

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
« ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ»

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**МАМОНТОВ ОЛЕКСАНДР ВІКТОРОВИЧ**

УДК 69: 331.432.4+331.432.6

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ЗНИЖЕННЯ ШУМУ ТА ВІБРАЦІЇ ВІД КОМПРЕСОРНИХ  
УСТАНОВОК НА РОБОЧИХ МІСЦЯХ ПІДПРИЄМСТВ  
БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ**

05.26.01 – охорона праці  
19 – Архітектура та будівництво

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



О.В. Мамонтов

Науковий керівник:   Беліков Анатолій   Серафимович, доктор технічних наук, професор

Дніпро – 2018

## АНОТАЦІЯ

*Мамонтов О. В.* Зниження шуму та вібрації від компресорних установок на робочих місцях підприємств будіндустрії. – Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.26.01 «Охорона праці» (19 – Архітектура та будівництво). - Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» Міністерства освіти і науки України, Дніпро, 2018.

Дисертація присвячена розробці нових та вдосконаленню існуючих методів і засобів, спрямованих на зниження технологічної вібрації та шуму від роботи компресорних установок на підприємствах будівельної індустрії. В роботі проаналізовані умови праці на робочих місцях основних виробничих ділянок цих підприємств. Виявилось, що підвищені рівні шуму та вібрації є домінуючими шкідливими виробничими чинниками. Найбільш поширеними джерелами цих чинників є компресорні установки. До основних причин підвищених рівнів шуму та вібрації відносяться незбалансовані ротори цих установок.

Розглянуті наукові досягнення в області зниження шуму та вібрації в джерелах виникнення, а також на шляху розповсюдження від джерела до об'єкта захисту в межах виробничого приміщення. Розглянуті методи урівноваження жорстких роторів, методи розрахунку шумопоглинальних покриттів, а також розміщення джерел шуму та робочих місць у виробничих приміщеннях.

Вперше розроблені та запатентовані методи та засоби вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів, заснованих на вимірюванні частот (періодів) вільних коливань системи «маятникова рама - ротор». Невірноважений ротор встановлюють на маятникову раму,

збуджують вільні коливання та вимірюють їх частоту. Неврівноваженості роторів визначаються опосередковано шляхом розрахунку.

Для визначення статичної нерівноваженості ротор встановлюють паралельно нерухомій осі, відносно якої коливається рама. Частоти вільних коливань вимірюються в чотирьох положеннях ротора, що отримуються шляхом його повороту по відношенню до власної осі кожного разу на 90 градусів.

Для визначення моментної нерівноваженості ротор встановлюють під кутом до нерухомої осі рами, який не дорівнює 0 та 90 градусів. Частоти вільних коливань вимірюються аналогічно в чотирьох положеннях ротора, що отримуються шляхом його повороту по відношенню до власної осі кожного разу на 90 градусів. Метод враховує величину статичної нерівноваженості ротора та її кут.

В роботі приведено опис запропонованих методів та засобів, виведені розрахункові формули обох методів, приведені алгоритми їх застосування. Дані розробки призначені для використання на технологічних операціях балансування роторів з метою зменшення вібрації та шуму в джерелі виникнення.

Виконана оцінка точності запропонованого методу та пристрою вимірювання статичної нерівноваженості роторів з урахуванням впливу трьох чинників: тертя, нелінійності пружнього елемента та вимірювального приладу (частотоміра). З метою отримання об'єктивного результату був розглянутий вплив тертя на точність вимірювання для запропонованого методу та для традиційних методів (резонансного та зарезонансного). Виявилось, що похибка за рахунок тертя не перевищує похибку традиційних методів. Похибки за рахунок нелінійності пружнього елемента та за рахунок вимірювального приладу були незначними і не виходили за межу найвищого класу точності балансування. Більшу похибку викликають зовнішні перешкоди та технологічні дефекти власних опор (підшипників). Точність

запропонованого методу та пристрою обмежується класом G0,4, що є цілком припустимим для балансування роторів компресорних установок.

В запропонованих методах відсутній обертальний рух роторів. Замість нього використовуються вільні коливання. Це робить дані методи та пристрої безпечними. В цілому оцінка показала, що запропонований метод та відповідні засоби вимірювання не поступаються за точністю існуючим аналогам і являють собою безпечну та економічно вигідну альтернативу. Це дає можливість використовувати запропоновані методи та пристрої не лише на підприємствах-виробниках компресорних установок, але й на підприємствах будівельної індустрії за рахунок відсутності обертального руху та травмонебезпечних частин, зниження вібрації та шуму на робочих місцях.

Розроблено методи комплектування партій роторів, що представляють собою складальну одиницю модульного типу. Вперше запропоновані три варіанти оптимізаційної моделі з цільовою функцією та відповідними обмежуючими умовами. Надані рекомендації щодо їх вибору з урахуванням конструктивних особливостей кріплення роторів та технологічних особливостей виробництва. Представлені форми супровідних технологічних документів на партію комплектуючих елементів (модулів). Розроблено два алгоритми рішення задач: перший на основі випадкового пошуку (методу Монте-Карло), другий - на основі парних перестановок.

Алгоритм на основі методу Монте-Карло передбачає багатократний стохастичний процес генерації номерів модулів, які рівномірно розподілені в заданих межах. На кожному циклі розрахунку виконується перевірка плану комплектування з точки зору отримання мінімального (максимального) значення цільової функції та виконання обмежуючих умов. В якості цільової функції може бути середній питомий дисбаланс ротора, середній модуль головного моменту дисбалансів роторів або кількість укомплектованих роторів. В роботі приводяться рекомендації з вибору цільової функції в залежності від особливостей кріплення роторів на об'єктах експлуатації та

економічних особливостей виробництва. Зі збільшенням кількості розрахунків спостерігається стійка закономірність покращення результату. Виконана програмна реалізація та наведені статистичні дані розрахунків, що свідчать про збіжність алгоритму.

Алгоритм на основі парних перестановок реалізує принцип послідовної оптимізації. Вона здійснюється послідовною перестановку елементів (модулів) між різними роторами до отримання найкращого результату з точки зору цільової функції при виконанні обмежуючих умов.

Впровадження цих методів дозволить зменшити неврівноваженість роторів як причини виникнення технологічної вібрації та шуму в джерелах їх виникнення. В роботі показано, що розроблені методи придатні для комплектування не лише окремих роторів, але й складальних одиниць більш високого рівня. Прикладом таких складальних одиниць є гвинтові блоки компресорних установок. Оптиміальне комплектування таких виробів дозволяє знижувати вібрацію та шум завдяки взаємній компенсації вібраційних сил, а не завдяки усуненню неврівноважених мас.

Розроблений метод розрахунку комплексного звукопоглинального покриття приміщення, призначеного для зниження постійного шуму на шляху поширення в виробниче середовище. Вперше запропонована оптимізаційна модель, яка враховує спектральні характеристики звуку, та розроблений алгоритм рішення на основі методу Монте-Карло, спрямований на підвищення безпеки робочих місць.

Вибір матеріалів здійснюється попередньо, відповідно до спектральної характеристики діючого шуму. Максимуми спектральної характеристики коефіцієнтів поглинання окремих матеріалів повинні збігатися з локальними максимумами спектральної характеристики шуму по частоті. Алгоритм передбачає багатократний стохастичний процес генерації значень площі звукопоглинальних матеріалів в межах вільної (незайнятої) площі. На кожному циклі розрахунку виконується перевірка результату з точки зору мінімізації значення цільової функції та виконання обмежуючих умов.

Цільовою функцією може бути рівень шуму або вартість покриття. Обмежуючими умовами є габарити приміщення, розміри вікон, дверей, світильників тощо. Виконана програмна реалізація і наведені статистичні дані розрахунків свідчать про збіжність алгоритму.

Розроблений метод розміщення та спрямованості джерел постійного шуму (технологічного обладнання) всередині виробничого приміщення. Метод призначений для зниження шуму на шляху поширення від джерел виникнення до людей. Вперше запропонована оптимізаційна модель, яка враховує характеристики спрямованості джерел шуму (технологічного обладнання), та розроблений алгоритм рішення на основі методу Монте-Карло.

Даний алгоритм передбачає багатократний стохастичний процес генерації значень координат джерел шуму, які рівномірно розподілені в межах виробничого приміщення. На кожному циклі розрахунку виконується перевірка результату з точки зору мінімізації значення цільової функції та виконання обмежуючих умов. Цільовою функцією є середній енергетичний вплив шуму на людину протягом робочої зміни. Обмежуючими умовами є габарити приміщення, розміри проходів, шляхів евакуації, меблів, технологічного транспорту тощо. Виконана програмна реалізація та наведені статистичні дані розрахунків свідчать про збіжність алгоритму.

Виконані експериментальні дослідження, які підтверджують теоретичні результати та можливість практичної реалізації запропонованих методів і засобів вимірювання неврівноваженості жорстких роторів, а також удосконалених методів розміщення і спрямованості джерел шуму всередині виробничого приміщення. Це дозволяє підвищити безпеку на робочих місцях підприємств будівельної індустрії при експлуатації компресорних пристроїв.

Річний економічний ефект від впровадження запропонованих методів і засобів вимірювання статичної та моментної неврівноваженості роторів на заводі залізобетонних конструкцій (м. Дніпро) склав 125 тис. грн.

Виконано впровадження в навчальний процес Харківського національного університету радіоелектроніки (ХНУРЕ) наступних результатів даної дисертаційної роботи:

- методів вимірювання неврівноваженості жорстких роторів з метою усунення причини вібрації та шуму в джерелі виникнення (дисципліни «Основи охорони праці» та «Безпека життєдіяльності»);

- алгоритму оптимального розміщення джерел шуму (дисципліна «Безпека життєдіяльності»).

- лабораторної установки з вимірювання статичної неврівноваженості жорстких роторів (дисципліни «Основи охорони праці» та «Безпека життєдіяльності»);

- лабораторної установки з дослідження розповсюдження звуку всередині приміщення (дисципліна «Безпека життєдіяльності»).

Дані результати дозволяють підвищити якість викладання зазначених навчальних дисциплін і якість знань у студентів.

Ключові слова: безпека на робочих місцях, неврівноваженість, шум, вільні коливання, оптимізація, алгоритм, випадковий пошук, комплектування, звукопоглинання, оптимальні координати.

## SUMMARY

*Mamontov O. V.* Reduction of noise and vibration from compressor installations at workplaces of enterprises of the building industry. - A manuscript.

Thesis for the degree of candidate of technical sciences 05.26.01 – Labour Safety (19 - Architecture and Civil engineering). - State Higher Educational Establishment «Prydniprovskya State Academy of Civil Engineering and Architecture» of Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipro, 2018.

The thesis is devoted to developing new and improving existing methods and tools aimed at reducing technological vibration and noise of compressor units at the building industry enterprises. The thesis analyzes the conditions of work at the workplaces of the main production areas of these enterprises. It turned out that

increased levels of noise and vibration are the dominant harmful production factors. The most common sources of these factors are compressor plants. The main causes of increased levels of noise and vibration are unbalanced rotors of these installations.

The scientific achievements in the field of reducing noise and vibration in sources of origin, as well as in the process of distribution from the source to the object of protection within the production premises are considered. The methods of balancing hard rotors, the methods for calculating noise-absorbing coatings as well as the optimum location of noise sources and workplaces in industrial premises are considered.

For the first time methods and means of measuring, respectively, static and momentary unbalance of hard rotors have been developed and patented that are based on the measurement of frequencies (periods) of free oscillations of the system "pendulum frame - rotor". The unbalanced rotors are mounted on the pendulum frame, excite free oscillations and measure their frequency. The imbalance of the said rotors are determined indirectly by calculation.

To determine the static non-equilibrium, the rotor is installed in parallel with a fixed axis, with respect to which the frame fluctuates. Frequencies of free oscillations are measured in four positions of the rotor, which are obtained by rotating it in relation to its own axis each time by 90 degrees.

To determine the momentary imbalance, the rotor is set at an angle to the fixed axis of the frame, which is not equal to 0 and 90 degrees. The frequencies of free oscillations are measured in the same way in the four positions of the rotor, which are obtained by rotating it with respect to its own axis each time by 90 degrees. The calculation method takes into account the magnitude of the static imbalance and its angle.

In the work the description of the proposed methods and means is given, the calculation formulas of both methods are deduced, algorithms of their application are given. The design data is intended for use in rotor balancing operations in order to reduce vibration and noise in the original source.



The estimation of the accuracy of the proposed method and the device for measuring the static non-equilibrium of the rotors takes into account the influence of three factors: friction, nonlinearity of a springing element and the measuring device (frequency meter). In order to obtain an objective result, the influence of friction on the accuracy of the measurement for the proposed method and for traditional methods (preresonant and above resonant) was considered. It turned out that the error due to friction does not exceed the error of traditional methods. The errors due to the nonlinearity of the elastic element and at the expense of the measuring device were insignificant and did not exceed the limit of the highest class of precision balancing. The bigger error was caused by external noise and technological defects of their own bearings. The accuracy of the proposed method and device is limited to the class G0.4, which is quite acceptable for balancing the compressors rotors.

In the proposed methods there is no rotation of rotors. Instead, they use fluctuations. This makes the methods and devices safe. Overall, the evaluation showed that the proposed method and the corresponding measuring instruments are not inferior to the existing analogues and represent a safe and economically profitable alternative. This makes it possible to use the proposed methods and devices not only at the manufacturers of compressor devices, but also in the enterprises of the building industry due to the lack of rotation of moving parts, reduction vibration and noise on workplaces.

The thesis has developed methods for the manning of batches of rotors, representing a unit of modular type. For the first time three variants of optimization model with a target function and corresponding restrictive conditions are offered. The recommendations on their choice taking into account design features of fastening of rotors and technological features of manufacture are given. The forms of accompanying technological documents for a batch of component elements (modules) are presented. Two algorithms for solving the problems are developed: the first algorithm is based on a random search (Monte Carlo method), the second one is based on pair exchanges of elements.

The algorithm based on the Monte Carlo method involves a multiple stochastic process of generating modular numbers that are evenly distributed within the specified limits. At each calculation cycle, the verification of the furnishing plan is performed in terms of obtaining the minimum (maximum) value of the target function and the fulfillment of the limiting conditions. A target function may be a minimum average specific unbalance of the rotor, an average modulus of the main unbalance couple of rotors, or the maximum number of furnished rotors. The thesis gives recommendations on the choice of the target function, depending on the features of mounting rotors on the objects of operation and economic features of production. With an increase in the number of calculations, there is a consistent pattern of improvement of the result. The computer realisation and statistics of calculations have shown the convergence of the result to the global optimum (in probability).

The algorithm based on pair exchanges implements the principle of consistent optimization. The said optimization is carried out by successive rearrangement of elements (modules) between different rotors to obtain the best result in terms of the target function when performing limiting conditions.

The introduction of these methods will reduce the unbalance of the rotors as the cause of technological vibration and noise in the sources of their occurrence. It is shown in the thesis that the developed methods are suitable for the furnishing of not only individual rotors, but also assembly units of a higher level. An example of such assembly units is a compressor pressing screw unit. The optimal furnishing of such products allows reducing vibration and noise by mutual annihilation of the vibrational forces, rather than eliminating unbalanced masses.

The method of calculating the composite sound absorbing cover of the room, designed to reduce constant noise in the way of distribution in the production environment, has been worked. For the first time an optimization model and a decision algorithm based on the Monte Carlo method was developed.

The choice of materials is carried out in advance in accordance with the spectral characteristic of acoustic noise. The maxima of the spectral characteristic

of the absorption coefficients of individual materials must coincide with the local maxima of the spectral noise characteristic in frequency. The algorithm involves a multiple stochastic process of generating the values of the area of sound absorbing materials within the free (unoccupied) area. In each calculation cycle, the result is checked in terms of minimizing the value of the target function and the fulfillment of the limiting conditions. The target function may be the noise level or the cost of coverage. The limiting conditions are the dimensions of a room, the size of windows, doors, lighting fixtures, etc. The computer realization and the given statistics of calculations have indicated the convergence of the result to the global optimum (in probability).

The method of placement and orientation of sources of constant noise (technological equipment) inside the production premises has been worked. The method is intended to reduce noise in the way of propagation from original sources to humans. For the first time an optimization model was proposed and a Monte-Carlo method - based solution algorithm was developed which takes into account the characteristics of the directivity of noise sources (technological equipment).

This algorithm involves a multiple stochastic process of generating the random values of the coordinates of noise sources, which are evenly distributed within the production space. In each calculation cycle, the result is checked in terms of minimizing the value of the target function and the fulfillment of the limiting conditions. The target function is the average energy effect of noise per person during a work shift. The limiting conditions are the dimensions of premises, furniture, technological transport, dimensions of passes, evacuation routes, etc. The computer realization of the algorithm and statistics of calculations, indicating the convergence of the result to the global optimum (in probability), are given.

The experimental researches have been performed which confirm theoretical results and the possibility of practical realization of the proposed methods and means of measuring the unbalance of hard rotors, as well as the improved methods of placement and orientation of sources of noise within the production premises. It

enables to increase safety at the workplaces of enterprises of the building industry at operation of compressor devices.

The annual economic effect from the introduction of the proposed methods and means of measuring the static and momentary unbalance of rotors at the factory of reinforced concrete structures (Dnipro City) amounted to 125 thousand UAH.

The following results of this thesis have been introduced in the KNURE educational process:

- methods of measuring the unbalances of hard rotors for the purpose elimination of the cause of vibration and noise in the original sources (disciplines "Fundamentals of labor protection" and "Life activity safety");

- algorithm of optimal placement of noise sources (discipline " Life activity safety").

- laboratory setup for measuring static unbalance of hard rotors (disciplines "Fundamentals of labor protection" and "Life activity safety");

- laboratory setup for the study of sound propagation inside the room (discipline " Life activity safety ").

The given results have allowed improving the quality of teaching the indicated academic disciplines and the quality of knowledge among students.

Keywords: safety at workplaces, unbalance, noise, free oscillations, optimization, algorithm, random search, furnishing, sound absorption, optimal coordinates.

### **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ.**

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації*

1. Мамонтов А.В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования / А.В. Мамонтов // Радиотехника и информатика. - 2002. - № 3. - С. 68-70.

2. Мамонтов А.В. Снижение акустического шума при производстве и эксплуатации РЭС / А.В. Мамонтов, Т.Е. Стыценко // Радиотехника. – Харків: ХНУРЕ, 2004. – Вып. 139. – С. 163-166.

3. Мамонтов А.В. Расчет оптимального звукопоглощающего покрытия помещения при многотональном шуме / А.В. Мамонтов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2013. - № 4/5 (64). – С. 7-11. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus).*

4. Мамонтов А.В. Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов / А.В. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. - Вып. 31 (1074). - С. 99-104. *(Видання включено у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory).*

5. Мамонтов А.В. Сравнительный анализ точности авторского и дорезонансного методов измерения дисбаланса роторов / А.В. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. - Харків: НТУ «ХПІ», 2015. - Вып. 34 (1143). - С. 79-84. *(Видання включено у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory).*

6. Мамонтов О. Порівняльний аналіз впливу нелінійності поновлюючої сили на точність балансувальних верстатів / О. Мамонтов // Метрологія та прилади. - Харків: УкрНДНЦ, 2016. - № 4. - С. 55-60. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus).*

7. Мамонтов О.В. Метод оптимального розміщення джерел шуму та ЕМП у виробничому приміщенні / О.В. Мамонтов, Ю.М. Колтун, О.О. Мамонтов // Метрологія та прилади. - 2017. - № 3. - С. 67-72. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus).*

8. Беликов А.С. Повышение безопасности на рабочих местах при эксплуатации компрессорных агрегатов за счет усовершенствования расчета звукопоглощающих покрытий / А.С. Беликов, И.А. Соколов, В.А. Шаломов,

А.В. Мамонтов // Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. пр. – Дніпро: ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України, 2017. – Вип. 135. - С. 246-257.

9. Беликов А.С. Повышение безопасности на рабочих местах при эксплуатации компрессорных установок за счет снижения шума и вибрации / А.С. Беликов, А.В. Мамонтов, В.А. Шаломов // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпро: ПДАБА, 2018. - № 1. - С. 27-34.

10. Kliuchnik I. Methods of modular type rotors optimal complexing in the process of the composition / I. Kliuchnik, A. Mamontov, R. Umiarov, V. Shalayeva // Метрологія та прилади. - 2018. - № 1. - С. 53-57. (*Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus*).

11. А.с. 1825996 СССР, МКИ G01M1/10. Способ определения статического дисбаланса изделий / А.В. Мамонтов, Ю.Г. Хижняк (СССР) – 4937754/28; заявл. 04.08.91; опубл. 07.07.93. Бюл. №25. – 4 с.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації*

12. Дзюндзюк Б.В. Методы и средства вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования / Б.В. Дзюндзюк, А.В. Мамонтов // Безпека людини у сучасних умовах: матеріали Міжнародної науково-методичної конференції. - Харків: ФОП «Азамаєв В.Р.», 2009. – С. 41-42.

13. Мамонтов А.В. Сравнение точности авторского и дорезонансного способов измерения дисбаланса роторов / А.В. Мамонтов // Безпека людини у сучасних умовах: матеріали VI Міжнародної науково-методичної конференції. – Харків: Видавництво ТОВ «Щедра садиба плюс», 2014. – С. 139-141.

