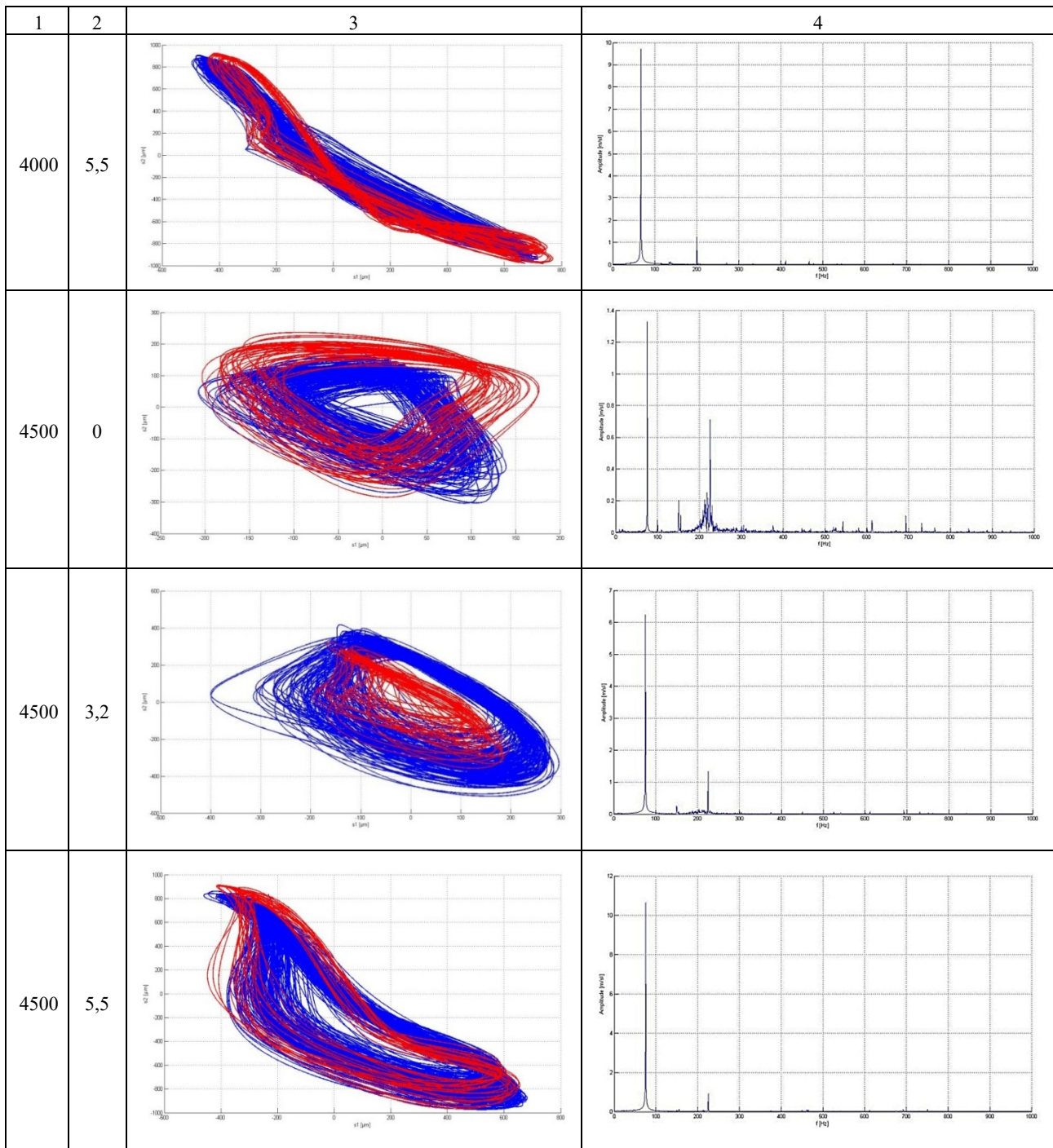
Продовження табл. 2

1	2	3	4
2000	5,5		
2500	0		
2500	3,2		
2500	5,5		
3000	0		
3000	3,2		

Продовження табл. 2

1	2	3	4
3000	5,5		
3500	0		
3500	3,2		
3500	5,5		
4000	0		
4000	3,2		

Закінчення табл. 2



Діаграма Кемпбелла

В результаті експериментальних досліджень побудована діаграма Кемпбелла, яка відображає залежність власних частот від частоти обертання, тобто вплив гіроскопічних ефектів на власні частоти (рис. 5) [21], [26].

Висновки

1. Дослід показав, що вільний кінець валу лабораторної центрифуги рухається по поверхні, форма якої і, відповідно, шлях руху залежить як від кутів повороту, так і поступального переміщення, які виникають в наслідок деформацій пружних опор.