14. Мамонтов А.В. Вибрационный способ измерения дисбаланса ротора / А.В. Мамонтов // Безпека людини у сучасних умовах: матеріали VII Міжнародної науково-методичної конференції та 105 Міжнародної конференції Європейської Асоціації Безпеки. – Харків: «Смугаста типорафія», 2015. – С. 52.

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації*

15. Мамонтов А.В. Оптимальная комплектация конструктивно-функциональных узлов электрорадиоэлементами / А.В. Мамонтов // Радиотехника. – Харків: ХДТУРЕ, 2001. – Вып. 117. – С. 125-126.

16. Мамонтов А.В. Метод оптимальной комплектации конструктивно-функциональных узлов / А.В. Мамонтов // Автоматизированные системы управления и приборы автоматики. – Харьков: ХНУРЕ, 2006. – Вып. 135. – С. 30-34.

17. Дзюндзюк Б.В. Математическое моделирование шума в лабораторном практикуме по дисциплине «Основы охраны труда» / Б.В. Дзюндзюк, А.В. Мамонтов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 59. – С. 21-25.

18. Руженцев І. Порівняльний аналіз точності запропонованого й резонансного методів вимірювання дисбалансу роторів / І. Руженцев, О. Мамонтов // Метрологія та прилади. – 2015. - № 3. - С. 29-32.

19. Belikov A.S. Increase of safety of operation of compressor units due to balancing of rotors / A.S. Belikov, A.V. Mamontov, N.N. Nalisko, A.A. Klimenko // The scientific heritage. - 2018. - № 21. – P. 68-72.

20. Пат. 38863 Україна, МПК G01M1/00. Пристрій для визначення головного вектора дисбалансів ротора / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 09208; заявл. 14.07.2009; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2. – 4 с.: іл.

21. Пат. 39118 Україна, МПК G01M1/00. Пристрій для визначення головного вектора дисбалансів ротора / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 09207; заявл. 14.07.2008; опубл. 10.02.2009, Бюл. №3. – 4 с.: іл.

22. Пат. 41467 Україна, МПК G01M1/10. Спосіб визначення головного моменту дисбалансів роторів / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і

власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № у 2008 14357; заявл. 15.12.2008; опубл. 25.05.2009, Бюл. №10. – 4 с.: іл.

23. Пат. 111764 Україна, G01M1/10, G01M1/02, G01M1/16. Стенд балансування автомобільних і мотоциклетних коліс / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № а 201407958; заявл. 14.07.14; опубл. 10.06.15, Бюл. №11. – 4 с.: іл.



## ЗМІСТ

<b>Перелік умовних позначень .....</b>	<b>22</b>
<b>Вступ .....</b>	<b>23</b>
<b>Розділ 1 Стан питання та вибір напрямків досліджень .....</b>	<b>31</b>
1.1 Аналіз стану охорони праці в світі та Україні .....	31
1.2 Аналіз умов праці на підприємствах будівельної індустрії м. Харкова та м. Дніпра .....	34
1.3 Нормування шуму та вібрації .....	37
1.4 Основні джерела шуму та вібрації при роботі компресорних установок .....	39
1.5 Сучасні технічні методи зниження шуму та вібрації при роботі компресорних установок .....	43
1.6 Аналіз методів і засобів вимірювання неврівноваженостей жорстких роторів компресорних установок .....	44
1.7 Аналіз методів комплектування роторів модульного типу в процесі їх складання як шляхів зниження вібрації та шуму при роботі компресорних установок .....	50
1.8 Аналіз методів розрахунку шумопоглинальних покриттів .....	53
1.9 Аналіз методів розміщення та просторової орієнтації джерел шуму всередині виробничого приміщення .....	54
Висновки до розділу 1 .....	54
<b>Розділ 2 Теоретичне дослідження вільних коливань маятникової рами з неврівноваженим ротором .....</b>	<b>57</b>

2.1 Розробка методів та засобів вимірювання статичної неврівноваженості жорстких роторів як причини вібрації .....	57
2.1.1 Теоретичні дослідження механічних коливань систем маятнікового типу .....	57
2.1.2 Оцінка похибки через лінійне тертя в системах вимірювань. ....	67
2.1.3 Теоретичне дослідження похибки через нелінійність пружини кручення.....	76
2.1.4 Теоретичне дослідження похибки через вплив частотоміра .....	80
2.2 Метод, засіб вимірювання і теоретичне дослідження моментної неврівноваженості жорстких роторів як причини вібрації .....	83
2.3 Розробка універсального пристрою для вимірювання неврівноваженості жорстких роторів дискової форми .....	91
2.4 Розробка пристрою для вимірювання головного вектора дисбалансів жорстких роторів з мінімальним тертям .....	93
2.5 Розробка пристрою автоматичного вимірювання головного вектора дисбалансів жорстких роторів .....	94
Висновки до розділу 2 .....	95
<b>Розділ 3 Зниження вібрації та шуму при комплектуванні роторів модульного типу .....</b>	<b>97</b>
3.1 Оптимізаційна модель комплектування партії роторів.....	97
3.2 Розробка алгоритму оптимального комплектування партії роторів на основі методу	

Монте-Карло .....	105
3.3 Теоретичні дослідження на основі розробленого методу комплектування з використанням методу Монте-Карло .....	107
3.4 Розробка алгоритму оптимального комплектування партії роторів на основі парних перестановок .....	112
Висновки до розділу 3 .....	115
<b>Розділ 4 Зниження шуму на шляху поширення від джерела до об'єкта захисту з урахуванням спектральних характеристик і спрямованості</b> .....	118
4.1 Розробка методу розрахунку комплексного шумопоглинального покриття приміщення .....	118
4.1.1 Оптимізаційна модель розрахунку комплексного шумопоглинального покриття приміщення .....	119
4.1.2 Алгоритм і програмна реалізація оптимізації шумопоглинального покриття .....	121
4.1.3 Теоретичні дослідження на основі розробленого методу .....	126
4.2 Дослідження зниження рівня шуму на робочих місцях за рахунок розміщення та просторової орієнтації джерел всередині виробничого приміщення .....	128
4.2.1 Оптимізаційна модель розміщення та просторової орієнтації джерел шуму всередині виробничого приміщення .....	129
4.2.2 Розробка алгоритму та програмна реалізація розрахунку оптимальних координат джерел шуму з урахуванням спрямованості звуку .....	131

4.2.3 Теоретичні дослідження поширення шуму з урахуванням розміщення та просторової орієнтації джерел .....	134
Висновки до розділу 4 .....	139
<b>Розділ 5 Дослідно-експериментальна оцінка результатів проведених досліджень .....</b>	<b>141</b>
5.1 Перевірка достовірності результатів вимірювання статичної неврівноваженості ротора .....	141
5.2 Експериментальне дослідження просторової орієнтації джерел шуму всередині приміщення .....	145
Висновки до розділу 5 .....	149
<b>Висновки .....</b>	<b>151</b>
<b>Список використаних джерел .....</b>	<b>154</b>
Додаток А Ілюстрації до методів і засобів вимірювання неврівноваженості роторів .....	170
Додаток Б Ілюстрації до методів комплектування роторів .....	176
Додаток В Ілюстрації до звукопоглинання всередині приміщення .....	177
Додаток Г Межі класів точності балансування машин типових видів .....	179
Додаток Д Комп'ютерна програма оптимального комплектування роторів на основі методу Монте-Карло.....	180
Додаток Е Статистичні дані значень цільової функції різних варіантів комплектування роторів .....	182
Додаток Є Виведення математичних виразів для ймовірності досягнення глобального оптимуму при комплектуванні роторів модульного типу .....	186
Додаток Ж Комп'ютерна програма розрахунку оптимального звукопоглинального покриття (Mathcad).....	189

Додаток З Статистичні дані розрахунку оптимального шумопоглинального покриття приміщення .....	193
Додаток И Комп'ютерна програма розрахунку оптимальних координат джерел шуму всередині приміщення (Mathcad) .....	195
Додаток К Експериментальні дані з вимірювання просторових характеристик звукового поля всередині виробничого приміщення .....	197
Додаток Л Акти впровадження результатів дослідження .....	199
Додаток М Список публікацій здобувача за темою дисертації.....	206

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

НШВЧ – небезпечні та шкідливі виробничі чинники

ЦМ – центр мас

ЕН – енергетичне навантаження

ВП – виробниче приміщення

ЗВ – засоби вимірювання

СГЧ – середня геометрична частота

ЗП – звукове поле

ЦФ – цільова функція

ГС – граничний спектр

ММК – метод Монте-Карло

ОПК – оптимальний план комплектування

ДШ – джерело шуму

ГО – глобальний оптимум

ЛО – локальна оптимізація

РМ – робоче місце

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Рівень безпеки праці в Україні на сьогодні є незадовільним. За цим показником Україна різко відстає від країн з розвинутою економікою. Майже 19% від загального числа професійних захворювань припадає на вібраційну хворобу та захворювання органів слуху. Головною причиною цього є підвищений рівень технологічної вібрації та шуму, що відносяться до низки найбільш поширених небезпечних та шкідливих виробничих чинників. До того ж ці чинники частіше стають причиною нещасних випадків та зниження продуктивності через підвищене напруження нервової системи, зниження самоконтролю і підвищену втому людей.

За даними Державної служби статистики України, протягом останніх двох років спостерігається суттєве зростання обсягів будівництва, яке нерозривно пов'язане з підприємствами будівельної індустрії і збільшенням обсягів їх продукції. Це означає, що без прийняття відповідних превентивних заходів безпеки в даній галузі зросте рівень виробничого травматизму, смертності і професійної захворюваності.

Проведений аналіз показав, що до теперішнього часу недостатньо вивчені причини, що викликають неврівноваженість роторів компресорних установок, і, як наслідок, призводять до вібрації та шуму в процесі їх експлуатації. Існуючі засоби зниження вібрації та шуму на шляху їх поширення в навколишнє середовище і методи їх розрахунку також не гарантують ефективний захист. Як показує практика, застосовувані для цього ресурси далеко не завжди використовуються з максимальною віддачею. Це означає, що існуючі методи і засоби зі зниження вібрації і шуму як в джерелі виникнення, так і на шляху поширення є малоефективними. Тому дослідження, спрямовані на зниження вібрації та шуму від роботи компресорних установок підприємств будівельної індустрії, є важливими і актуальними.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Дисертація виконувалася відповідно до Конституції України, Закону України «Про охорону праці», Закону України «Про забезпечення санітарного благополуччя населення», а також Загальнодержавної соціальної програми «Поліпшення стану безпеки, гігієни та виробничого середовища на 2012-2016 роки», затвердженої Кабінетом Міністрів України.

Наукові дослідження, викладені в дисертації, виконані згідно з напрямом наукової роботи кафедри безпеки життєдіяльності Державного вищого навчального закладу «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» (ДВНЗ ПДАБА), відповідно до програм науково-дослідних робіт: «Безпека об'єктів при виникненні надзвичайних ситуацій. Безпека та охорона та охорона праці в різних сферах життєдіяльності людини» (№ держреєстрації 0111U006481), «Охорона праці людини при впливі на неї небезпечних та шкідливих факторів виробничого середовища. Безпека життєдіяльності людини при виникненні надзвичайних ситуацій природного та антропогенного середовища» (№ держреєстрації 0116U006038). В усіх роботах рівень участі автора – виконавець.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є підвищення безпеки на робочих місцях підприємств будівельної індустрії за рахунок зниження технологічної вібрації і шуму компресорних установок. Відповідно до поставленої мети визначено такі завдання:

- провести аналіз умов праці на робочих місцях підприємств будівельної індустрії м. Харкова та м. Дніпра, визначити шкідливі виробничі фактори і виділити серед них домінуючі;

- провести аналіз методів і засобів вимірювань, а також методів розрахунку невірноваженості жорстких роторів, встановити причини вібрації і шуму компресорних установок;

- провести теоретичне дослідження вільних коливань маятникової рами з невірноваженим жорстким ротором при наявності статичної та моментної невірноваженості; встановити залежності параметрів коливальної системи



від параметрів неврівноваженості та на її основі розробити безпечні методи і безпечні засоби вимірювання статичної та моментної неврівноваженості жорстких роторів;

- провести теоретичні дослідження і розробити метод оптимального комплектування роторів, що дозволяє зменшити сумарну неврівноваженість, знизити технологічну вібрацію та шум компресорних установок;

- розробити метод розрахунку шумопоглинального покриття приміщення, спрямований на максимальне зниження шуму з урахуванням обмежуючих умов: рівнів звукового тиску в октавних смугах, площі, товщини і вартості покриття;

- розробити метод оптимального розміщення джерел шуму у виробничих приміщеннях, що дозволяє на стадії проектування та експлуатації об'єктів передбачити заходи, спрямовані на зниження шуму на робочих місцях із урахуванням просторової орієнтації джерел;

- провести дослідно-експериментальну оцінку результатів проведених досліджень.

**Об'єкт дослідження:** процес коливань при обертанні неврівноважених роторів компресорних установок, і, як наслідок, підвищені рівні шуму і технологічної вібрації.

**Предметом дослідження** є методи і засоби, що дозволяють знизити шум і технологічну вібрацію від роботи компресорних установок як в самих джерелах, так і на шляху їх поширення.

**Методи дослідження.** В основу вимірювання статичної та моментної неврівноваженості покладений метод крутильних коливань для визначення моменту інерції тіл, а також метод Гауса для вирішення систем лінійних алгебраїчних рівнянь. Також був застосований метод ідеалізації, в якому ротор розглядався як абсолютно тверде тіло. При оцінці ефективності розробленого методу вимірювання статичної неврівноваженості був застосований метод порівняння, згідно з яким розрахована похибка порівнювалася з похибками традиційних дорезонансних і зарезонансних

балансувальних верстатів. При розробці методу оптимального комплектування роторів був використаний метод індивідуального підбору. В основу розробленого методу розрахунку оптимального звукопоглинального покриття покладено метод акустичної обробки приміщень. При розробці методу розрахунку оптимального розміщення джерел шуму у виробничих приміщеннях був застосований метод захисту відстанню та зміною спрямованості джерел. В основу зазначених оптимізаційних методів покладено метод випадкового пошуку Монте-Карло. У методах розрахунку оптимального звукопоглинального покриття і оптимального розміщення джерел шуму всередині приміщення використовувався метод нормування шуму за граничним спектром з метою перевірки обмежуючих умов оптимізаційної задачі. У методі оптимального розміщення джерел шуму всередині приміщення вибір цільової функції здійснений на основі методу нормування по дозі шуму. Визначення характеристик спрямованості звуку від джерел шуму засноване на методі зразкового джерела. Виконання експериментальної частини дослідження засноване на експериментальному методі підтвердження теоретичних результатів.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

- вперше на основі теоретичних досліджень встановлені залежності частоти (періоду) вільних коливань маятникової рами від статичної та моментної невірноваженості жорсткого ротора з урахуванням кута його установки та моменту інерції тіл обертання;

- вперше розроблені безпечні методи та засоби вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів, в яких відсутні травмонебезпечні рухливі частини, відсутня підвищена вібрація та шум;

- запропоновано інтегральні показники комплектування роторів із урахуванням обмеженої невірноваженості та незавершеного виробництва; на основі структурної оптимізації та теоретичних досліджень розроблено методи, що дозволяють зменшити сумарну невірноваженість партії роторів, знизити технологічну вібрацію та шум від компресорних установок;

- на основі параметричної оптимізації та нелінійного програмування розроблено метод розрахунку комплексного шумопоглинального покриття приміщення, який дозволяє розраховувати площі шумопоглинальних матеріалів з урахуванням зниження шуму та виконання обмежуючих умов: рівнів звукового тиску в октавних смугах, площі, товщини та вартості покриття;

- вперше на основі параметричної оптимізації та нелінійного програмування розроблено метод оптимального розміщення та просторової орієнтації джерел шуму у виробничих приміщеннях, який дозволяє на стадії проектування та експлуатації об'єктів передбачити заходи, спрямовані на зниження шуму на робочих місцях із урахуванням спрямованості джерел.

#### **Практичне значення отриманих результатів:**

- розроблені безпечні методи та засоби вимірювання статичної і моментної неврівноваженості жорстких роторів. Їх безпеку досягнуто за рахунок відсутності обертального руху роторів на робочих частотах і використання замість нього затухаючого коливального руху, що виключає наявність травмонебезпечних рухомих частин, підвищену вібрацію та шум;

- розроблено спрощену модульну конструкцію ротора, запропоновано математичні моделі, що дозволяють розраховувати статичну та моментну неврівноваженості роторів. Це дозволило провести дослідження та встановити інтегральний показник якості комплектування роторів з урахуванням обмеженої неврівноваженості та зниження вібрації до мінімуму;

- розроблено методи оптимального комплектування роторів, що дозволяють комплектувати не тільки партії роторів як окремих складальних одиниць модульного типу, а також складальних одиниць з декількома роторами, наприклад, гвинтових блоків стиснення компресорів;

- проведені експериментальні дослідження дозволили апробувати розроблені методи досліджень, провести математичне моделювання коливальних процесів, встановити вплив статичної та моментної

неврівноваженості ротора на частоту вільних коливань маятникової рами, забезпечити безпеку працівників при проведенні досліджень;

- проведені експериментальні дослідження підтвердили високу збіжність теоретичних (розрахункових) та експериментально отриманих даних при використанні розроблених методів і безпечних засобів вимірювання статичної і моментної нерівноваженості жорстких роторів. Впровадження розроблених методів і засобів на ремонтній ділянці ТОВ «Завод залізобетонних конструкцій» (м. Дніпро) дозволило зменшити шум і вібрацію робочих місць та продовжити експлуатацію компресорних установок шляхом самостійного виконання ремонтно-профілактичних робіт без залучення спеціалізованих підприємств, завдяки чому річний економічний ефект склав 125 тис. грн.;

- методи вимірювання статичної та моментної нерівноваженостей жорстких роторів і лабораторна установка для вимірювання статичної нерівноваженості, а також алгоритм розрахунку оптимального розміщення джерел шуму у виробничих приміщеннях та лабораторна установка з дослідження поширення звуку в приміщенні впроваджені в навчальний процес Харківського національного університету радіоелектроніки (ХНУРЕ) з дисциплін «Основи охорони праці» та «Безпека життєдіяльності».

**Особистий внесок здобувача** в наукових працях, опублікованих у співавторстві, полягає в наступному:

- в методах вимірювання статичної та моментної нерівноваженості автору належить ідея вимірювання частот (періодів) вільних коливань маятникової рами при певних положеннях ротора [9; 12];

- виведення математичних формул і складання алгоритмів для розрахунку нерівноваженості роторів [9; 19];

- оцінка похибки вимірювання нерівноваженості роторів, що вноситься тертям [18];

- у вимірювальних приладах автором запропоновані відмінні ознаки конструктивних особливостей маятникової рами та кріплення ротора [11; 20-23];

- при розробці оптимізаційних методів автором запропоновані відповідні оптимізаційні моделі у вигляді цільових функцій та обмежуючих умов і розроблені відповідні алгоритми розрахунків [2; 7; 8; 10; 17];

- при розробці методів комплектування роторів запропонована форма супровідних технологічних документів [10];

- при розробці алгоритму оптимального розміщення джерел шуму у виробничих приміщеннях автором запропоновано враховувати характеристики спрямованості джерел шуму [7];

- при розробці зазначених методів автором проведені відповідні теоретичні та експериментальні дослідження, що підтверджують достовірність результатів [2; 7-11; 17-19].

**Апробація матеріалів дисертації.** Результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на: Міжнародних науково-методичних конференціях «Безпека в сучасних умовах» (м. Харків, 2009 р., 2014 р.); VII Міжнародній науково-методичній конференції та 105 Міжнародній конференції Європейської Асоціації Безпеки «Безпека в сучасних умовах» (м. Харків, 2015 р.).

**Публікації.** Основні положення, результати та висновки дисертаційної роботи відображені в 23 друкованих працях, а саме: 15 статтях, з яких 12 – у наукових фахових виданнях України (з них 7 – у виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз), 1 – в зарубіжному науковому періодичному виданні; 3 працях апробаційного характеру; 1 авторському свідоцтві СРСР, 1 патенті України на винахід, 3 патентах України на корисну модель.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи складає 209 сторінок, Дисертація містить 51 рисунок,

7 таблиць. Список використаних джерел включає 147 найменувань на 16 сторінках. Тринадцять додатків викладено на 40 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 1.1 Аналіз стану охорони праці в світі та Україні

Відповідно до Конституції України і Закону України «Про охорону праці», державна політика в цій сфері спрямована на «створення належних, безпечних і здорових умов праці, запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням» [1; 2]. Охорона праці є важливим державним завданням, рішення якого на сучасному етапі розвитку науки і техніки неможливо без проведення відповідних наукових досліджень. Рівень безпеки праці в країні суттєво залежить від стану її економіки (рис. 1.1). Серед наведених країн стан економіки Аргентини знаходиться на останньому місці, через що ризик професійного захворювання у її громадян найвищий.

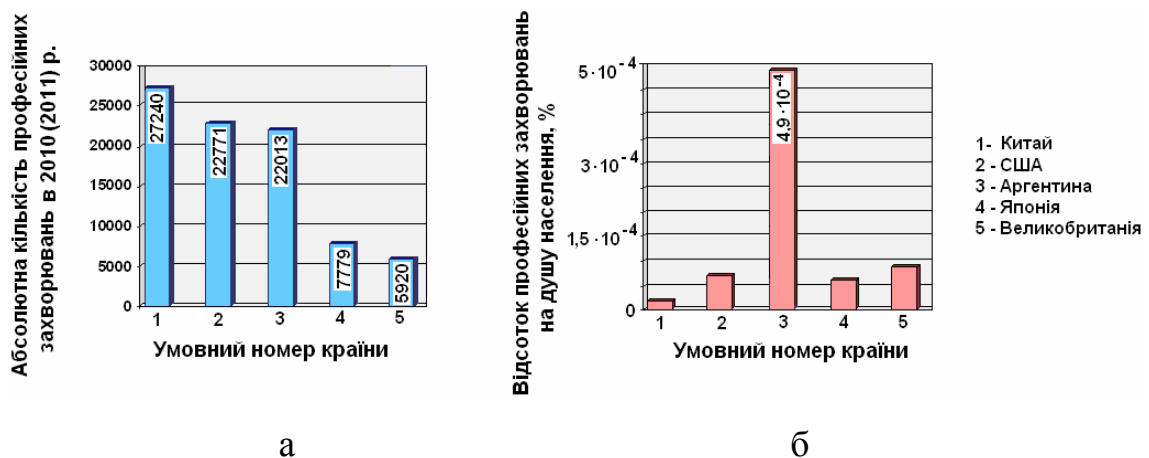


Рисунок 1.1 – Кількість професійних захворювань в деяких країнах в 2010 р. (2011 р.):

а - абсолютна; б – відносна.

За даними Міжнародної організації праці (МОП), кількість смертей в результаті нещасних випадків або захворювань, пов'язаних з роботою, щорічно складає 2,3 млн. Щорічно в світі реєструється 270 млн. випадків виробничого травматизму і близько 160 млн. професійних

захворювань. У країнах Європейського Союзу щорічно жертвами нещасних випадків і професійних захворювань стають близько 10 млн. людей, майже 8 тис. з них гине. Ці дані регулярно оновлюються, що в цілому свідчить про негативну динаміку стану безпеки праці [3; 4].

У 2017 р. робочими органами Фонду соціального страхування України було зареєстровано 4965 нещасних випадків на виробництві, при яких був оформлений акт за формою Н-1 (з них 322 - зі смертельними наслідками). У порівнянні з 2016 р. кількість нещасних випадків збільшилася на 4,2%. Кількість смертельно травмованих осіб зменшилась на 8,8% [5].

У 2017 р. кількість професійних захворювань, при яких був оформлений акт за формою П-4, склало 3061. У порівнянні з 2016р. цей показник збільшився на 21, 7% [6]. В цілому сучасний стан безпеки праці в Україні наочно показано на рис. 1.2. На рис. 1.2а наведена кругова діаграма кількості випадків виробничого травматизму в регіонах України за 2017 р. На рис. 1.2, б приведена аналогічна діаграма для професійної захворюваності за 2017 р.

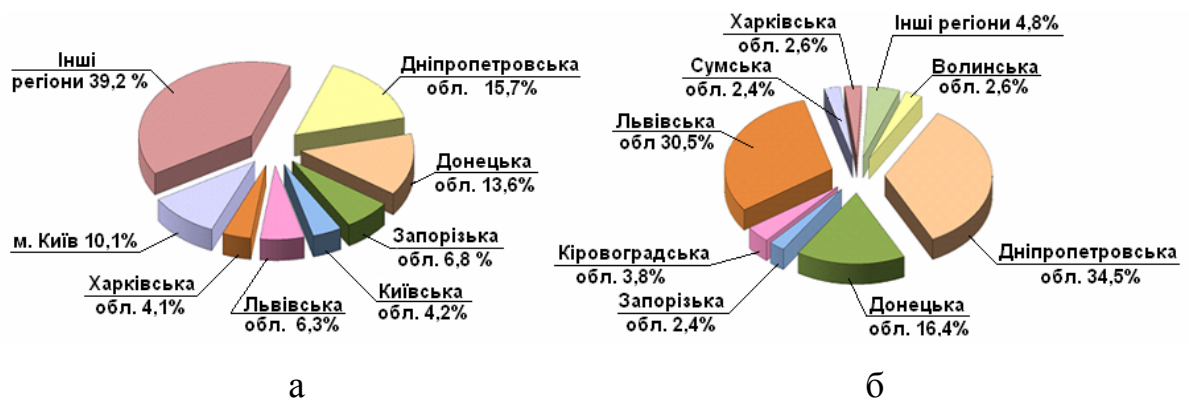


Рисунок 1.2 – Діаграми кількісних показників безпеки праці в регіонах України за 2017 рік (відсоток від загальної кількості):

а - виробничого травматизму; б - професійної захворюваності.

Структура професійних захворювань представлена діаграмою на рис. 1.3. На діаграмі видно, що велика частка припадає на захворювання органів дихання - 40,1% (1228 діагнозів). Другими за рахунком є захворювання опорно-рухового апарату - 30% (917 випадків). Третє місце



займають захворювання органів слуху - 10,3% (316). На вібраційну хворобу доводиться 8,6% (262). Останнє місце займають інші захворювання - 11% (338). Звертає на себе увагу той факт, що захворювання органів слуху і вібраційна хвороба в сумі складають 18,9% від загального числа захворювань. Як правило, ці захворювання викликані відповідно підвищеними рівнями шуму та технологічної вібрації.

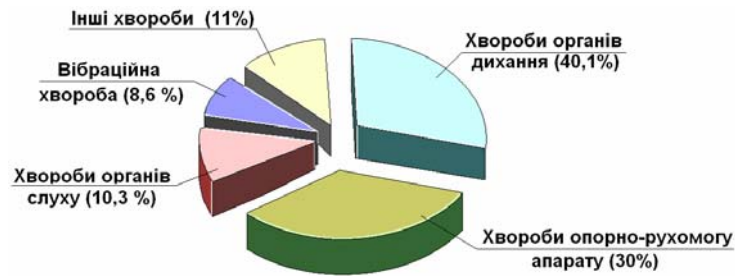


Рисунок 1.3 – Діаграма (структура) професійних захворювань в 2017 році (відсоток від загальної кількості)

У 2016 р. Державна служба статистики України вперше за останні чотири роки зафіксувала збільшення обсягів будівельних робіт у всіх сегментах будівництва. Дана динаміка спостерігалася і в 2017 р. Протягом десяти місяців цього року загальне збільшення обсягів склало 23,4% в порівнянні з аналогічним періодом попереднього року. Будівництво житлових будинків збільшилося на 12,8%, нежитлових - на 26,6%, інженерних споруд - на 28% [7; 8].

Важливо відзначити, що крім вібраційної хвороби і захворювань органів слуху підвищені рівні шуму і вібрації викликають підвищену стомлюваність, напругу нервової системи, сприяють зростанню числа інших захворювань і зниженню продуктивності праці. А при наявності на робочому місці інших НШВЧ підвищені рівні шуму та вібрації ускладнюють самоконтроль, внаслідок чого зростає ризик нещасного випадку.

Наведені дані наочно свідчать про актуальність розглянутих проблем, які без прийняття необхідних заходів безпеки будуть посилюватися і неминуче призведуть до зростання виробничого травматизму та зростанню професійної захворюваності в даній галузі.

## 1.2 Аналіз умов праці на підприємствах будівельної індустрії м. Харкова та м. Дніпра

Для проведення аналізу умов праці на робочих місцях, що знаходяться під впливом вібрації та шуму компресорних установок, були розглянуті технологічні процеси деяких підприємств будівельної індустрії, розташованих в м. Харкові та м. Дніпрі. В даний час на цих підприємствах компресорні установки отримали широке поширення, що сприяло високому рівню механізації і автоматизації багатьох виробничих процесів [9-12]:

- робота апаратів точкового зварювання арматури;
- живлення пневматичного інструменту та пневматичних систем різного технологічного обладнання;
- виконання фарбувальних робіт із застосуванням розпилювачів і пульверизаторів;
- випробування трубопроводів і сантехнічних виробів на герметичність;
- транспортування, розфасовка і упаковка сипучих матеріалів;
- вакуумне сушіння матеріалів.

За основу аналізу були взяті результати атестації робочих місць за умовами праці. В табл. 1.1 наведені фактичні та нормативні значення шкідливих виробничих чинників [13-18].

Аналіз отриманих даних свідчить про те, що підвищені рівні шуму і вібрації серед згаданих шкідливих виробничих чинників зустрічалися

найчастіше і відповідали класу 3.1, згідно з гігієнічною класифікацією умов праці [19].

На підставі даного аналізу можна зробити висновок про те, що підвищені рівні шуму і вібрації є найбільш вагомими (домінуючими) в цехах формування залізобетонних виробів і в компресорних відділеннях.

Таблиця 1.1

## Умови праці на робочих місцях

Виробниче приміщення	Температура, °С (літній період) [14]		Відносна вологість повітря, % [14]		Освітленість, Лк [15]		Концентрація шкідливих хімічних речовин, мг/м <sup>3</sup> [16]		Рівень шуму, дБА [17]		Загальна вібрація (віброприскорення, м/с <sup>2</sup> ) [18]	
	Факт	ГДР	Факт	ГДР	Факт	ГДР	Факт	ГДР	Факт	ГДР	Факт	ГДР
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
<b>ТОВ «Харківський завод будматеріалів»</b>												
фасування та пакування сипучих матеріалів (цементу)	27,3	15-26	62,6	75	185	150	7,2	6	82,6	80	-	-
формувального цеху	22,7	18-27	64,2	65	284	300	-	-	82,6	80	0,13	0,1
компресорного відділення	22,8	19-30	56,0	60	280	200	-	-	92,4	75	0,04	0,1

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ПАТ «Завод залізобетонних конструкцій» (м. Харків)												
ділянки зварювання металоконструкцій	25,4	15-27	55,3	70	568	500	-	-	77,5	80	-	-
формувального цеху	19,6	15-27	55,4	70	397	300	-	-	83,6	80	0,07	0,07
компресорного відділення	26,8	19-30	57,5	60	322	200	-	-	94,3	75	0,05	0,1
ТОВ «Балівський завод ЗБК»												
цеху зварювання металоконструкцій	23,6	15-27	60,3	70	348	500	-	-	81,6	80	-	-
формувального цеху	20,5	15-27	62,4	70	422	300	-	-	84,3	80	0,12	0,1
компресорного відділення	21,3	19-30	55,2	60	260	200	-	-	82,2	75	0,05	0,1
Завод залізобетонних конструкцій (м. Дніпро)												
формувального цеху	28,2	15-27	57,6	70	240	300	-	-	81,5	80	0,13	0,1
фасування та пакування сипучих матеріалів (цементу)	22,3	15-27	56,6	70	545	500	-	-	82,2	80	-	-
компресорного відділення	22,5	19-30	44,7	60	322	200	-	-	84,2	75	0,12	0,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
<u>Клас шкідливості</u> Кількість чинників	3.1/2	-	3.1/1	-	3.1/2	-	3.1/1	-	3.1/9; 3.2/2	-	3.1/4	-

### 1.3 Нормування шуму та вібрації

Для об'єктивної оцінки підвищеного шуму та вібрації, а також вжиття ефективних заходів щодо їх зниження, використовується нормування. Основні методи нормування шуму в Україні здійснюється з урахуванням виду трудової діяльності шляхом обмеження верхніх рівнів [17]:

- звукового тиску в октавних смугах, дБ;
- звуку за шкалою дБА.

Нормування рівнів звукового тиску застосовується для постійних шумів на середньгеометричних частотах октавних смуг (31,5; 63; 125; 250; 500, 1000; 2000; 4000; 8000 Гц). Нормування рівня звуку за шкалою дБА застосовується для орієнтовної оцінки постійних шумів без урахування конкретних спектральних складових, що різко спрощує процес вимірювань. Вимірювання рівня звуку здійснюється у всьому звуковому діапазоні при підключенні коректуючої частотної характеристики «А» в режимі «повільно». Для оцінки непостійних (змінних, переривчастих, імпульсних) широкосмугових шумів використовується інтегральний критерій - «еквівалентний» (за енергією) рівень звуку - рівень звуку постійного широкосмугового шуму, який має той же самий середній квадратичний тиск, що і непостійний шум. З урахуванням підвищеної шкідливості тональних і імпульсних шумів, що викликають напругу нервової системи, для них вноситься поправка в бік зменшення допустимих рівнів на 5 дБ.

Рівень звукового тиску в кожній октавній смузі дорівнює:

$$L = 20 \lg \frac{P}{P_0}, \text{ дБ} \quad (1.1)$$

де  $P$  - середнє квадратичне значення звукового тиску, Па;

$P_0$  - порогове значення звукового тиску,  $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Па.

Рівень звуку дорівнює:

$$L_A = 20 \lg \frac{P_A}{P_0}, \text{ дБА}, \quad (1.2)$$

де  $P_A$  - ефективне значення звукового тиску з урахуванням корекції «А» шумоміра, Па.

В особливих випадках можуть використовуватися коригувальні характеристики «В» і «С» замість характеристики «А». Допускається метод нормування по дозі або відносній дозі шуму.

Нормування вібрації здійснюється залежно від способу передачі (загальна і локальна), у напрямку коливань (вертикальна, горизонтальна від спини до грудей, горизонтальна від правого плеча до лівого), за часовою характеристикою (постійна і непостійна) [18]. Залежно від джерела походження загальна вібрація ділиться на транспортну (категорія 1), транспортно-технологічну (категорія 2) і технологічну (категорія 3). Залежно від місця дії загальна вібрація може спостерігатися на:

- постійних робочих місцях виробничих приміщень;
- на робочих місцях складів, їдалень, і інших приміщень без джерел вібрації;
- на робочих місцях заводоуправлінь, конструкторських бюро, лабораторій та інших видів розумової діяльності.

Гігієнічна оцінка вібрації здійснюється наступними методами:

- частотним (спектральним) аналізом нормованого параметра;
- інтегральною оцінкою по частоті нормованого параметра;
- по дозі вібрації.

Основним є частотний метод, за яким нормованими параметрами є середні квадратичні значення віброшвидкості, віброприскорення та їх логарифмічні рівні. Для локальної вібрації - в октавних смугах частот, а для загальної вібрації - в октавних і 1/3 - октавних смугах частот.

На рис. 1.4 показаний спектр шуму всередині компресорного відділення заводу залізобетонних конструкцій (м. Дніпро) від одночасної роботи компресорних установок.

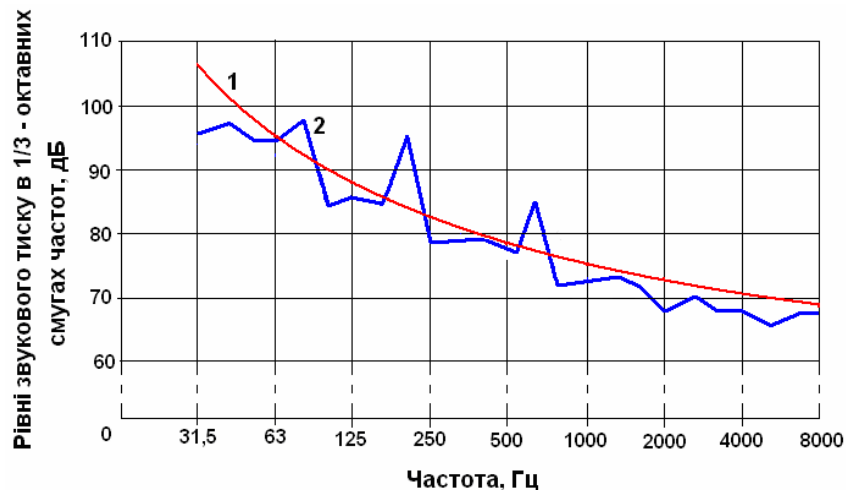


Рисунок 1.4 – Спектральні характеристики:

1 – граничного спектру (ГС-75); 2 – діючого шуму.

#### 1.4 Основні джерела шуму та вібрації при роботі компресорних установок

Проведений аналіз показав, що найбільш несприятливі з точки зору шуму та вібрації умови праці пов'язані з роботою компресорних установок. Компресорною установкою називається комплекс, що складається з компресора, двигуна, приводу, електропускової апаратури і реле тиску, які

призначені для одержання стисненого повітря (або газу) з надлишковим тиском не нижче 0,15 МПа (1,5 кгс / см). При роботі компресорних агрегатів виникає технологічна вібрація і шуми як шкідливі виробничі чинники. За природою походження шуми поділяються на механічні, аеродинамічні та електромагнітні [17].

Найбільшого поширення в даній галузі отримали гвинтові та поршневі компресори [20-25]. Рідше зустрічаються відцентрові компресори. Основними джерелами шуму та вібрації в них є робочі блоки стиснення повітря. У гвинтових компресорах здійснюється послідовний процес всмоктування, стиснення і нагнітання повітря за допомогою черв'ячних валів (гвинтів), які синхронно обертаються в протилежних напрямках. Існують компресори сухого стиснення і масленонаповнені. У першому типі зачеплення валів здійснюється за допомогою приводних шестерень, у другому - за рахунок безпосереднього зачеплення валів, рис. 1.5, а і рис. 1.5, б. Основними джерелами механічного шуму та вібрації є неврівноважені вали і приводні шестерні.

Робота поршневих компресорів заснована зворотно-поступальному русі поршня в циліндрі за допомогою кривошипно-шатунного механізму. Всі ці конструктивні елементи є джерелами вібрації і шуму. На рис. 5в показана конструкція одноступінчастого поршневого блоку. Односпрямований рух повітря здійснюється за рахунок роботи впускних і випускних клапанів, які також беруть участь в вібраційному процесі, і додають в спектральну характеристику шуму середньочастотні складові.

У відцентрових компресорах стискання повітря здійснюється за рахунок відцентрових сил, що виникають при обертанні ротора (робочого колеса). Ротор є основним джерелом вібрації і механічного шуму на низьких частотах (рис. 1.5, г і рис. 1.5, д). Середньочастотні і високочастотні складові шуму викликані аеродинамічним процесом руху повітря.



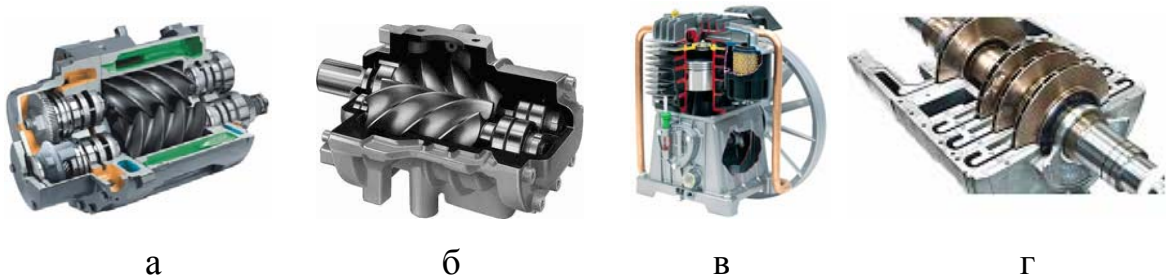


Рисунок 1.5 – Блоки стиснення повітря в компресорних установках:  
 а - гвинтовий сухого стиснення; б - гвинтовий маслонаповнений;  
 в - поршневий одноступінчатий; г – відцентровий.

Також джерелами шуму і вібрації в компресорних установках є електромотори (джерела руху), електровентилятори і водяні насоси (охолоджувачі), підшипники, маховики, ремені, і інші ведучі частини (рис. 1.6). Як джерела руху використовуються переважно трифазні асинхронні електродвигуни. Крильчатки вентиляторів крім механічного шуму є джерелами аеродинамічного шуму.

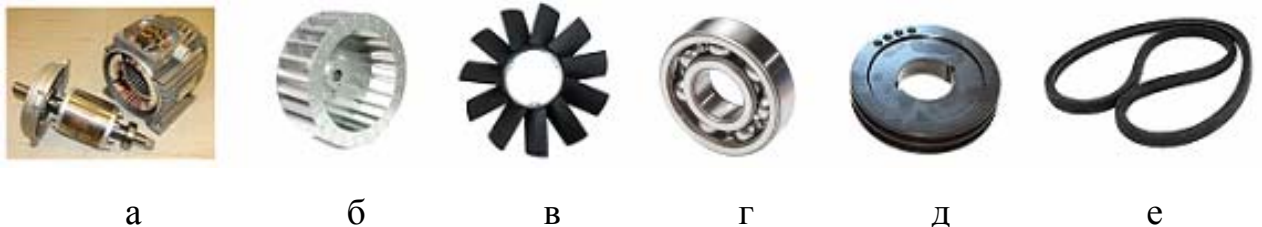


Рисунок 1.6 – Додаткові джерела шуму і вібрації:

а - ротор (ліворуч) асинхронного електродвигуна; б і в - крильчатки електровентиляторів; г - підшипник; д - маховик; е – ремень.