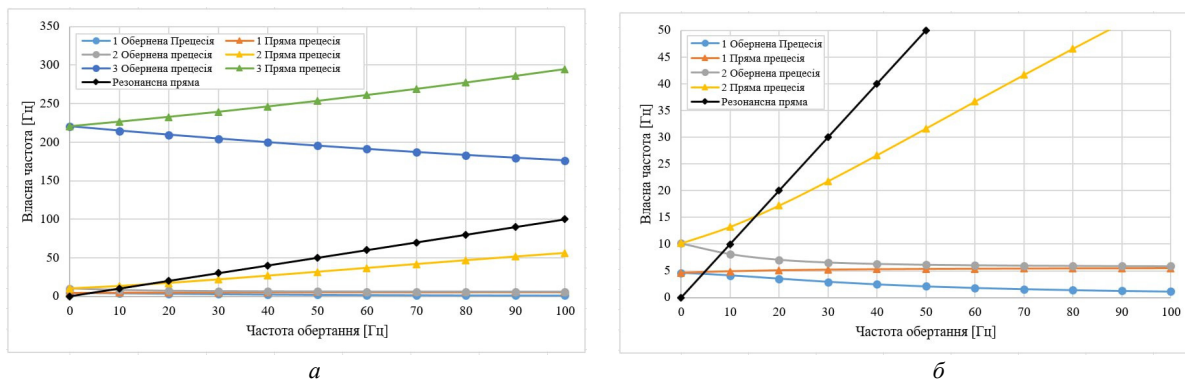


Рис. 5. Залежність власних частот від частоти обертання в діапазонах: а – 0–350 Гц, б – 0–50 Гц

2. Проведені дослідження дали можливість визначити нестабільні режими та тим самим визначити області робочих режимів центрифуги. Процес сепарації буде стійким якщо корені мають від’ємну дійсну частину, більш того при цьому від буде асимптотно

стійким. Отримані корені показали, що процес є стійким тільки при наявності сил опору.

3. Розроблена експериментальна методика визначення динамічних параметрів центрифуги. На її основі визначено вплив швидкості обертання на власні частоти.