Розглянуті конструкції можуть застосовуватися в системах з одноступінчастим і багатоступінчастим стисненням повітря. За типом використовуваного джерела енергії розрізняють електричні, дизельні та бензинові компресори. За ступенем мобільності їх ділять на пересувні та стаціонарні.

Виникнення вібрації та шуму при обертанні неврівноваженого ротора

пояснюється наявністю вібраційних сил, частота яких збігається з частотою обертання, а модуль пропорційний величині неврівноваженості (дисбалансу) [26; 27]:

$$|F_{ВИБР}| = D\mu\omega^2, \quad (1.3)$$

де  $D$  - дисбаланс,  $\text{кг} \times \text{м}$ ,  $\mu$  - коефіцієнт динамічності;

$\omega$  - циклічна частота,  $\text{рад/с}$ .

Рівень шуму від віброуючої поверхні залежить від її форми, площі та віброшвидкості. Звукова потужність від плоскої віброуючої (за законом синуса) поверхні дорівнює [28]:

$$W_{ЗВ} = \frac{\rho\omega S^2 v^2}{8\pi c}, \quad (1.4)$$

де  $\rho$  - щільність середовища,  $\text{кг/м}^3$ ;

$S$  - площа поверхні,  $\text{м}^2$ ;

$v$  - віброшвидкість,  $\text{м/с}$ ;

$c$  - швидкість звуку в середовищі,  $\text{м/с}$ .

Користуючись виразами (3) та (4), можна визначати і задавати допуски на дисбаланс роторів для заводу-виготовлювача, виходячи з допустимого рівня шуму або допустимої вібрації. Однак така процедура можлива в простих ситуаціях, коли шум і вібрація одного джерела (ротора) різко переважає над шумом (вібрацією) всіх інших. У більш складних випадках потрібно роздільна діагностика джерел.

Виконаний аналіз показав, що основною причиною вібрацій, що виникають в компресорних установках, є неврівноваженість роторів.

## 1.5 Сучасні технічні методи зниження шуму та вібрації при роботі компресорних установок

Сучасні методи можна умовно розділити на дві групи [29-33]:

- зниження шуму та вібрації в джерелі виникнення (урівноваження роторів, змащення тертьових поверхонь, заміна підшипників, усунення зазорів, заміна шумливих джерел на малошумні);

- зниження шуму та вібрації на шляху розповсюдження від джерела до об'єкта захисту (звукоізоляція, віброізоляція, відбудова від резонансу, вібродемпфування, звукопоглинання, планувальні рішення).

Зниженням шуму і технологічної вібрації займалися вчені Юдін Е.Я., Забара В.І., Нікольський В.М., Горенштейн І.В., Запорожець О.І., Фролов К.В., досягнення яких міцно увійшли в навчальну і практичну діяльність [28-38]. Відомі роботи Єлізарова Ю.М., Самойлюка Е.П., Сафонова В.В. [39-41], які зробили внесок в зниження вібрації та шуму в будівництві та на підприємствах будівельної індустрії. До числа останніх робіт в цій області належить ряд джерел [42-48].

Однак, не дивлячись на наявні досягнення, робота компресорних установок на сьогоднішній день супроводжується підвищеними рівнями технологічної вібрації та шуму, що становить проблему з точки зору охорони праці. Стає очевидною доцільність більш поглибленого аналізу існуючих технічних методів зниження шуму та вібрації з метою їх удосконалення, або розробки нових методів. До їх числа відносяться:

- методи та засоби вимірювання неврівноваженості жорстких роторів (зниження вібрації і шуму в джерелі виникнення);

- методи комплектування роторів в процесі складання (зниження вібрації та шуму в джерелі виникнення);

- методи розрахунку звукопоглинання у ВП (зниження шуму на шляху поширення);

- методи розміщення та спрямованості ДШ всередині ВП (зниження шуму на шляху поширення).

## 1.6 Аналіз методів і засобів вимірювання невірноваженостей жорстких роторів компресорних установок

Розглянуті типи роторів (рис. 1.5 і рис. 1.6) є жорсткими. Згідно з [49-57], існують такі види невірноваженості роторів: статична, моментна, квазістатична і динамічна (додаток А, рис. А.1). Невірноваженість роторів характеризується головним вектором і головним моментом дисбалансів. Ці величини повністю визначаються відповідними модульними значеннями і кутами в обраній системі координат. Процес визначення невірноваженості ротора та її зменшення корекцією мас називається балансуванням. Класифікація методів балансування жорстких роторів представлена схемою на рис. 1.7 [51-55].



Рисунок 1.7 - Класифікація методів балансування жорстких роторів

Балансування без обертання (статична) являє собою статичну балансування за допомогою сил тяжіння, вібрації, а також балансування розподіл. До першої групи належать:

- метод підбору без пробної маси;
- метод підбору з пробної масою;
- метод кругового обходу.

Існує п'ять основних груп верстатів (пристроїв) для статичного балансування за допомогою сил тяжіння (рис. А.2, а - А.2, д відповідно). До п'ятої групи належать пристрої, призначені для балансування тіл обертання поплавкового типу (рис. А.4, д). Фотографії реальних верстатів, виконаних за схемами, представленими на рис. А.2, а та рис. А.2, г, показані на рис. А.3. Зазначені методи і засоби характеризуються високими тимчасовими витратами і монотонністю трудового процесу, які викликані підбором (коригуванням) необхідної маси.

З метою зниження сил тертя та їх впливу на точність вимірювань можуть застосовуватися пристосування з опорами на газовому [58] або на рідинному мастилі під тиском (аеростатичні та гідростатичні) [59], а також на магнітному полі [60; 61], що мають менше тертя. До числа їх недоліків відносяться: низька вантажопідйомність, низька надійність, високе енергоспоживання, висока вартість обладнання, а також підвищені рівні шуму (при газовому мастилі) та підвищеному рівні магнітного поля на РМ.

Статичне балансування за допомогою вібрації здійснюється на вібруючих опорах, на яких ротори здійснюють вимушені коливання. Під дією вібрації неврівноважений ротор повертається важким місцем вниз, виявляючи наявність і місце неврівноваженості. Перевагою даного методу в порівнянні з раніше розглянутими методами є можливість одночасної установки на вібруючі опори кілька роторів, що трохи підвищує продуктивність, однак через необхідність підбору корегуючої маси вона залишається невисокою. До недоліків цього методу відносяться: неможливість вимірювання головного вектора дисбалансів, обмежена

чутливість по куту, а також підвищені рівні технологічної вібрації та шуму на РМ.

Статичне балансування комплектів деталей розподілом застосовується до тих роторів, до складу яких входить велика кількість однотипних комплектуючих елементів (деталей), рівномірно розташованих по колу, наприклад, лопаточний вінець турбіни, деякі ротори електричних машин. Технологічний процес балансування полягає у визначенні вагових характеристик елементів (деталей) і їх розподілі по посадковим місцям. До недоліків цього методу слід віднести великі часові витрати і монотонність праці, пов'язані з попереднім визначенням вагових характеристик комплектуючих елементів.

Низькочастотне (динамічне) балансування передбачає періодичне обертання жорстких роторів і здійснюється наступними методами:

- методом балансування обхідним вантажем (метод амплітуд);
- методом трьох пусків;
- методом амплітуд і фаз;
- модульної балансуванням;
- роздільної модульної балансування із застосуванням імітатора;
- метод балансування ротора за двома зборками;
- розрахункова модульна балансування з використанням ЕОМ;
- метод балансування з використанням стробоскопа.

Метод балансування обхідним вантажем (метод амплітуд) застосовується, коли дисбаланс ротора істотно змінюється після установки його в готовий виріб. Окружність в площині корекції ділять на 8 (12) рівних секторів. У кожен точку послідовно встановлюють пробну масу. На постійній швидкості обертання вимірюють амплітуду коливань, після чого по побудованій графіком визначають кут, максимальну і мінімальну амплітуду. Після цього розраховують величину коректуючої маси. Недоліком даного методу також є високі тимчасові і енергетичні витрати, а також низька точність вимірювання. Перший недолік викликаний великою

кількістю пусків, що супроводжуються розгоном і гальмуванням ротора до заданої швидкості. Другий - вибором функції інтерполяції при побудові графіка.

Метод трьох пусків дає можливість визначити величину коректуючої маси та кут її розташування після вимірювання амплітуд коливань опори, виміряних при установці пробної маси в трьох точках на окружності ротора під довільними кутами (зазвичай під кутом  $120^{\circ}$ ). Після цього розраховують кут і величину коректуючої маси. Недоліком даного методу також є високі енергетичні та часові витрати, а також низька точність, пов'язана з установкою і закріпленням пробних мас в різних місцях.

Метод амплітуд і фаз передбачає одночасне вимірювання цих параметрів при одноплощинному балансуванні ротора. Недоліком даного методу також є високі енергетичні та часові витрати, а також низька точність. Модульне балансування вимагає вимір та усунення головного вектора дисбалансів окремих модулів ротора, зібраного, згідно рис. А.4. Метод роздільного модульного балансування із застосуванням імітатора полягає в балансуванні кожного окремого модуля в зборі з імітатором іншого модуля. Застосування даного способу різко обмежене при одиничному виробництві або ремонті роторів, бо для кожного модуля потрібно виготовлення індивідуального та коштовного імітатора.

Спосіб балансування ротора за двома складаннями передбачає наявність двох площин корекції в кожному з двох модулів. Спочатку вимірюються дисбаланси при різному взаємному розташування модулів. Далі обчислюються дисбаланси і кути шляхом вирішення системи рівнянь. Обидва розглянутих метода модульного складання вимагають великих витрат часу, пов'язаних з встановленням модулів на імітатори (в першому випадку) і з'єднанням двох модулів (у другому випадку).

Розрахункове модульне балансування з використанням ЕОМ передбачає оптимізацію взаємного розташування модулів під такими кутами, за якими невірноваженість ротора зводиться до мінімуму. Даний спосіб

дозволяє вирішувати оптимізаційну задачу складання одного ротора, і не дозволяє здійснити оптимальне складання партії роторів.

Метод балансування з використанням стробоскопа. Існує два різновиди цього методу. У першому різновиди на ротор наносяться кольорові (або цифрові) мітки. При повороті ротора важкої стороною до датчика включається імпульсне джерело світла та висвічує мітку певного кольору, що відповідає положенню неврівноваженої маси (рис. А.5 а). У цій схемі стробоскоп використовується як індикатор. Другий різновид методу дозволяє здійснювати балансування роторів у власних опорах і в складі готового виробу (рис. А.5, б – г). На ротор встановлюють контрольний диск з міткою і кутовими розмірами. При обертанні диска в пульсуючому світлі висвічується числове значення кута (або мітка) і величина дисбалансу. Даний метод має низьку точність вимірювання.

У загальному випадку динамічне балансування в двох площинах корекції може бути здійснене на балансувальних верстатах [53-57], схеми яких показані, відповідно, на рис. 1.8, а фотографії на рис. А.6.

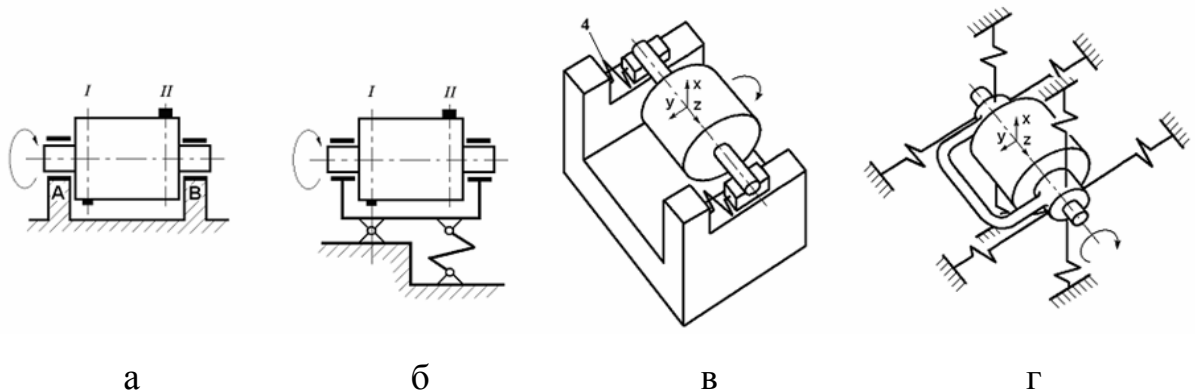


Рисунок 1.8 - Схеми верстатів для динамічного  
низькочастотного балансування в двох площинах корекції:

- а - з нерухомими опорами ротора; б - з фіксованою віссю коливань [55];  
в - з фіксованою площиною коливань; г - без жорстких зв'язків вісі ротора з середовищем.



Перша схема передбачає жорсткий зв'язок ротора через опори (підшипники) з нескінченно великою масою (рис. 1.8, а). Вимірювання невірноваженості роторів можливе, завдяки вимірюванню динамічних реакцій опор датчиками сили. Величина сили пропорційна величині дисбалансу, а фаза коливань - кутку. Впливом сил тертя нехтують. Робота таких верстатів можлива в дорезонансному (докритичному) режимі.

Недоліки даної схеми полягають у високій травмонебезпеці (через високу швидкість обертання ротора в робочій зоні, рис. А.7), в високому енергоспоживанні (за рахунок частого розгону та гальмування), у впливі зовнішніх перешкод через жорсткі опори і високому зносу (накатці) опорних поверхонь ротора та самих опор (рис. А.8).

Друга схема (з фіксованою віссю коливань ротора) передбачає одночасно два види зв'язку ротора з навколишнім середовищем, кожен з яких діє в одній з площин корекції. Один зв'язок жорсткий, інший пружний (податливий), як показано на рис. 1.8, б. Якщо в площині вимірювання I є невірноважена маса, то вона не впливає на величину невірноваженої маси в площині вимірювання II, яку вимірюють за амплітудою коливань.

Недоліки даної схеми полягають у високій травмонебезпеці, в високому енергоспоживанні і великих затратах часу (необхідність перевстановлення ротора на  $180^\circ$ ).

Третя схема (з фіксованою площиною коливань, рис. 1.8, в) дозволяє визначати невірноваженості ротора в двох площинах корекції по коливаннях (переміщенню) двох опор. Амплітуда коливань пропорційна величині дисбалансу, а фаза коливань - кутку. Впливом сил тертя нехтують. Робота такої схеми можлива в зарезонансному режимі. Ротор спирається на опори роликів блоку, підвішеного за допомогою маятникового підвісу, схему на рис. А. 9, а та фотографії на рис. А.10.

Дана схема також має недоліки, які притаманні попереднім схемам, а саме: високу травмонебезпеку, високе енергоспоживання та великі витрати часу за рахунок розгону та гальмування.

Четверта схема (без жорстких зв'язків осі ротора з навколишнім середовищем, рис. 1.6, г) має очевидну перевагу в порівнянні з попередніми схемами - велику захищеність від зовнішніх перешкод. Однак з цієї ж причини різко обмежена маса роторів при їх горизонтальному розташуванні. При вертикальному розташуванні осі ротора внаслідок явищ прецесії та нутації можуть виникнути внутрішні перешкоди, що призводять до необхідності їх фільтрації та додатковим погрішностям виміру. До числа загальних недоліків розглянутих чотирьох схем слід віднести високу небезпеку травмування людей, високу вартість балансувального обладнання та вплив дестабілізуючих чинників, що обмежують точність вимірювання за один пуск. Перераховані недоліки в сукупності обмежують застосування розглянутих методів і схем при балансуванні роторів компресорних агрегатів в ремонтних цехах (ділянках) підприємств будівельної індустрії. В результаті цього робота компресорних установок супроводжується підвищеною вібрацією і підвищеним шумом, які негативно впливають на людей.

Проведений аналіз також показав, що відсутність на сьогоднішній день безпечних засобів динамічного балансування роторів пов'язано з відсутністю цілеспрямованих досліджень в цьому напрямку.

1.7 Аналіз методів комплектування роторів модульного типу в процесі їх складання як шляхів зниження вібрації та шуму при роботі компресорних установок

Комплектування роторів може бути здійснено наступними методами [62-70] (рис. Б.1):

- метод індивідуального підбору. Підбір комплектуючих елементів, в тому числі останнього у ланці здійснюється індивідуально. Недоліком є низька продуктивність праці;

- метод повної взаємозамінності. Комплектування здійснюється будь-яким поєднанням елементів (деталей) з технологічних партій, які надходять на операцію складання. Недоліком є високі значення неврівноваженості, викликані великим розкидом значень параметра сполучення елементів;

- метод групової взаємозамінності (селективного складання). Елементи всіх партій за параметром сполучення попередньо поділяються на селективні групи. При такому комплектуванні елементи вибираються строго з числа однойменних селективних груп. Даний метод дозволяє знизити неврівноваженості пропорційно числу груп;

- метод груповий взаємозамінності. Елементи діляться на певну кількість селективних груп. Комплектування може здійснюватися різним поєднанням з числа сусідніх селективних груп (рис. Б.1, в);

- метод комплектування з ранжируванням параметрів (розмірів). Всі елементи, що надходять на операцію складання, в межах технологічних партій упорядковуються за зростанням (зменшенням) значення параметра сполучення з присвоєнням номера (рангу) кожного. Комплектування роторів здійснюється з елементів з однаковим рангом.

Загальними недоліками другого і третього методів як правило є незавершене виробництво, викликане відмінністю законів розподілу параметрів елементів (рис. Б.1 б, рис. Б.1, в), і складність використання в дрібносерійному і одиничному виробництві. Перший, четвертий і п'ятий методи також малоефективні в дрібносерійному і одиничному виробництві через обмежений вибір елементів.

Очевидно, що задача комплектування партії роторів передбачає пошук оптимальної структури (плану комплектування). Тому воно відноситься до структурної оптимізації. З огляду на те, що до складу ротора може входити кілька модулів (в деяких випадках більш десяти), задача є багатовимірною, і може вирішуватися з використанням ЕОМ. Для комплектування одиночного гнучкого ротора можуть бути використані алгоритми, засновані на методі індивідуального підбору і наведені в роботах [71; 72]. Їх недоліком є

неможливість одночасного комплектування всієї партії роторів, а використовувані математичні моделі не придатні для жорстких роторів.

Для комплектування технологічної партії жорстких роторів з відповідних партій комплектуючих елементів (модулів) може бути застосований ряд оптимізаційних методів [70-78], що реалізуються за допомогою ЕОМ. До їх числа відносяться:

- метод відсікання, заснований на зведенні цілочисельної задачі до послідовності задач лінійного програмування. На кожному етапі вводяться додаткові лінійні обмеження до вхідних даних задачі і відсікаються нецілочисельні рішення (алгоритми Гоморі);

- комбінаторні методи, які полягають в цілеспрямованому переборі рішень (метод гілок і меж, методи динамічного програмування і методи послідовної оптимізації);

- наближені методи, з яких найбільш поширеним методом є метод випадкового пошуку.

Перші дві групи характеризуються відносно високою складністю алгоритмів і програмної реалізації в разі багатовимірних задач. Найбільш простим з цієї точки зору є метод випадкового пошуку (ММК) [78-82]. Він заснований на статистичному моделюванні, і передбачає рівномірне випадкове «кидання» точок в простір пошуку. Його головними перевагами є алгоритмічна простота і багатовимірність задачі. Недолік полягає в високій кількості циклів розрахунку, яке для досягнення ГО наближається до повного перебору всіх комбінацій. При обмеженій кількості обчислень даний метод може забезпечити рішення, наближене до оптимального. Очевидна доцільність подальшого удосконалення методу індивідуального підбору на основі методів випадкового пошуку (ММК) і послідовної оптимізації.

## 1.8 Аналіз методів розрахунку шумопоглинальних покриттів

Застосування шумопоглинального покриття спрямоване на зниження шуму в зоні відбитого звуку (рис. В.1) [28; 29; 35; 83-89]. Звукопоглинальними матеріалами покривають різні частини поверхонь приміщення (рис. В.2) або вводять в приміщення штучні поглиначі (рис. В.3). Для розрахунку шумопоглинального покриття застосовуються два методи, які вирішують, відповідно, пряму або зворотну задачу. Для розв'язання прямої задачі вибирають звукопоглинальний матеріал і, виходячи з необхідного зниження шуму в певній октавній смузі частот, розраховують площу покриття. Для розв'язання зворотної задачі вибирають один або кілька звукопоглинальних матеріалів так, щоб максимуми спектральної характеристики коефіцієнтів звукопоглинання по частоті збігалися з максимумами спектральної характеристики діючого шуму [29; 35; 90-95]. Далі задаються значеннями площі, розраховують і оцінюють зниження рівнів звукового тиску в октавних смугах. Метод застосовується до широкосмугових шумів, а також до шумів, в спектрі яких є кілька виражених тонів в різних октавних смугах. Обидва методи засновані на статистичній теорії звуку [89]. Їх загальним недоліком є відсутність оптимізації шумопоглинального покриття.

З огляду на те, що шумопоглинальне покриття передбачає наявність декількох звукопоглинальних матеріалів, розрахованих на ефективне зниження шуму в різних частинах спектра, задача є багатовимірною. Оскільки ця задача передбачає пошук оптимальних значень площі матеріалів покриття (параметрів), вона відноситься до параметричної оптимізації. Оскільки рівні шуму (звукового тиску) залежать від площі покриття нелінійно, задача є нелінійною. Для її рішення також може бути застосований ряд методів [73-81]. Очевидно, що найбільш простим з точки зору програмної реалізації є метод випадкового пошуку, заснований на статистичному моделюванні (ММК) [78; 82].