References

- [1] J. Fischer and J. Strackeljan, “Stability Analyses of High Speed lab centrifuges considering internal damping in rotor shafts,” *Technische Mechanik*, Band 26, Heft 2, pp. 131–147, 2006.
- [2] A. Babenko, Ia. Lavrenko and M. Kurenkov, “Vplyv giroskopichnih efektiv na kolivannya valu centrifugi,” *Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine Kyiv Polytechnic Institute*, Vol. 65, pp. 166–174, 2013.
- [3] J. Fischer and J. Strackeljan, “FEM-Simulation and stability analyses of high speed rotor systems,” 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, 2006.
- [4] M. Zejtman and M. Kushul, “Izhibnye kolebaniya vertikalnyh rotorov v gravitacionnom pole,” *Mashinovedenie*, No. 5, 1968.
- [5] M. Kushul, “Dvizhenie giroskopa s gibkoj osyu pod dejstviem sily tyazhesti i uprugih svyazej pri malyh uglah nutacii i ustojchivosti ego vertikalnogo vrasheniya,” *PMM*, Vol. 32, No. 4, 1968.
- [6] K. Magnus, “Die Schwingungen des Kreisels mit der Massen elastisch gekoppelt ist,” in *Proc. of the conference on vibration at Göttingen and Kassel*, Bd. 20, Heft 3, 1940.
- [7] L. Maunder, “Sobstvennyye chastoty kolebanij svobodnogo giroskopa s uprugim valom, ustanovlennogo v kardanovom podvese,” *Mehanika*, No. 5 (69), 1961.
- [8] S. Harsha, “Nonlinear dynamic analysis of a high-speed rotor supported by rolling element bearings,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 290, pp. 65–100, 2006, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.03.008>.
- [9] A. Uippel and L. Maunder, “Kolebaniya svobodnogo giroskopa s neodnorodno uprugoj osyu,” *Mehanika*, No. 6 (88), 1964.
- [10] V. Kremetulo, “Primenenie vtorogo metoda Lyapunova k izucheniyu ustojchivosti dvizheniya giroskopa s uchetom uprugih svojstv osi rotora,” *PMM*, Vol. 25, No. 3, p. 579, 1961.
- [11] C.-W. Lee, “Evolution of Frequency-Speed Diagram in Rotating Machinery,” *IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics*, Vol. 1011, 2009, doi: [10.1007/978-94-007-0020-8_4](https://doi.org/10.1007/978-94-007-0020-8_4).
- [12] S. Harsha, “Nonlinear dynamic analysis of an unbalanced rotor supported by roller bearing,” *Chaos, Solitons and Fractals*, Vol. 26(1), pp. 47–66, 2005, doi: [10.1016/j.chaos.2004.12.014](https://doi.org/10.1016/j.chaos.2004.12.014).
- [13] Y. Ishida, T. Inoue, T. Kagawa and M. Ueda, “Nonlinear Analysis and Experiments on Torsional Vibration of a Rotor with a Centrifugal Pendulum Vibration Absorber,” *Journal of System Design and Dynamics*, Vol. 2, No. 3, pp. 715–726, 2008, doi: [10.1299/jsdd.2.715](https://doi.org/10.1299/jsdd.2.715).
- [14] S.-T. Wu, J.-Y. Chen, Y.-C. Yeh, and Y. Chiu, “An active vibration absorber for a flexible plate boundary-controlled by a linear motor,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 300 (1–2), pp. 250–264, 2007, doi: [10.1016/j.jsv.2006.08.015](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.08.015).
- [15] J. Strackeljan, A. Babenko and Ia. Lavrenko, “Necessary conditions of stability moving parts of rotor centrifuge,” *Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine Kyiv Polytechnic Institute*, No. 72, pp. 18–23, 2014.
- [16] Ia. Lavrenko, T. Sydora and M. Sushchenko, “Determination of dynamic characteristics of the centrifuge shaft,” *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, Vol. 112, No 4, pp. 32–40, 2023, doi: [10.33108/visnyk_tntu2023.04.032](https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.04.032).
- [17] V. Nesterenko, “Avtomaticheskaya balansirovka rotorov priborov i mashin so mnogimi stepenyami svobody,” TGU, 1985.