## 1.9 Аналіз методів розміщення та просторової орієнтації джерел шуму всередині виробничого приміщення

Аналіз літератури і нормативно-технічних документів [35; 43; 47; 50; 63; 64; 86; 96] дозволив звести існуючий досвід розміщення і просторової орієнтації ДШ всередині ВП до двох основних методів. Перший метод заснований на виконанні строгих правил і рекомендацій по розташуванню робочих місць і джерел з урахуванням особливостей їх обслуговування, наявності проходів, віконних і дверних прорізів, технологічного транспорту, пожежної безпеки тощо. Другий метод заснований на розрахунку мінімально допустимої відстані між людьми і джерелами. Він також допускає виконання вищевказаних додаткових вимог. Однак обидва методи не забезпечують максимально можливе зниження шумового впливу.

Всі вищеописані методи і засоби можуть бути використані для зниження технологічної вібрації і шуму від компресорних установок. Їх використання можна звести до двох напрямків: зниження вібрації і шуму в джерелі виникнення та їх зниження на шляху поширення. Проведений аналіз виявив ряд недоліків розглянутих методів і засобів, що обмежують їх застосування в реальних умовах. Він також підтвердив перспективу проведення подальших досліджень і удосконалень розглянутих методів і засобів з їх подальшим комплексним використанням.

### Висновки до розділу 1

1. Відповідно до проведеного аналізу стану охорони праці в світі і Україні встановлено, що значна частина професійних захворювань припадає на захворювання органів слуху і вібраційну хворобу, в тому числі в Україні - до 20 відсотків від загальної кількості професійних захворювань.

2. Проведений аналіз умов праці на робочих місцях підприємств будівельної індустрії м. Харкова та м. Дніпра показав, що домінуючими шкідливими виробничими чинниками є підвищені рівні шуму і загальної технологічної вібрації, а до числа їх основних джерел відносяться компресорні агрегати.

3. Проведений аналіз існуючих методів і засобів боротьби з вібрацією та шумом на робочих місцях підприємств будіндустрії показав, що сучасні методи та засоби зниження даних чинників в самих компресорних установках і на шляху їх поширення не дозволяють забезпечити безпеку на робочих місцях, яка відповідає вимогам санітарних норм. Це тягне за собою виникнення професійних захворювань, і є джерелом потенційних небезпек травмування працівників.

4. Встановлено, що однією з причин неефективності застосовуваних заходів і засобів щодо зниження вібрації та шуму в компресорних установках, є відсутність комплексних наукових досліджень, спрямованих на удосконалення методів і засобів вимірювання неврівноваженості жорстких роторів, комплектування роторів модульного типу в процесі складання, а також методів розрахунку зниження шуму на шляху його поширення.

На основі вищевикладеного сформульовано мету і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення безпеки на робочих місцях підприємств будівельної індустрії за рахунок зниження технологічної вібрації і шуму компресорних установок.

Відповідно до поставленої мети визначено такі завдання:

- провести аналіз умов праці на робочих місцях підприємств будівельної індустрії м. Харкова та м. Дніпра, визначити шкідливі виробничі фактори і виділити серед них домінуючі;
- провести аналіз методів і засобів вимірювань, а також методів розрахунку неврівноваженості жорстких роторів, встановити причини вібрації і шуму компресорних установок;

- провести теоретичне дослідження вільних коливань маятничкової рами з неврівноваженим жорстким ротором при наявності статичної та моментної неврівноваженості; встановити залежності параметрів коливальної системи від параметрів неврівноваженості та на її основі розробити безпечні методи і безпечні засоби вимірювання статичної та моментної неврівноваженості жорстких роторів;

- провести теоретичні дослідження і розробити метод оптимального комплектування роторів, що дозволяє зменшити сумарну неврівноваженість, знизити технологічну вібрацію та шум компресорних установок;

- розробити метод розрахунку шумопоглинального покриття приміщення, спрямований на максимальне зниження шуму з урахуванням обмежуючих умов: рівнів звукового тиску в октавних смугах, площі, товщини і вартості покриття;

- розробити метод оптимального розміщення джерел шуму у виробничих приміщеннях, що дозволяє на стадії проектування та експлуатації об'єктів передбачити заходи, спрямовані на зниження шуму на робочих місцях із урахуванням просторової орієнтації джерел;

- провести дослідно-експериментальну оцінку результатів проведених досліджень.



## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ МАЯТНИКОВОЇ РАМИ З НЕВРІВНОВАЖЕНИМ РОТОРОМ

Проведений нами аналіз показав, що однією з основних причин перевищення рівня шуму на робочих місцях під час роботи компресорних установок є виникаючі технологічні вібрації, викликані невірноваженістю роторів. Відсутність безпечних засобів вимірювання невірноваженості ускладнює їх усунення при проведенні профілактичних і ремонтних роботах на підприємствах будіндустрії. Тому виникла необхідність провести теоретичні дослідження по встановленню залежності частоти вільних коливань маятникової рами від величини невірноваженостей ротора і на її основі розробити безпечні методи та засоби вимірювання статичної та моментної невірноваженості.

2.1 Розробка методів та засобів вимірювання статичної невірноваженості жорстких роторів як причини вібрації

2.1.1 Теоретичні дослідження механічних коливань систем маятникового типу

При дослідженні механічних коливань систем маятникового типу нами була розроблена спрощена схема пристрою вимірювання (рис. 2.1, а, б) [97-100]. Вимірювальний пристрій являє собою механічну коливальну систему маятникового типу. Невірноважений ротор 1 встановлений на маятникову раму 2. Ротор може повертатися навколо своєї осі і фіксуватися в чотирьох положеннях, які відрізняються один від одного поворотом на  $90^{\circ}$ . Рама 2 з'єднана з нерухомою підставою за допомогою пружини кручення 3. Ротор 1 має дві статичні невірноваженості, еквівалент яких представлений масою 4.

Момент інерції всієї коливальної системи залежить від моментів інерції умовно збалансованого ротора 1 і неврівноваженої маси 4 відносно осі ротора, моменту інерції вільної (порожньої) рами 2 відносно осі  $O$  і довжини плеча  $R$ , рис. 2.1. Момент інерції коливальної системи може бути розрахований за допомогою теореми Штейнера, а також визначений за частотою вільних крутильних коливань (метод визначення моменту інерції тіл обертання за допомогою крутильних коливань) [101; 102]. Таким чином, встановлена залежність частоти вільних коливань від неврівноваженості ротора, яка покладена в основу запропонованого методу.

Модуль головного вектора дисбалансів і його кут пропонується вимірювати опосередковано, тобто розрахунковим шляхом. Для цього досліджуваний ротор треба встановити на раму 2 та зафіксувати в положенні «А» (початкове положення показано на рис. 2.1, а). Після цього треба збудити вільні коливання і виміряти їх частоту або період (в залежності від найбільшої метрологічної точності застосовуваного частотоміра в робочому діапазоні частот). Потім ротор треба повернути на  $90^\circ$  в положення «В» і повторити вимірювання. Аналогічно повторити вимірювання в положеннях «С» і «D». Після виконаних вимірів треба обчислити модуль головного вектора дисбалансів і його кут.

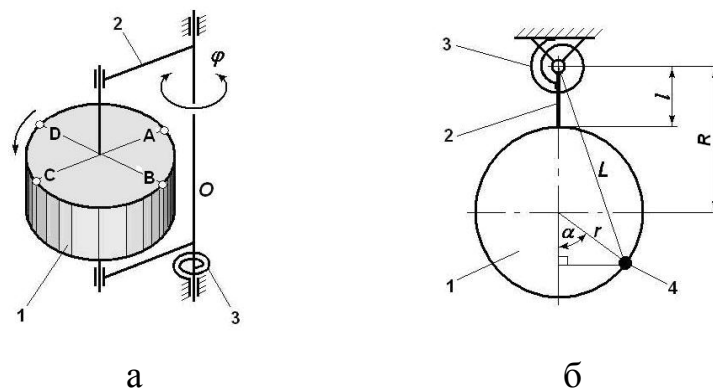


Рисунок 2.1 – Спрощена схема пристрою (б - вид зверху)

Коливальна система (рис. 2.1), що лежить в основі вимірювального пристрою, має одну ступінь свободи [97-99]. Узагальненою координатою  $\epsilon$

кут повороту  $\phi$  стрижня 2 відносно вертикальної осі О. Система знаходиться під дією консервативної сили - сили пружності. Для отримання рівняння коливання маятника скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду, яке має вигляд [26; 27; 103-105]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \phi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi},$$

де  $E$  і  $\Pi$  – кінетична і потенційна енергії, відповідно;

$\phi$  і  $\dot{\phi}$  - узагальнена координанта та узагальнена швидкість, відповідно.

З метою спрощення на даному етапі дослідження маятникова рама 2 умовно замінена стрижнем. На кінцевий результат це спрощення не вплине, що буде зазначено нижче. Кінетична енергія системи  $E$  дорівнює сумі кінетичних енергій ротора 1 ( $E_{РОТ}$ ), неврівноваженої маси 4 ( $E_{НМ}$ ) та стрижня 2 ( $E_{СТР}$ ).

Кінетична енергія стрижня дорівнює [102; 104]:

$$E_{СТР} = \frac{1}{2} J_{СТР} \omega^2,$$

де  $J_{СТР}$  - момент інерції стрижня відносно осі О;

$\omega$  - кутова швидкість.

Кінетична енергія ротора:

$$E_{РОТ} = \frac{1}{2} J_{РОТ} \omega^2,$$

де  $J_{РОТ}$  - момент інерції ротора відносно осі О.

Кінетична енергія неврівноваженої маси 4 відносно осі О:

$$E_{HM} = mL^2 \omega^2, \quad (2.1)$$

де  $m$  - величина неврівноваженої маси 4;

$L$  – відстань від центру неврівноваженої маси 4 до осі О.

За теоремою Піфагора (рис. 2.1, б) знайдемо квадрат величини  $L$  і підставимо в рівняння (2.1):

$$\begin{aligned} L^2 &= (l + r + r \cos \alpha)^2 + r^2 \sin^2 \alpha, \\ T_{HM} &= m\omega^2 [(l + r + r \cos \alpha)^2 + r^2 \sin^2 \alpha] = \\ &= m\omega^2 [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)]. \end{aligned}$$

Кінетична енергія системи дорівнює:

$$\begin{aligned} E &= E_{CTP} + E_{POT} + E_{HM} = \\ &= \frac{1}{2} J_{CTP} \omega^2 + \frac{1}{2} J_{POT} + m\omega^2 [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] = \\ &= \left[ \frac{1}{2} (J_{CTP} + J_{POT}) + m [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \dot{\phi}^2. \end{aligned}$$

Знайдемо частинні похідні для підстановки в рівняння Лагранжа:

$$\frac{\partial E}{\partial \phi} = 0, \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial E}{\partial \dot{\phi}} = 2 \left[ \frac{1}{2} (J_{CTP} + J_{POT}) + m [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \dot{\phi}, \quad (2.3)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} \right) = 2 \left[ \frac{1}{2} (J_{CTP} + J_{POT}) + m [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \ddot{\varphi}, \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 2G\varphi, \quad (2.5)$$

де  $G$  - коефіцієнт жорсткості пружини 3 при обертанні.

$$\Pi = G\varphi^2. \quad (2.6)$$

Підставивши вирази (2.2-2.6) в рівняння Лагранжа, отримаємо рівняння руху коливальної системи, що представляє собою однорідне лінійне диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами:

$$\left[ \frac{1}{2} (J_{CTP} + J_{POT}) + m [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \ddot{\varphi} = -G\varphi. \quad (2.7)$$

Рівняння (2.7) можна записати в загальному вигляді [26; 27]:

$$a\ddot{\varphi} + b\varphi = 0,$$

де  $a$  - узагальнена маса (коефіцієнт інерції);

$b$  - узагальнений коефіцієнт жорсткості.

Звідси квадрат циклічної частоти дорівнює:

$$\omega_A^2 = \frac{b}{a} = \frac{G}{\frac{1}{2} (J_{CTP} + J_{POT}) + m [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)]}. \quad (2.8)$$

Рівняння (2.8) відповідає початковому стану ротора 1 відносно рами 2, за яким умовна точка А знаходиться поблизу осі О (рис. 2.1, а). Складемо

рівняння циклічної частоти для інших положень ротора, якби на місці точки А виявилися точки (В; С і D). Ці положення відповідають кутам  $\alpha + 90^0$ ;  $\alpha + 180^0$  і  $\alpha + 270^0$ .

$$\omega_B^2 = \frac{G}{\frac{1}{2}(J_{СТР} + J_{РОТ}) + m[l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 90^0))(l + r)]}, \quad (2.9)$$

$$\omega_C^2 = \frac{G}{\frac{1}{2}(J_{СТР} + J_{РОТ}) + m[l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 180^0))(l + r)]}, \quad (2.10)$$

$$\omega_D^2 = \frac{G}{\frac{1}{2}(J_{СТР} + J_{РОТ}) + m[l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 270^0))(l + r)]}. \quad (2.11)$$

Вирішимо рівняння (2.8-2.11) спільно. Віднімаючи ліві і праві частини рівняння (2.8) з рівняння (2.10), відповідно, отримаємо:

$$-G\left(\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2}\right) = 4mr \cos \alpha (l + r). \quad (2.12)$$

Віднімаючи ліві і праві частини рівняння (2.9) з рівняння (2.11), відповідно, отримаємо:

$$-G\left(\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2}\right) = -4mr \sin \alpha (l + r). \quad (2.13)$$

Як видно з рівнянь (2.12) і (2.13), величини  $J_{СТР}$  і  $J_{РОТ}$  були взаємно знищені. Тому на результат вони не вплинуть. Розділивши ліві і праві частини рівнянь (2.12) і (2.13), відповідно, один на одного, отримаємо тангенс кута дисбалансу:

$$\frac{\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2}}{\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2}} = -\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = -\operatorname{tg} \alpha.$$

Звідси кут дисбалансу дорівнює:

$$\alpha = -\operatorname{arctg} \left[ \frac{\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2}}{\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2}} \right]. \quad (2.14)$$

Зведемо в квадрат і складемо ліві і праві частини рівнянь (2.12) і (2.13), відповідно:

$$\begin{aligned} G^2 \left[ \left( \frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2} \right)^2 + \left( \frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2} \right)^2 \right] &= 16m^2 r^2 (l+r)^2 = \\ &= 16m^2 r^2 R^2. \end{aligned}$$

Модуль головного вектора дисбалансів дорівнює:

$$D_{CT} = mr = \frac{G}{4R} \sqrt{\left( \frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2} \right)^2 + \left( \frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2} \right)^2}. \quad (2.15)$$

Переходячи від циклічної частоти  $k$  до частоти коливань  $\nu$  (Гц) або до періоду  $T$  (с), отримаємо, відповідно:

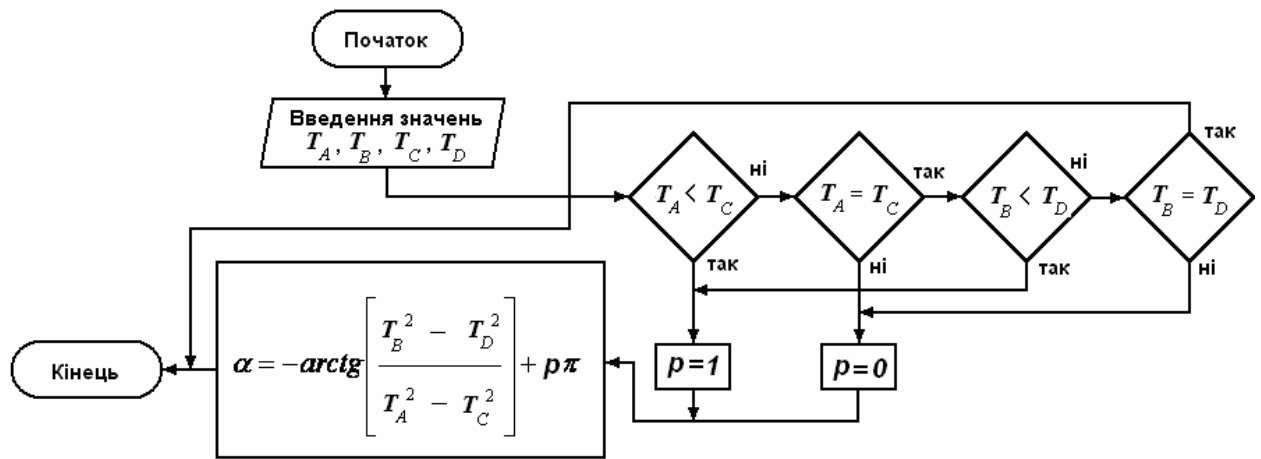
$$\begin{aligned}
 D_{CT} = mr &= \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{\left(\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{v_B^2} - \frac{1}{v_D^2}\right)^2} = \\
 &= \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{(T_A^2 - T_C^2)^2 + (T_B^2 - T_D^2)^2}. \quad (2.16)
 \end{aligned}$$

При використанні формули (2.14) може виникнути неоднозначність результату, викликана парністю закладеної функції. Наприклад, при розташуванні неврівноваженої маси з кутовою координатою  $\alpha_1 = 45^\circ$  або  $\alpha_2 = \alpha_1 + 180^\circ = 225^\circ$  (рис. 2.1, б) формула (2.14) дасть один і той же результат. Це пояснюється тим, що її чисельник і знаменник одночасно поміняють знаки. Для усунення цієї помилки кут дисбалансу пропонується обчислювати відповідно до розробленого нами алгоритмом (рис. 2.2) за формулою

$$\alpha = -\arctg \left[ \frac{\frac{1}{v_B^2} - \frac{1}{v_D^2}}{\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2}} \right] + p\pi = -\arctg \left[ \frac{T_B^2 - T_D^2}{T_A^2 - T_C^2} \right] + p\pi, \quad (2.17)$$

де  $p$  - поправочна величина, яка може приймати значення 0 або 1 в залежності від вимірних значень  $v_A - v_D$  або  $T_A - T_D$ , які залежать від конкретного розташування неврівноваженої маси.



Рисунок 2.2 – Алгоритм розрахунку кута  $\alpha$ 

Слід зазначити, що при обчисленні кута  $\alpha$  може виникнути малоімовірна ситуація, за якою дана процедура стає неможливою через ділення на нуль. Це може статися, якщо під час установки ротора на маятникову раму неврівноважена маса випадково виявиться в точці «В» або точці «D» (рис. 2.1, а). В цьому випадку вимір пропонується повторити, довільно змінивши початкове положення точки «С» на роторі. Можливість повторення даної ситуації під час вимірюванні неврівноваженості одного ротора мізерно мала, і становить не більше  $10^{-4}$ .

При оцінці ефективності запропонованого методу виникло питання про точність вимірювання, яка може бути досягнута на його основі. Отримані вирази (2.15 - 2.17) є основними розрахунковими формулами даного методу. При виборі конкретної формули слід враховувати особливості використовуваного частотоміра, а саме те, яку величину він дозволяє виміряти (частоту або період коливань) з найбільшою точністю. Похибка вимірювання головного вектора дисбалансів на будь-якому балансувальному верстаті, що реалізує той чи інший метод вимірювання, вноситься як з боку механічної, так і електронної частини його функціональної схеми. До числа чинників, що вносять похибку з боку механічної частини (механічних факторів), відноситься тертя і нелінійність пружних опор (відновлювальної сили в пружних опорах). У загальному

випадку кожен з них має складний характер, що залежить від конструктивно-геометричних особливостей опор, розподілу навантаження них, маси ротора та швидкості його обертання. Так, наприклад, при зміні маси ротора може змінюватися не тільки максимальне значення реакції опори, але й характер нелінійності, а також характер тертя. З математичної точки зору це означає, що можуть змінитися не тільки чисельні значення коефіцієнтів жорсткості та тертя, але й формули, які їх описують.

З метою об'єктивної оцінки точності запропонованого методу проаналізовано вплив на неї трьох чинників: тертя, нелінійності пружного елемента і частотоміра. З огляду на невизначеність ряду конструктивних особливостей вимірювального пристрою (пружного елемента і підшипників), визначення реальних сил тертя та характеру їх зміни під дією навантаження на даному етапі дослідження не представляється можливим. Тому оцінка точності виконана шляхом порівняння похибок вимірювання через лінійне тертя, при використанні запропонованого методу та традиційних методів (дорезонансного та зарезонансного). Окремо для запропонованого методу розраховані похибки вимірювання через нелінійність пружного елемента та частотоміра (вимірника періоду коливань).

Слід враховувати, що точність вимірювання дисбалансу визначає не тільки якість виготовлених роторів (залишковий дисбаланс), але і продуктивність процесу балансування. Зазвичай для досягнення заданої точності балансування ротора процес здійснюється в кілька етапів (декількома пусками). Наявність похибки вимірювання неврівноваженості ротора в більшості випадків виключає можливість досягнення заданої точності балансування за один пуск і є важливою умовою, що обмежує продуктивність праці на даних технологічних операціях.

### 2.1.2 Оцінка похибки через лінійне тертя в системах вимірювань

Згідно проведеному аналізу (п.1.1), найбільш поширеними і досконалими схемами сучасних балансувальних верстатів, які здійснюють вимірювання дисбалансів в динамічному режимі, є:

- схема з нерухомими опорами ротора, на якій базуються дорезонансні балансувальні верстати (дорезонансний метод вимірювання головного вектора дисбалансів, рис. 1.8 а);

- схема з фіксованою площиною коливань, на якій базуються зарезонансні балансувальні верстати (зарезонансний метод вимірювання головного вектора дисбалансів, рис. 1.8, в).

Конструкції пристроїв, за допомогою яких реалізовані описані методи, являють собою механічні коливальні системи. Як зазначалося вище, точність вимірювання неврівноваженості ротора в будь-який з них обмежена низкою чинників, до числа яких належить тертя. У даній роботі будемо розглядати найбільш просту з математичної точки зору модель лінійного тертя з метою визначення його впливу на точність вимірювання головного вектора дисбалансів жорсткого ротора. Для цього необхідно вивести математичні формули залежності відносної похибки вимірювання головного вектора дисбалансів від коефіцієнта загасання для дорезонансного, зарезонансного та запропонованого методів.

При проведенні дослідження нами застосована спрощена схема дорезонансного балансувального верстата (рис. 2.3 [103]). Це спрощення використано для виведення залежності похибки вимірювання від коефіцієнта загасання. Воно допустимо, так як величина статичної неврівноваженості жорсткого ротора повністю характеризується головним вектором дисбалансів або відносним зсувом головної центральної осі інерції і осі ротора (рис. А.1, а). Так як зміщення однієї осі відносно іншої є паралельним, і при цьому не виникає перекис ротора, навантаження на обидві опори (рис. 1.6, а) в будь-який момент часу однакові. Тому дві опори можна схематично представити у вигляді однієї.

Наявність пружного елемента 3 на рис. 2.3 пояснюється тим, що реальний вимір реакції опори (не ідеалізований) здійснюється шляхом вимірювання деформації. З цієї точки зору не можна розглядати опору як абсолютно жорстку. В іншому випадку вимір реакції опори через відсутність деформації був би неможливим.

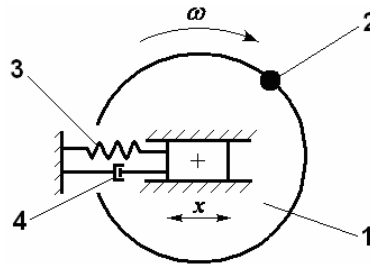


Рисунок 2.3 – Спрощена схема дорезонасного і зарезонансного балансувальних верстатів при вимірюванні статичної невривноваженості жорсткого ротора

Для вимірювання головного вектора дисбалансів ротор 1, розкручують до певної швидкості обертання і вимірюють динамічне навантаження на опору, яке передається до основи через пружну опору 3 і демпфер 4. Наявність демпфера 4 на умовній схемі пояснюється лінійним тертям в коливальній системі.

Експериментально модуль головного вектора дисбалансів вимірюється динамометром зі шкалою, відградуваною в одиницях дисбалансу ( $\Gamma \times \text{мм}$ ). В основі цього лежить лінійна залежність динамічного навантаження на опору від дисбалансу.

$$D_1(\xi) = \frac{F_{OCH}}{\mu_\xi \omega^2}, \quad (2.18)$$

$$\mu_{\xi} = \sqrt{\frac{1 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{K}}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{K}\right)^2 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{K}}\right)^2}}, \quad (2.19)$$

$$\xi = \frac{h}{h_{KP}} = \frac{h}{2\sqrt{KM}},$$

де  $D_1$  - модуль головного вектора дисбалансів, який вимірюється на до резонансному балансувальному верстаті;

$F_{OCH}$  - максимальне значення сили реакції опори, яке передається основі і вимірюється динамометром;

$\mu_{\xi}$  - коефіцієнт передачі сили;

$\xi$  - відносний коефіцієнт загасання;

$\omega$  - циклічна частота вимушених коливань;

$M$  - маса частини системи, що коливається (ротора та кріпильних елементів);

$K$  - коефіцієнт пружності пружного елемента (опори) 3;

$h$  - коефіцієнт лінійного тертя;

$h_{KP}$  - коефіцієнт критичного тертя [26; 27; 105].

Відносна похибка величини  $y(x)$ , яка вимірюється опосередковано, може бути розрахована за допомогою частинної похідної [104; 106-108]

$$\frac{\Delta y}{y} \cdot 100\% = \left( \frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{\Delta x}{y} \right) \cdot 100\%,$$

де  $x$  - величина (аргумент функції), яка вимірюється безпосередньо.

Розглянемо модуль складової відносної похибки модуля головного вектора дисбалансів на дорезонансному балансувальному верстаті через лінійне тертя:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{1\xi} &= \left| \frac{\partial D_1(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \right| \times 100 \% = \\
 &= \frac{F_{OCH} M \xi \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\omega^2 M}{K} \right)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[ \left( 1 - \frac{\omega^2 M}{K} \right)^2 + 4 \omega^2 \frac{M}{K} \xi^2 \right]} \cdot \left[ 1 + 4 \omega^2 \frac{M}{K} \xi^2 \right]} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \cdot 100 \% = \\
 &= \frac{F_{OCH} M \xi \left[ 1 - (1 - n^2)^2 \right]}{K \cdot \sqrt{\left[ (1 - n^2)^2 + 4 n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[ 1 + 4 n^2 \xi^2 \right]} \cdot \frac{\xi}{D_1(\xi)} \cdot 100 \% = \\
 &= \frac{n^2}{|1 - n^2|} \cdot \frac{\xi^2 \left[ 1 - (1 - n^2)^2 \right]}{\sqrt{\left[ (1 - n^2)^2 + 4 n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[ 1 + 4 n^2 \xi^2 \right]} \cdot 100 \%,
 \end{aligned}$$

$$n = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{K}{M}}},$$

де  $n$  - відносна частота коливань.

На рис. 2.4 показані тривимірні графіки (Mathcad [109-111]) залежності  $\varepsilon_1(n; \xi)$ , побудовані в різних інтервалах значень аргументів. Графіки відображають типову резонансну характеристику коливальної системи, за якою вплив тертя різко зростає на резонансній частоті. При проведенні дослідження зарезонансного балансувального верстата нами застосована спрощена схема (рис. 2.3) за аналогією з дорезонансним верстатом [112].

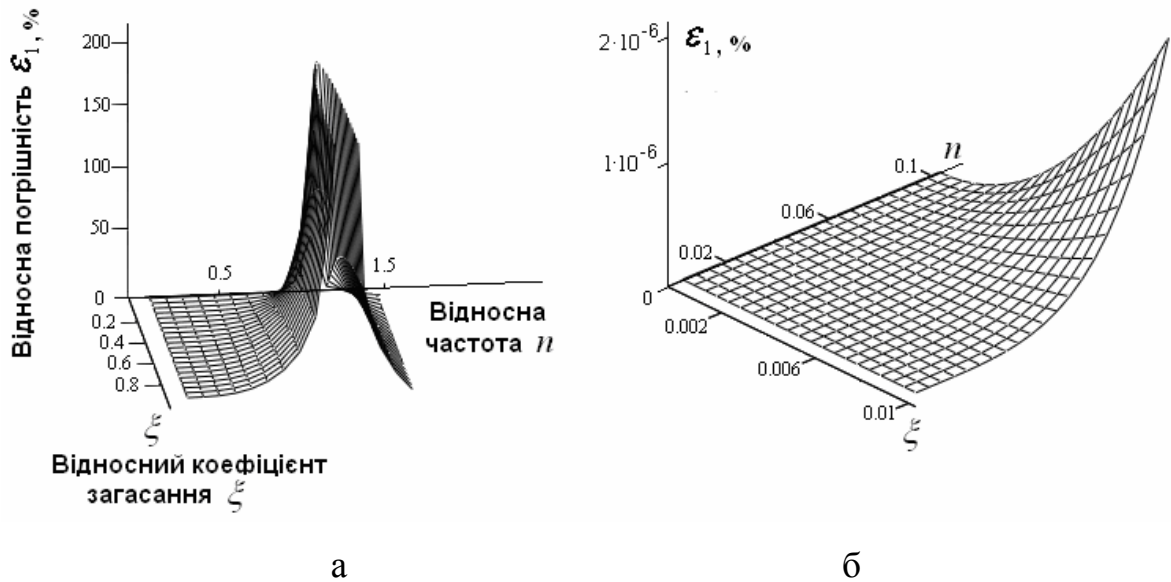


Рисунок 2.4 – Графіки залежності відносної похибки  $\varepsilon_I$  модуля головного вектора дисбалансів від відносної частоти і відносного коефіцієнта загасання  $\xi$  для дорезонансного балансувального верстата

Для визначення статичної нерівноваженості ротор 1 розкручують до певної швидкості обертання, після чого вимірюють модуль головного вектора дисбалансів за амплітудою вимушених коливань податливої (м'якої) опори. Даний вимір заснований на лінійній залежності амплітуди коливань опори від дисбалансу. З урахуванням тертя амплітуда сталих вимушених коливань розраховується за формулою (2.20):

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{D_2 \omega^2}{K \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} = \\
 &= \frac{D_2 \omega^2}{K \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{K}\right)^2 + \frac{4\xi^2 \omega^2 M}{K}}}, \quad (2.20)
 \end{aligned}$$

де  $D_2$  – модуль головного вектора дисбалансів ротора, який вимірюється на зарезонансному балансувальному верстаті;

$\omega_0$  - циклічна частота вільних коливань.

З виразу (2.20) отримаємо вираз для модуля головного вектора:

$$D_2 = \frac{AK}{\omega^2} \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{K}\right)^2 + \frac{4\xi^2 \omega^2 M}{K}} =$$

$$= \frac{AM}{n^2} \sqrt{(1 - n^2)^2 + 4\xi^2 n^2},$$

де  $n$  - відносна частота.

Розглянемо модуль складової відносної похибки через лінійне тертя на зарезонансному верстаті:

$$\varepsilon_{2\xi} = \left| \frac{\partial D_2(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_2(\xi)} \right| \cdot 100 \% =$$

$$= \left| \frac{4AM\xi^2 n^2}{\sqrt{(1 - n^2)^2 + 4\xi^2 n^2} \cdot AM(1 - n^2)} \right| \cdot 100\% =$$

$$= \left| \frac{4n^2 \xi^2}{\sqrt{(1 - n^2)^2 + 4\xi^2 n^2} \cdot (1 - n^2)} \right| \cdot 100\%.$$

На рис. 2.5, а і 2.5, б показані тривимірні графіки (Mathcad) залежності відносної похибки, побудовані в різних інтервалах значень аргументів. Аналогічно рис. 2.4, отримані графіки відображають типову резонансну характеристику коливальної системи, за якою вплив тертя різко зростає на резонансній частоті. Дана властивість опосередковано підтверджує правильність отриманих результатів.



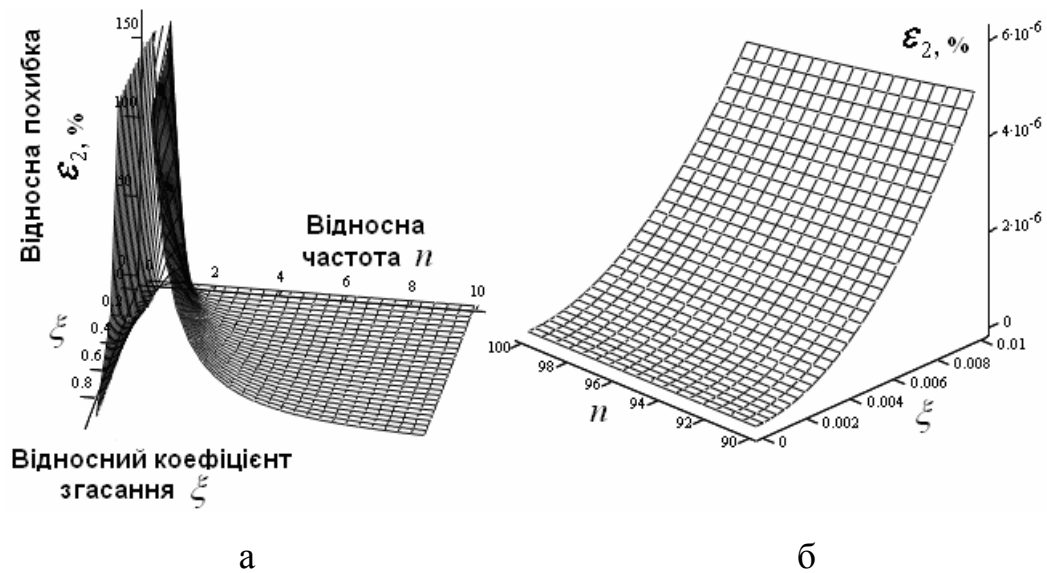


Рисунок 2.5 – Графіки залежності відносної похибки  $\varepsilon_2$  модуля головного вектора дисбалансів від відносної частоти  $n$  та відносного коефіцієнта загасання  $\xi$  для зарезонансного балансувального верстата

На рис. 2.6 наведена спрощена схема пристрою, що реалізує запропонований метод. Ротор 1 з нерівноваженою масою 2 встановлений на маятникову раму 3 з можливістю повороту навколо своєї осі і фіксації в чотирьох положеннях А, В, С, D, що відрізняються один від одного поворотом ротора на  $90^\circ$ . Рама 3 з'єднана з нерухоною опорою через пружний елемент 4. Наявність лінійного тертя в системі позначено демпфером 5.

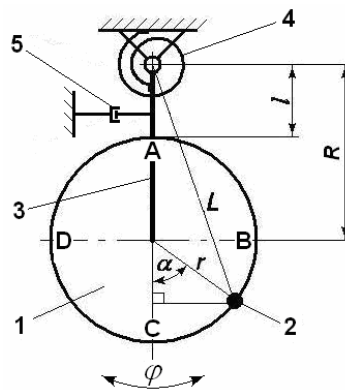


Рисунок 2.6 - Схема пристрою, запропонованого автором

Як зазначено в п. 2.1.1, дисбаланс визначається розрахунковим шляхом за допомогою частот або періодів вільних коливань системи, виміряних в чотирьох положеннях ротора, за формулою (2.15) або (2.16).

Аналогічно знайдемо складову відносної похибки головного вектора дисбалансів, викликану лінійним тертям. Як відомо, циклічна частота вільних згасаючих коливань в системі з лінійним тертям дорівнює [26; 27; 102; 105]:

$$\omega_{\xi} = \sqrt{\omega_0^2 - \xi^2},$$

де  $\omega_0$  - циклічна частота вільних коливань без тертя.

З огляду на те, що кожне вимірне значення циклічної частоти вільних коливань ( $\omega_A; \omega_B; \omega_C; \omega_D$ ) містить систематичну похибку через вплив тертя, рівняння (2.15) запишеться наступним чином:

$$D_3(\xi) = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}\right)^2}.$$

Складова відносної похибки  $\varepsilon_3(\xi)$  через вплив лінійного тертя матиме наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon_3 &= \frac{\partial D_3(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_3(\xi)} \times 100 \% = \\ &= \frac{25G\xi^2}{R} \cdot f_1^{-\frac{1}{2}}(\xi) \cdot [f_2(\xi) \cdot (f_4^2(\xi) - f_5^2(\xi)) + \\ &\quad + f_3(\xi) \cdot (f_6^2(\xi) - f_7^2(\xi))], \%, \end{aligned}$$

$$f_1(\xi) = f_2^2(\xi) + f_3^2(\xi),$$

$$f_2(\xi) = f_4(\xi) + f_5(\xi),$$

$$f_3(\xi) = f_6(\xi) + f_7(\xi),$$

$$f_4(\xi) = \frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2},$$

$$f_5(\xi) = \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2},$$

$$f_6(\xi) = \frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2},$$

$$f_7(\xi) = \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}.$$

На рис. 2.7 показаний графік залежності  $\varepsilon_3(\xi)$ , побудованої в середовищі Mathcad.



Рисунок 2.7 - Графік залежності відносної похибки  $\varepsilon_3$  модуля головного вектора дисбалансів від відносного коефіцієнта загасання  $\xi$  для запропонованого пристрою

При порівнянні графіків на рис.2.4 і рис.2.7, видно, що складова відносної похибки через вплив лінійного тертя на дорезонансному балансувальному верстаті при  $\xi = 0,01$  і  $n = 0,1$  приблизно в два рази більше, ніж на запропонованому пристрої. Аналогічне порівняння графіків на рис. 2.5 і рис. 2.7 свідчить про те, що складова відносної похибки внаслідок лінійного тертя на зарезонансному верстаті при  $\xi = 0,01$  і  $n = 100$  приблизно в п'ять разів більше, ніж на запропонованому пристрої.

Таким чином, переваги запропонованого метода та пристрою з точки зору впливу лінійного тертя на точність вимірювання статичної неврівноваженості очевидна. Слід враховувати, що модель лінійного тертя була застосована з метою простоти рішення нелінійних диференціальних рівнянь і наочності результату. Отримані значення похибки дисбалансу є приблизними і підтверджують ефективність запропонованого методу якісно (в порівнянні з аналогічними методами).

### 2.1.3 Теоретичне дослідження похибки через нелінійність пружини кручення

При розрахунку похибки запропонованого методу розглянуті тільки основні коливання без урахування гармонік, субгармонік і тертя [113]. Як зазначалося вище, схема пристрою, що реалізує запропонований метод, зображена на рис. 2.1. Вона являє собою коливальну систему з одним ступенем свободи. Нелінійність пружини кручення представлена типовою «жорсткою» характеристикою (при збільшенні координати жорсткість збільшується). Дана характеристика використовується в ряді джерел [26; 27; 105] через простоту і адекватність реальним пружинам механічних коливальних систем:

$$F(\varphi) = G_1\varphi + G_2\varphi^3, \quad (2.21)$$

де  $F(\varphi)$  - узагальнена відновлююча сила.

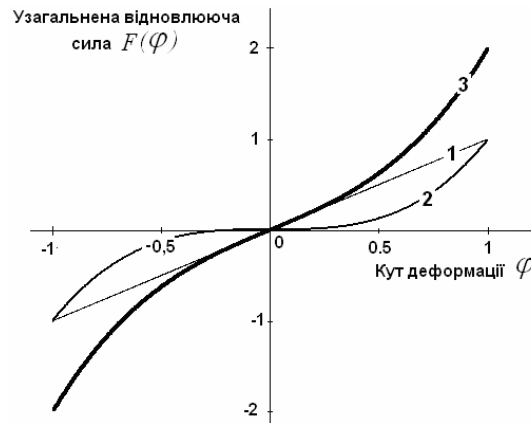


Рисунок 2.8 – Графік залежності узагальненої відновлюючої сили  $F$  від кута деформації пружини кручення  $\varphi$

Графіки на рис. 2.8 наведені для значень  $G_1 = G_2 = 1$  (чисельно): 1 - лінійна складова сили; 2 - нелінійна (кубічна) складова; 3 - сума обох складових.

Як зазначалося вище, рівняння руху коливальної системи представлено у вигляді (2.7). Воно відповідає лінійному торсіонних 3 (рис. 2.1). З урахуванням нелінійності, зазначеної в рівнянні 2.21, воно набуде вигляду:

$$J(\varphi \sin \omega_{\text{НЛ}} t)'' + G_1 \varphi \sin \omega_{\text{НЛ}} t + G_2 \varphi^3 \sin^3 \omega_{\text{НЛ}} t = 0,$$

де  $J$  - момент інерції маятникової рами 2 з встановленим на неї ротором 1 (коефіцієнт інерції або узагальнена маса);

$\varphi$  - кут відхилення маятникової рами від положення рівноваги (узагальнена координата);

$\omega_{\text{НЛ}}$  - циклічна частота вільних коливань з урахуванням нелінійності пружини кручення.

Взявши другу похідну і скоротивши всі складові на величину  $\varphi$ , для амплітудного значення синусоїдальної функції ( $\sin \omega_{нл} t = 1$ ) отримаємо наступне вираження

$$-J\omega_{нл}^2 + G_1 + G_2\varphi^2 = 0.$$

Звідси циклічна частота вільних коливань маятничкової рами 2 з встановленим на неї ротором 1 при нелінійній пружині кручення 3 дорівнює

$$\omega_{нл} = \sqrt{\frac{G_1(1 + \frac{G_2}{G_1}\varphi^2)}{J}} = \omega_{л} \sqrt{1 + \frac{G_2}{G_1}\varphi^2}, \quad (2.22)$$

де  $\omega_{л}$  - циклическая частота свободных колебаний з нелінійною пружиною кручення (формули 2.8-2.11).

Підставляючи вираз (2.22) в основну розрахункову формулу методу (2.15), отримаємо вираз для головного вектора дисбалансів з урахуванням нелінійності пружини кручення

$$D_{ст-нл} = mr = \frac{G}{4R(1 + \frac{G_2}{G_1}\varphi^2)} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2}\right)^2} = \frac{D_{ст}}{1 + \frac{G_2}{G_1}\varphi^2},$$

де  $D_{ст}$  - модуль головного вектора дисбалансів з нелінійною пружиною кручення (формула 2.15).