- [18] L. Bakaeva and L. Suevalova, "Static and dynamic balancing of rotating parts of machines and mechanisms," Publisher PNU, 2008.
- [19] J. S. Rao, T. N. Shiau, J. R. Chang, "Theoretical analysis of lateral response due to torsional excitation of geared rotors", *Mech. mach. Theory*, Vol. 33, No. 6, pp. 761–783, 1998, doi: 10.1016/S0094-114X(97)00056-6.
- [20] Y. Zhang, W. Wang, D. Wei, G. Wang, J. Xu and K. Liu, "Dynamic stability of unbalance-induced vibration in a turbocharger rotor-bearing system with the nonlinear effect of thermal turbulent lubricating fluid film," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 528, 116909, 2022, doi: 10.1016/j.jsv.2022.116909.
- [21] Y. Kang, S. Cao, Y. Hou and N. Chen, "Analysis of backward whirling characteristics of a dual-rotor system caused by unbalance," *Measurement*, Vol. 203, 111982, 2022, doi: 10.1016/j.measurement.2022.111982.
- [22] H.F. de Castro et al. "Whirl and whip instabilities in rotor-bearing system considering a nonlinear force model," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 317, pp. 273–293, 2008, doi: 10.1016/j.jsv.2008.02.047.
- [23] G. Genta, "Dynamics of Rotating Systems," Publisher: Springer New York, NY, USA, 2005, doi: 10.1007/0-387-28687-X.
- [24] G. Filimonihin, "Zrivnovazhennya i vibrozahist rotoriv avto balansirami z tverdimi korigovalnimi vantazhami," KNTU, 2004.
- [25] P. Koutsovasilis, "Automotive turbocharger rotordynamics: Interaction of thrust and radial bearings in shaft motion simulation," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 455, pp. 413–429, 2019, doi: 10.1016/j.jsv.2019.05.016.
- [26] P. Bonello, "The extraction of Campbell diagrams from the dynamical system representation of a foil-air bearing rotor model," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 129, pp. 502–530, 2019, doi: 10.1016/j.ymsp.2019.04.018.

The influence of imbalances on the dynamic characteristics of the laboratory centrifuge HERMLE Z306

A. Babenko¹ • Ia. Lavrenko¹

¹ Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

Abstract. Laboratory centrifuges are used in various industries. During operation, vibrations occur that lead to resonant frequencies, which in turn impair functionality. This paper presents an overview of the computational model of the HERMLE Z306 laboratory centrifuge used in medical laboratories to separate mixtures of different fractions to determine the dynamic characteristics. The zones of stable operation of the centrifuge and the influence of the rotation speed on the natural frequencies are analytically determined. Experimental results are presented with the influence of imbalances on the dynamic characteristics of the HERMLE Z306 centrifuge. As a result of the modeling, the amplitude-frequency characteristics are determined and a Campbell diagram is constructed.

Modeling of dynamic processes in laboratory centrifuges by studying the influence of imbalances on the quality of mixture separation. Determination of zones of stable operation of the centrifuge.

Construction of amplitude-frequency characteristics of the centrifuge, determination of zones of stable operation of the laboratory centrifuge during separation and Campbell diagram showing the dependence of natural frequencies on the rotation speed of the HERMLE Z306 centrifuge. This diagram makes it possible to determine the resonance zones.

Based on the use of the Lagrange equation of the second kind, a model is obtained that makes it possible to determine the zones of stable operation of the centrifuge. Using experimental equipment, determine the frequency response of the centrifuge and analyze the Campbell diagram to determine the resonance zones.

The zones of stable operation of a laboratory centrifuge were analytically determined. The amplitude-frequency characteristics of the HERMLE Z306 centrifuge were constructed, the trajectories of the free end of the shaft were built taking into account the corresponding imbalances, and the resonance zones were experimentally determined.

Experimental studies have shown that the free end of a laboratory centrifuge shaft moves along a surface whose shape and, accordingly, the path of movement depend on both the angles of rotation and translational movement that arise as a result of deformations of elastic supports. The analytical and experimental studies made it possible to identify unstable modes and thereby determine the areas of the centrifuge's operating modes. The separation process will be stable if the roots of the equation have a negative real part, and moreover, the motion will be asymptotically stable in the presence of resistance forces. An experimental technique for determining the dynamic parameters of the centrifuge has been developed. On its basis, the effect of the rotation speed on the natural frequencies was determined.

Keywords: rotor; centrifuge; imbalance; modeling; amplitude; frequency.