На рис. 2.9 показана графічна залежність  $D_{ст-нл}(D_{ст}; \varphi)$ . Як видно на графіку, модуль головного вектора дисбалансів ротора залежить від амплітуди коливань  $\varphi$ . У зв'язку з цим важливо визначити залежність похибки модуля головного вектора дисбалансів від  $\varphi$ .

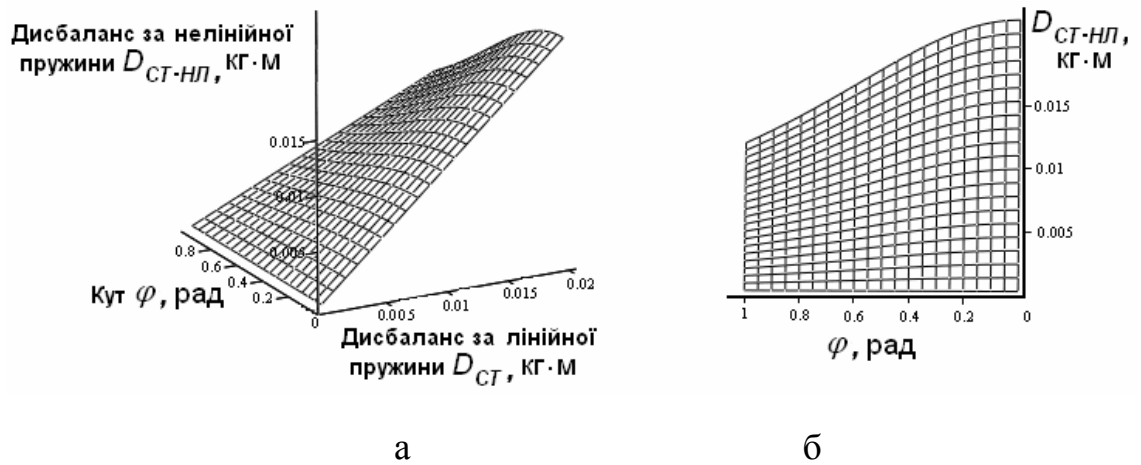


Рис. 2.9 – Дисбаланс при нелинейной пружине ( $G_1 = G_2 = 1$ )

Відносна похибка  $\delta_{НЛ}$  (%) головного вектора дисбалансів в запропонованому методі, викликана нелінійністю пружини кручення, розраховується за формулою

$$\delta_{НЛ} = \left| \frac{D_{CT} - D_{CT-НЛ}}{D_{CT}} \right| \cdot 100\% = \left| 1 - \frac{1}{1 + \frac{G_2}{G_1} \varphi^2} \right| \cdot 100\% .$$

На рис. 2.10 показані графічні залежності  $\delta_{НЛ}(\varphi)$ , які відповідають різним співвідношенням коефіцієнтів жорсткості  $G_1/G_2$  пружини кручення.

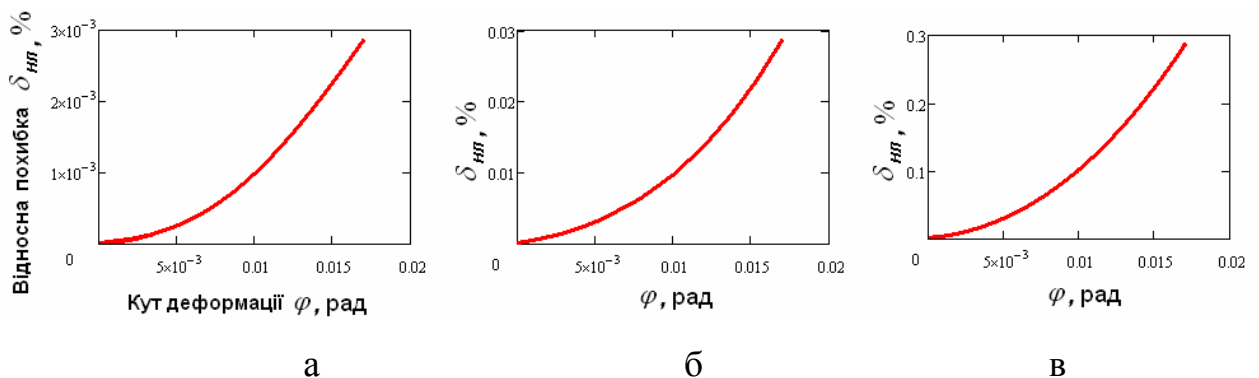


Рисунок 2.10 – Графіки  $\delta_{НЛ}(\varphi)$ :

а – при  $\frac{G_2}{G_1} = 1$ ; б -  $\frac{G_2}{G_1} = 10$ ; в -  $\frac{G_2}{G_1} = 100$ .

Як умовний приклад було розглянуто ротор, відповідний класу точності G16 з питомим дисбалансом  $e_{шт} = 200 \text{ мкм}$  і максимальною експлуатаційною швидкістю обертання  $1200 \text{ об/хв}$  (точка «1» на рис. Г.1 [114]). При  $\varphi = 1^\circ$  (0,0175 рад) і  $G_2/G_1 = 100$  відносна похибка питомого дисбалансу становить приблизно 0,3%, що дорівнює абсолютному значенню  $\Delta e_{шт} = 0,6 \text{ мкм}$ . Дана похибка не перевищує похибки найвищого класу G0,16 (точка «2» на рис. Г.1).

Слід також зазначити, що при вимірюванні дисбалансів точніше класу G0,4 виникають труднощі, притаманні традиційним методам і засобам вимірювання. До них відносяться: вплив зовнішніх завад, технологічні дефекти власних опор (підшипників) тощо. Реальна точність вимірювання запропонованим методом внаслідок зазначених причин не може перевищувати клас G0,4 без прийняття спеціальних заходів (подавання зовнішніх завад, підвищення точності виготовлення власних опор, балансування у власних опорах). Згідно [114], рекомендований клас точності балансування роторів компресорних пристроїв становить G2,5. Таким чином, нелінійність пружини кручення в реальних умовах не обмежить точність запропонованого методу і пристрою.

#### 2.1.4 Теоретичне дослідження похибки через вплив частотоміра

Відповідно до опису запропонованого методу, модуль головного вектора дисбалансів жорсткого ротора обчислюється опосередковано за формулою (2.16) при вимірних значеннях частоти ( $\nu_A; \nu_B; \nu_C; \nu_D$ ) або періоду ( $T_A; T_B; T_C; T_D$ ) вільних згасаючих коливань маятникової рами, що з математичної точки зору рівнозначно. Однак з точки зору метрології доцільно вимірювати періоди коливань. Це пояснюється тим, реальні значення частот не перевищуватимуть 100 Гц. Існуючі частотоміри в цьому діапазоні дозволяють отримати, як правило, більшу точність періоду коливань, ніж частоти.



Для оцінки абсолютної похибки через вплив частотоміра, скористаємося наступною формулою [107; 115; 116]:

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n} \Delta x_n\right)^2},$$

де  $\Delta x_1$  та  $\Delta x_n$  - абсолютні похибки величин, які виміряні незалежно одна від іншої.

Розглянемо окремий випадок, коли неврівноваженість ротора знаходиться в точці С ( $\alpha = 0$ ), рис. 2.1. Періоди коливань ротора в положеннях «В» і «D» збігаються ( $T_B = T_D$ ). В цьому випадку вираз (2.16) прийме більш простий вигляд:

$$\begin{aligned} D_{CT} &= \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{(T_A^2 - T_C^2)^2 + (T_B^2 - T_D^2)^2} = \\ &= \frac{G}{16\pi^2 R} |T_A^2 - T_C^2|. \end{aligned}$$

Абсолютна похибка модуля головного вектора дисбалансів дорівнює:

$$\Delta D_{CT} = \frac{G}{8\pi^2 R} \sqrt{(T_A \cdot \Delta T_A)^2 + (T_C \cdot \Delta T_C)^2}, \quad (2.23)$$

де  $\Delta T_A$  і  $\Delta T_C$  - відповідні похибки вимірювання періодів коливань.

Як приклад розглянемо коливальну систему (рис. 2.1) з нижчепереліченими параметрами. Ротор 1 масою  $M = 1$  кг має момент інерції  $J_{РОТ} = 4 \times 10^{-4}$  кг $\times$ м<sup>2</sup> відносно осі, що проходить через центр мас. Питомий дисбаланс  $e_{ПИТ}$  ротора дорівнює 150г $\times$ мм/кг ( $e_{CT} = 150 \cdot 10^{-6}$  м), який на частоті обертання 1200 хв відповідає класу точності G16 (точка «3»),

рис. Г.1) [114]. Маятникова рама 2 має момент інерції  $J_{PAM} = 1 \times 10^{-3}$  кг $\times$ м<sup>2</sup> відносно осі «О». Довжина плеча  $R = 40$  мм (0,04м). Пружина кручення 3 має коефіцієнт жорсткості  $G = 100$  н $\times$ м. Періоди вільних коливань  $T_A$  і  $T_C$  з урахуванням теореми Штейнера [102] розраховується за формулами (2.24) і (2.25), відповідно за формулами:

$$T_A = 2\pi \sqrt{\frac{J_{ПОГ} + J_{PAM} + M(R + e_{CT})^2}{G}}, \quad (2.24)$$

$$T_C = 2\pi \sqrt{\frac{J_{ПОГ} + J_{PAM} + M(R - e_{CT})^2}{G}}. \quad (2.25)$$

Похибка вимірювання періоду коливань частотоміра ЧЗ-33 (1980 р. випуску) залежить від тривалості вимірювання. При тривалості вимірювання 10 с в діапазоні частот 1Гц - 1 кГц вона становить 0,0001 мс ( $\pm 10^{-7}$  с) [117]. В джерелах [118; 119] наведені характеристики деяких сучасних частотомірів, які також можуть бути використані для цього.

Підставивши вирази (2.24) і (2.25), а також значення параметрів коливальної системи і похибки вимірювань частотоміра в рівняння (2.23), отримаємо:

$$\Delta D_{CT} = \frac{100}{8\pi^2 \cdot 0,04} \sqrt{(0,1280753 \cdot 10^{-7})^2 + (0,1276121 \cdot 10^{-7})^2} = 5,7 \cdot 10^{-7} \text{ кг}\times\text{м}.$$

Переходячи до питомого дисбалансу, отримаємо:

$$\Delta e_{ПИТ} = \frac{\Delta D_{CT}}{M} = 0,57 \text{ мкм.}$$

Розраховане значення абсолютної похибки питомого дисбалансу через похибку частотоміра не перевищує похибку найвищого класу точності

балансування G0,16 (точка «4», рис. Г.1) [114]. Однак, з причин, вказаних в п. 2.1.3, точність вимірювання в реальних умовах не може перевищувати клас G0,4. Таким чином, для реалізації запропонованого методу можуть бути використані широко поширені і доступні частотоміри, що не обмежать його точність.

2.2 Метод, засіб вимірювання і теоретичне дослідження моментної неврівноваженості жорстких роторів як причини вібрації

Даний метод аналогічний методу вимірювання статичної неврівноваженості, розглянутому в п.2.1. Він також заснований на відомому методі визначення моменту інерції за допомогою крутильних коливань [98; 99; 120].

У спрощеному вигляді схема вимірювального пристрою з досліджуваним ротором представлена на рис. 2.11. Запропонований вимірювальний пристрій також є механічною коливальною системою маятникового типу. Повністю збалансований міжопорний ротор 1 в формі циліндра встановлений на маятникову раму 2 з можливістю повороту навколо осі і фіксації в чотирьох положеннях, які відрізняються один від одного поворотом на  $90^{\circ}$ . Рама 2 з'єднана з нерухомою опорою через пружину 3. На роторі 1 встановлені моментна і статична неврівноваженості, еквіваленти яких представлені точковими масами 4 і 5, відповідно. Обидві маси 4 однакові за величиною ( $m_M$ ), і розташовані в двох площинах приведення I і II. Маси 5 також однакові за величиною ( $m_{CT}$ ), і також розташовані в площинах приведення I і II.

Модуль головного моменту дисбалансів і його кут пропонується вимірювати опосередковано, тобто, розрахунковим шляхом. Для цього досліджуваний ротор треба встановити на раму 2 і зафіксувати в положенні «А» (початкове положення показано на рис. 2.11). Після цього треба

збудити вільні коливання і виміряти їх частоту або період (в залежності від метрологічної точності застосовуваного частотоміра в робочому діапазоні частот). Після цього ротор треба повернути на  $90^\circ$  в положення «В» і повторити вимірювання. Аналогічно треба повторити вимірювання в положеннях «С» і «D». Після виконаних вимірів треба обчислити модуль і кут головного моменту дисбалансів.

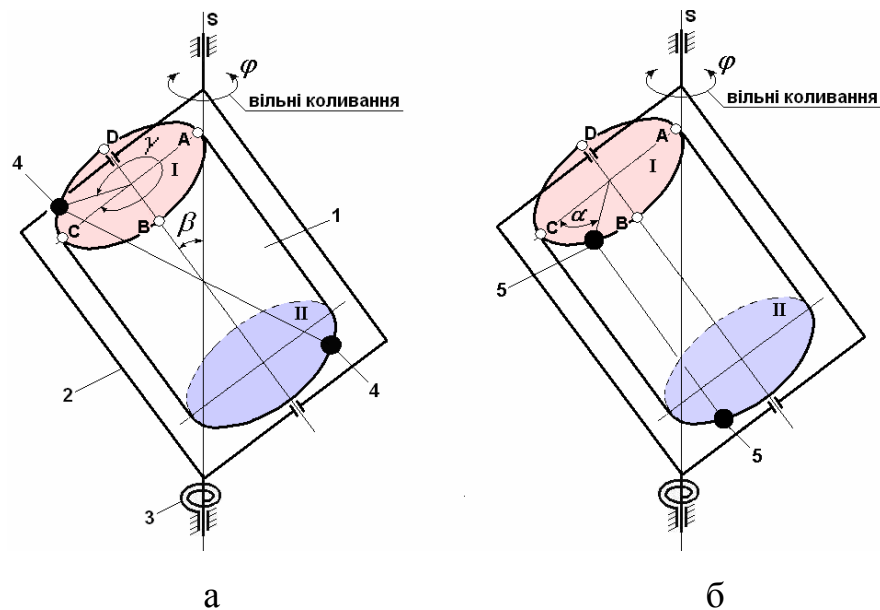


Рисунок 2.11 - Схеми вимірювання моментної нерівноваженості ротора:  
а - ротор з моментною нерівноваженістю; б - ротор зі статичною нерівноваженістю.

Для виведення розрахункових формул розглянемо коливальну систему (рис. 2.11), яка має одну ступінь свободи. Запишемо вираз для моменту інерції тіл обертання відносно осі S:

$$J_* = m_M c^2 + m_M c_1^2 + m_{CT} f^2 + m_{CT} f_1^2 + J_{*0}, \quad (2.26)$$

де  $m_M$  - маса, яка є причиною моментної нерівноваженості;

$c$  і  $c_1$  - відстані від мас 4, які знаходяться в площинах приведення I і II до осі S, відповідно;

$m_{CT}$  - маса, яка є причиною статичної невірноваженості;  $f$  и  $f_1$  - відстані від мас 5, які знаходяться в площинах I і II до осі S, відповідно;

$J_{*0}$  - момент інерції останньої частини коливальної системи відносно осі S (маятникова рама 2 та повністю збалансований ротор 1).

На рис. 2.12 представлена детальна геометрична схема вимірювального пристрою. Точка O лежить на геометричній осі ротора і рівновіддалена від площин приведення I і II. У точці «O» осі ротора і ось S перетинаються. У загальному випадку точки O і O\* не збігаються і знаходяться одна від одної на відстані  $y$ , яка залежить від конструктивних особливостей ротора і технологічного розкиду розмірів. В процесі вимірювання моментної невірноваженості величина  $y$  повинна враховуватися.

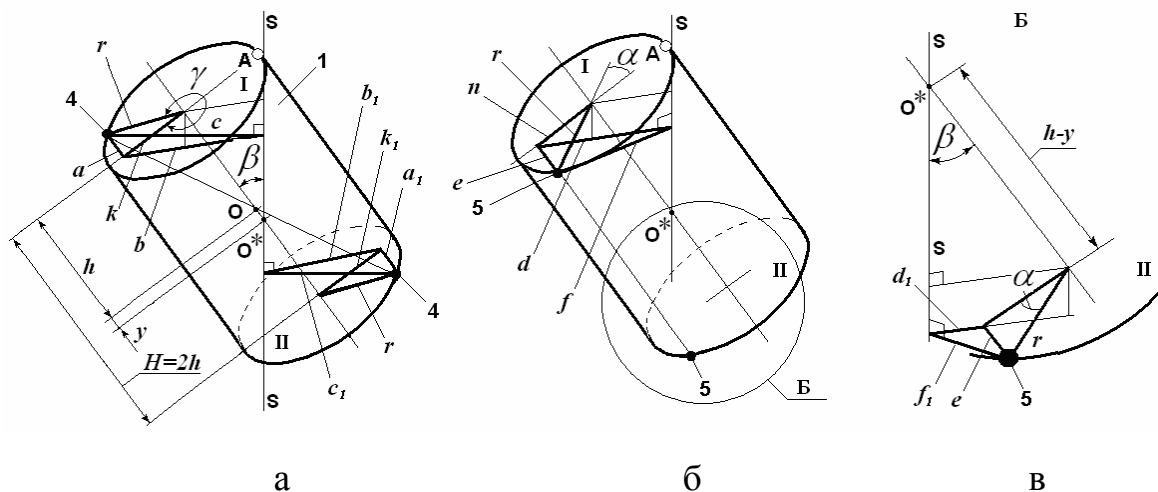


Рисунок 2.12 – Детальна геометрична схема:

а – з моментною невірноваженістю; б – зі статичною невірноваженістю;  
в – вид Б (збільшено).

Виведемо вираз для величини  $c^2$ , відповідно до теореми Піфагора:

$$c^2 = a^2 + b^2, \quad (2.27)$$

$$a = r \sin(360^\circ - \gamma) = -r \sin \gamma, \quad (2.28)$$

$$k = r \cos \gamma ,$$

$$b = (h + y) \sin \beta + k \cos \beta = (h + y) \sin \beta + r \cos \gamma \cos \beta . \quad (2.29)$$

Підставляючи вирази (2.28) і (2.29) у вираз (2.27), отримуємо:

$$\begin{aligned} c^2 &= r^2 \sin^2 \gamma + (h + y)^2 \sin^2 \beta + 2(h + y)r \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cos \beta + r^2 \cos^2 \gamma \cos^2 \beta = \\ &= r^2 \sin^2 \gamma + (h + y)^2 \sin^2 \beta + (h + y)r \cdot \sin 2\beta \cdot \cos \gamma + r^2 \cos^2 \gamma \cos^2 \beta . \end{aligned} \quad (2.30)$$

Аналогічно виводяться вирази для величин  $c_1^2$ ,  $f^2$  і  $f_1^2$ :

$$c_1^2 = r^2 \sin^2 \gamma + (h - y)^2 \sin^2 \beta + (h - y)r \cdot \sin 2\beta \cdot \cos \gamma + r^2 \cos^2 \gamma \cos^2 \beta , \quad (2.31)$$

$$f^2 = d^2 + e^2 ,$$

$$d = (h + y) \sin \beta + r \cos \alpha \cdot \cos \beta ,$$

$$e = r \sin \alpha ,$$

$$\begin{aligned} f^2 &= (h + y)^2 \sin^2 \beta + 2(h + y)r \sin \beta \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha + r^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + r^2 \sin^2 \alpha = \\ &= (h + y)^2 \sin^2 \beta + (h + y)r \sin 2\beta \cdot \cos \alpha + r^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + r^2 \sin^2 \alpha , \end{aligned} \quad (2.32)$$

$$f_1^2 = d_1^2 + e^2 ,$$

$$d_1 = (h - y) \sin \beta - r \cos \alpha \cdot \cos \beta ,$$

$$f_1 = (h - y)^2 \sin^2 \beta - r(h - y) \sin 2\beta \cdot \cos \alpha + r^2 \cos^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha + r^2 \sin^2 \alpha . \quad (2.33)$$

Підставимо вирази (2.30) - (2.33) у вираз (2.27)

$$\begin{aligned} J_{*A} &= m_M (r^2 \sin^2 \gamma + (h + y)^2 \sin^2 \beta + (h + y)r \cdot \sin 2\beta \cdot \cos \gamma + r^2 \cos^2 \gamma \cos^2 \beta) + \\ &+ m_M (r^2 \sin^2 \gamma + (h - y)^2 \sin^2 \beta + (h - y)r \cdot \sin 2\beta \cdot \cos \gamma + r^2 \cos^2 \gamma \cos^2 \beta) + \\ &+ m_{CT} ((h + y)^2 \sin^2 \beta + (h + y)r \sin 2\beta \cdot \cos \alpha + r^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + r^2 \sin^2 \alpha) + \\ &+ m_{CT} ((h - y)^2 \sin^2 \beta - (h - y)r \sin 2\beta \cdot \cos \alpha + r^2 \cos^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha + r^2 \sin^2 \alpha) + J_{*0} = . \\ &= 2m_M [r^2 \sin^2 \gamma + (h^2 + y^2) \sin^2 \beta + hrs \sin 2\beta \cdot \cos \gamma + r^2 \cos^2 \gamma \cos^2 \beta] + \end{aligned}$$

$$+2m_{CT}[(h^2 + y^2)\sin^2 \beta + yr\sin 2\beta \cdot \cos \alpha + r^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + r^2 \sin^2 \alpha] + J_{*0}. \quad (2.34)$$

Вираз (2.35) відповідає початкового стану ротора 1 відносно рами 2, коли умовна точка А знаходиться поблизу осі S. Запишемо вирази моменту інерції системи для інших положень ротора з урахуванням формул приведення, коли на місці точки А виявляються точки В; С і D. Ці положення відповідають кутам  $(\alpha + 90^0; \gamma + 90^0)$ ;  $(\alpha + 180^0; \gamma + 180^0)$ ;  $(\alpha + 270^0; \gamma + 270^0)$ :

$$J_{*B} = 2m_M[r^2 \cos^2 \gamma + (h^2 + y^2)\sin^2 \beta - hr\sin 2\beta \cdot \sin \gamma + r^2 \sin^2 \gamma \cos^2 \beta] + 2m_{CT}[(h^2 + y^2)\sin^2 \beta - yr\sin 2\beta \cdot \sin \alpha + r^2 \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + r^2 \cos^2 \alpha] + J_{*0}, \quad (2.35)$$

$$J_{*C} = 2m_M[r^2 \sin^2 \gamma + (h^2 + y^2)\sin^2 \beta - hr\sin 2\beta \cdot \cos \gamma + r^2 \cos^2 \gamma \cos^2 \beta] + 2m_{CT}[(h^2 + y^2)\sin^2 \beta - yr\sin 2\beta \cdot \cos \alpha + r^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + r^2 \sin^2 \alpha] + J_{*0}, \quad (2.36)$$

$$J_{*D} = 2m_M[r^2 \cos^2 \gamma + (h^2 + y^2)\sin^2 \beta + hr\sin 2\beta \cdot \sin \gamma + r^2 \sin^2 \gamma \cos^2 \beta] + 2m_{CT}[(h^2 + y^2)\sin^2 \beta + yr\sin 2\beta \cdot \sin \alpha + r^2 \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + r^2 \cos^2 \alpha] + J_{*0}. \quad (2.37)$$

Вирішимо рівняння (2.34) - (2.37) сумісно. Для цього віднімемо, відповідно, ліві і праві частини рівняння (2.36) з рівняння (2.34):

$$J_{*A} - J_{*C} = 4m_M hr \sin 2\beta \cdot \cos \gamma + 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \cos \alpha. \quad (2.38)$$

Виконаємо аналогічну процедуру з рівняннями (2.35) і (2.37)

$$J_{*B} - J_{*D} = -4m_M hr \sin 2\beta \cdot \sin \gamma - 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \sin \alpha. \quad (2.39)$$

Перепишемо рівняння (2.38) і (2.39) у вигляді:

$$4m_M hr \sin 2\beta \cdot \cos \gamma = J_{*A} - J_{*C} - 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \cos \alpha, \quad (2.40)$$

$$4m_M hr \sin 2\beta \cdot \sin \gamma = -(J_{*B} - J_{*D} + 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \sin \alpha). \quad (2.41)$$

Зведемо в квадрат і складемо, відповідно, ліві і праві частини рівнянь (2.40) і (2.41):

$$\begin{aligned} &16m_M^2 h^2 r^2 \sin^2 2\beta = \\ &= (J_{*A} - J_{*C} - 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \cos \alpha)^2 + (J_{*B} - J_{*D} + 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \sin \alpha)^2. \end{aligned}$$

Візьмемо корінь квадратний з обох частин даного рівняння і отримаємо вираз для модуля головного моменту дисбалансів ротора:

$$\begin{aligned} &4m_M hr = \\ &= \frac{1}{\sin 2\beta} \sqrt{(J_{*A} - J_{*C} - 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \cos \alpha)^2 + (J_{*B} - J_{*D} + 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \sin \alpha)^2}. \end{aligned}$$

Розділивши ліві і праві частини рівняння (2.42) на відповідні частини рівняння (2.41), отримаємо вираз для кута  $\gamma$ :

$$\gamma = \arctg \left( - \frac{J_{*B} - J_{*D} + 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \sin \alpha}{J_{*A} - J_{*C} - 4m_{CT} yr \sin 2\beta \cdot \cos \alpha} \right).$$

Згідно [52-54; 114], величини  $4m_M hr$  і  $2m_{CT} r$  являють собою, відповідно, модуль головного моменту дисбалансів  $M_D$  і модуль головного вектора дисбалансів  $D_{CT}$ :

$$M_D = 4m_M hr, \quad D_{CT} = 2m_{CT} r.$$



Запишемо вирази для модуля головного моменту дисбалансів ротора та його кута, перейшовши від моментів інерції до циклічних частот вільних коливань:

$$M_D = \frac{1}{\sin 2\beta} \times$$

$$\times \sqrt{\left[ G \left( \frac{1}{\omega_{*A}^2} - \frac{1}{\omega_{*C}^2} \right) - 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \cos \alpha \right]^2 + \left[ G \left( \frac{1}{\omega_{*B}^2} - \frac{1}{\omega_{*D}^2} \right) + 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \sin \alpha \right]^2},$$

$$\gamma = \arctg \left( - \frac{G \left( \frac{1}{\omega_{*B}^2} - \frac{1}{\omega_{*D}^2} \right) + 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \sin \alpha}{G \left( \frac{1}{\omega_{*A}^2} - \frac{1}{\omega_{*C}^2} \right) - 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \cos \alpha} \right),$$

де  $\omega_{*A}, \omega_{*B}, \omega_{*C}, \omega_{*D}$  - вимірні значення циклічної частоти вільних коливань системи в відповідних положеннях ротора відносно осі ротора;

$D_{CT}$  і  $\alpha$  - відповідно, модуль головного вектора дисбалансів і його кут, вимірні попередньо (п. 2.1.1).

Переходячи до періодів вільних коливань, отримаємо:

$$M_D = \frac{1}{\sin 2\beta} \times$$

$$\times \sqrt{\left[ \frac{G}{4\pi^2} (T_{*A}^2 - T_{*C}^2) - 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \cos \alpha \right]^2 + \left[ \frac{G}{4\pi^2} (T_{*B}^2 - T_{*D}^2) + 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \sin \alpha \right]^2}, \quad (2.42)$$

$$\gamma = \arctg \left( - \frac{\frac{G}{4\pi^2} (T_{*B}^2 - T_{*D}^2) + 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \sin \alpha}{\frac{G}{4\pi^2} (T_{*A}^2 - T_{*C}^2) - 2D_{CT} y \sin 2\beta \cdot \cos \alpha} \right), \quad (2.43)$$

де  $T_{*A}, T_{*B}, T_{*C}, T_{*D}$  - вимірні значення періодів вільних коливань системи в відповідних положеннях ротора відносно осі ротора.

Для усунення неоднозначності результату, викликаного парністю функції (в дужках), кут головного моменту дисбалансів нами пропонується обчислювати з допомогою алгоритму (рис. 2.13).

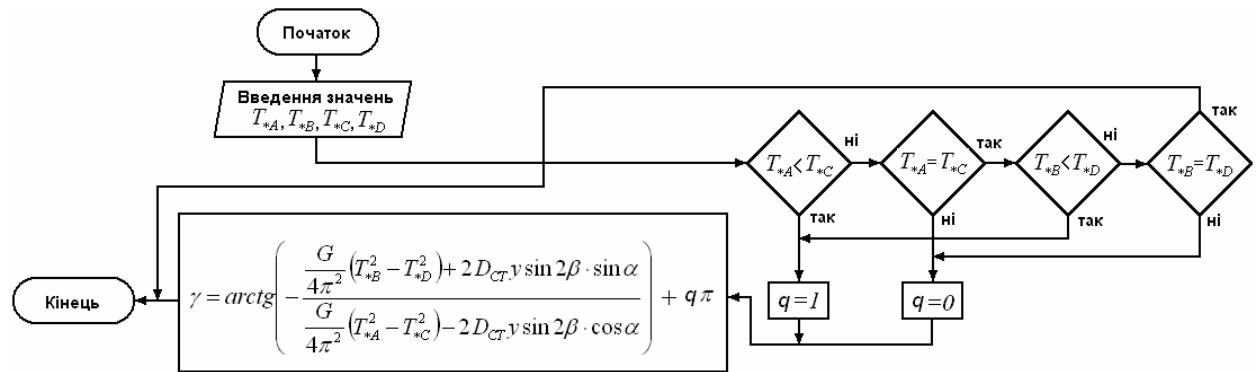


Рисунок 2.13 – Алгоритм розрахунку кута  $\gamma$

Необхідно відзначити, що при обчисленні кута  $\gamma$  може виникнути малоймовірна ситуація, коли дана процедура стає неможливою через ділення на нуль. Аналогічна ситуація була розглянута в п. 2.1.1 при визначенні статичної нерівноваженості ротора. Тут така ситуація можлива, якщо при установці ротора на маятникову раму моментна нерівноваженість випадково виявиться в точці «В» або точці «D», а статична нерівноваженість буде відсутня (рис. 2.11). В цьому випадку даний вимір також пропонується повторити, довільно змінивши початкове положення точки «С» на роторі. Можливість повторення даної ситуації під час вимірювання нерівноваженості одного ротора нехтовно мала, і становить не більше  $10^{-4}$ .

### 2.3 Розробка універсального пристрою для вимірювання невірноваженості жорстких роторів дискової форми

Дискову форму мають ротори, у яких радіус перевищує висоту. Для вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів дискової форми пропонується конструкція вимірювального пристрою, який дозволяє реалізувати запропоновані методи на практиці, рис. 2.14 і рис. 2.15. Новизна даного пристрою підтверджена патентом [121]. З метою зменшення габаритних розмірів і підвищення зручності установки ротора нами було запропоновано виконати маятник у вигляді підпружиненого важеля. Запропонований пристрій (стенд) показаний на рис. 2.14. Він складається з маятникового важеля 1, маточин 2 і пружини 3. Маточина 2 має шарнірне з'єднання з важелем 1, і може повертатися навколо своєї осі (O-O) та навколо перпендикулярної їй осі (N-N). Маточина 2 може фіксуватися в чотирьох положеннях під кутами (0; 90°; 180° і 270°) при повороті навколо осі (O-O). Маточина 2 також може фіксуватися в двох положеннях під кутами  $\beta$  (0 і 45°) при повороті навколо осі (N-N). Елементи фіксації на малюнках не показані. Вал 4, який спрямований уздовж осі (S-S) та жорстко закріплений на важелі 1, спирається на підшипник 5, який жорстко закріплений на нерухомій основі 6.

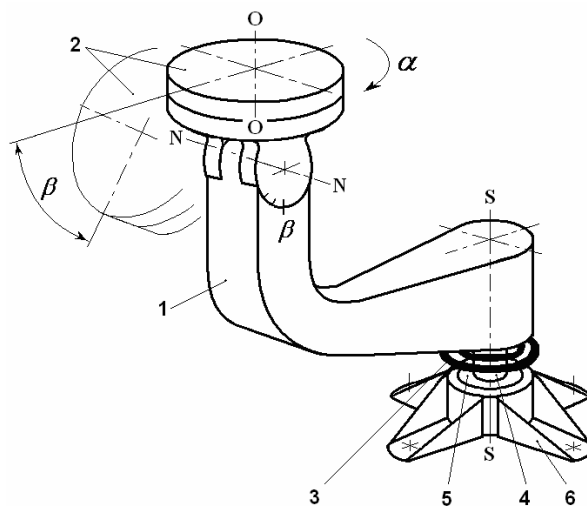


Рисунок 2.14 – Запропанований пристрій (стенд)

На рис. 2.15 показаний пристрій з ротором 7 дискової форми при визначенні статичної невірноваженості. На рис. 2.16 показаний стенд з ротором 7 при визначенні моментної невірноваженості.

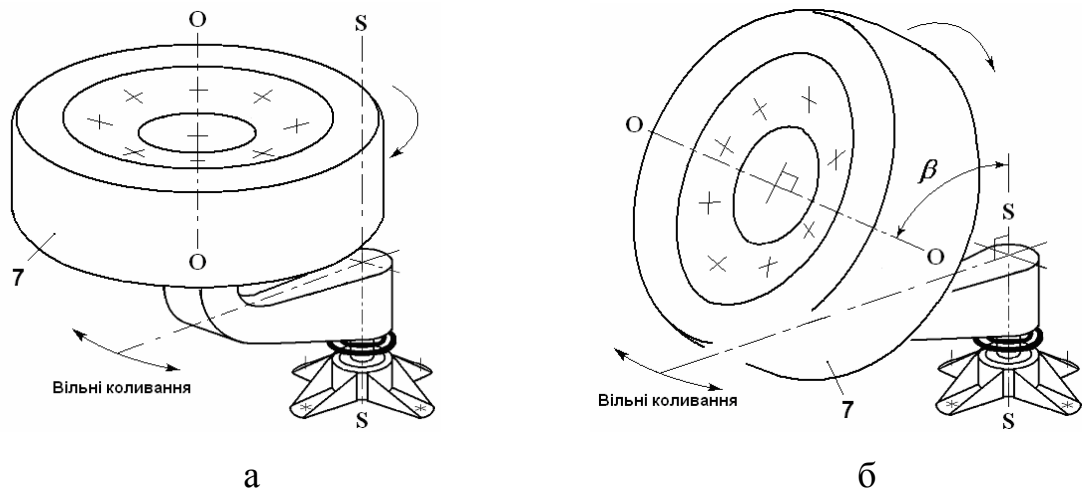


Рисунок 2.15 - Пристрій в роботі:

а - при вимірюванні статичної невірноваженості; б - при вимірюванні моментної невірноваженості.

Робота пристрою здійснюється таким чином. Для визначення статичної невірноваженості маточину 2 з ротором 7 встановлюють під кутами  $\alpha$  і  $\beta$ , які дорівнюють 0. Далі вимірюють частоти вільних коливань важеля 1 (пристрій вимірювання частоти не показано) в чотирьох положеннях маточини 2, які відповідають значенням кута  $\alpha$  ( $0^\circ$ ;  $90^\circ$ ;  $180^\circ$  і  $270^\circ$ ). Після цього за формулами (2.16, 2.17) та за допомогою алгоритму на рис. 2.2 розраховують, відповідно, величину головного вектора дисбалансів та його кут.

Для визначення моментної невірноваженості маточину 2 з ротором 7 встановлюють під кутом  $\beta$ , нерівним 0 і  $90^\circ$ , (наприклад  $60^\circ$ ). Для отримання максимальної точності кут  $\beta$  доцільно встановити таким, щоб обидві невірноважені маси (рис. 2.12, а) при обертанні ротора навколо своєї вісі могли опинитися на одній вертикальній прямій (в даній роботі це питання детально не розглядається). Далі аналогічно вимірюють частоти вільних коливань важеля 1 при чотирьох положеннях маточини 2, що відповідають

значенням кута  $\alpha$  ( $0^{\circ}$ ;  $90^{\circ}$ ;  $180^{\circ}$  и  $270^{\circ}$ ). Після цього за формулами (2.42, 2.43) та за допомогою алгоритму на рис. 2.13 розраховують, відповідно, величину головного моменту дисбалансів та його кут.

Спочатку даний пристрій розроблявся і був запатентований як засіб балансування автомобільних і мотоциклетних коліс, що є джерелами транспортної вібрації. Однак з неменшим успіхом він може бути використаний для балансування роторів дискової форми, що є джерелами технологічної вібрації в компресорних установках (рис. 1.6, б - д). На відміну від пристроїв, схеми яких показані на рис. 1.8, даний пристрій має менші габарити. Під час його роботи відсутнє обертання ротора на робочих частотах. Цим досягається його більш висока зручність і безпека.

#### 2.4 Розробка пристрою для вимірювання головного вектора дисбалансів жорстких роторів з мінімальним тертям

З метою підвищення точності вимірювання шляхом зменшення впливу тертя нами була запропонована конструкція вимірювального пристрою, в якому відсутнє зовнішнє тертя, рис. 2.16. Новизна даного пристрою підтверджена патентом [122]. Маятникова рама виконана у вигляді пружних пластин 1 і 2, які знаходяться в пересічних вертикальних площинах.

Робота даного пристрою заснована на запропонованому методі вимірювання статичної неврівноваженості жорстких роторів [97]. В процесі коливального руху виникає внутрішнє тертя (тертя в матеріалі пружних пластин і в повітряному середовищі), що характеризується меншим декрементом загасання і меншими втратами енергії за один період коливань в порівнянні з зовнішнім тертям.

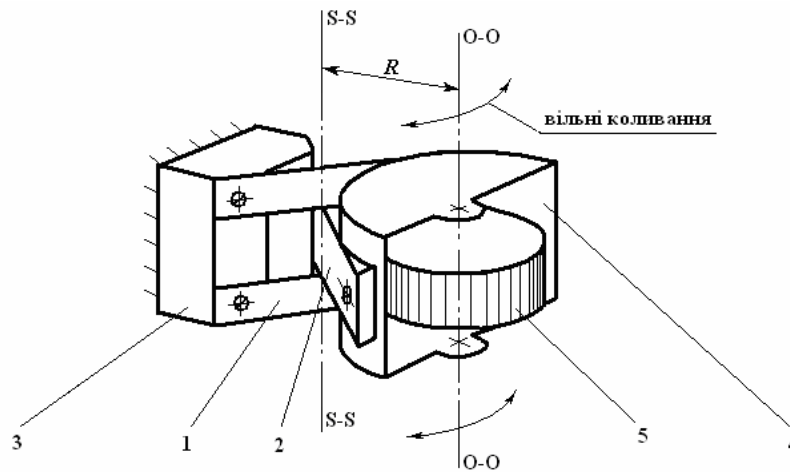


Рисунок 2.16 - Пристрій для вимірювання головного вектора дисбалансів жорстких роторів з мінімальним тертям:

1 і 2 - пружні пластини; 3 - нерухома підстава; 4 - касета для установки та кріплення ротора 5.

## 2.5 Розробка пристрою автоматичного вимірювання головного вектора дисбалансів жорстких роторів

З метою підвищення продуктивності процесу вимірювання нами була запропонована конструкція вимірювального пристрою, зображена на рис. 2.17. Його новизна підтверджена патентом [123]. Пристрій містить чотири змінні маятникові рами 1-4.

Робота даного пристрою також заснована на запропонованому методі вимірювання статичної неврівноваженості жорстких роторів [97]. Касета 5 з встановленим на неї ротором 6 послідовно підключається до рам 1-4 за допомогою електромагнітних фіксаторів 7-10. При підключенні касети до чергової рами вимірюється частота вільних коливань системи «маятникова рама-ротор». Підключення касети 5 до чергової рами 1-4 та поворот ротора навколо своєї осі кожен раз на  $90^{\circ}$  градусів може здійснюється в

автоматичному режимі, що виключає безпосереднє втручання людини та пов'язаний з цим ризик травмування.

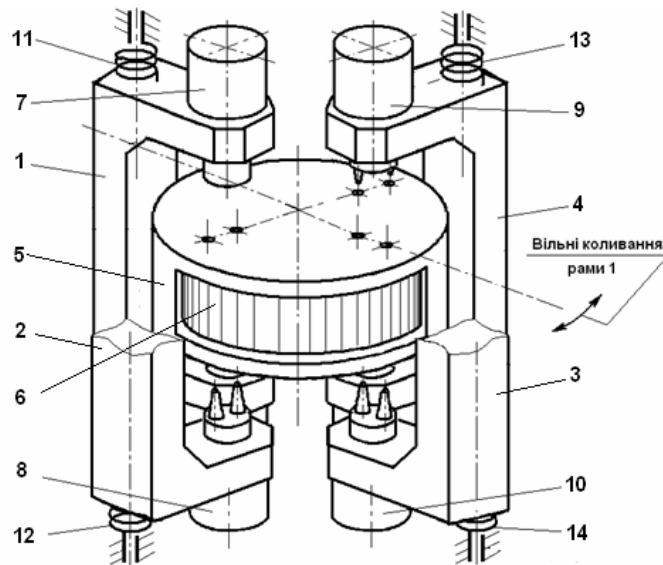


Рисунок 2.17 – Пристрій для автоматичного вимірювання головного вектора дисбалансів жорстких роторів:

1-4 - маятникові рами; 5 - касета; 6 - ротор; 7-10 - фіксатори;  
11-14 - пружини кручення

## Висновки до розділу 2

1. На основі проведених теоретичних досліджень була встановлена залежність частоти вільних коливань маяткової рами від невірноваженості ротора, з урахуванням моменту інерції тіл обертання і частоти вільних крутильних коливань.

2. На основі встановленої залежності вперше розроблені безпечні методи

і безпечні пристрої вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів. Безпека вимірювальних пристроїв досягнута за рахунок відсутності обертального руху роторів на робочих частотах і використання

замість нього згасаючого коливального руху, що виключає при роботі вимірювального пристрою наявність травмонебезпечних рухомих частин, підвищену вібрацію та шум.

3. Для усунення можливих помилок, викликаних парністю обчислювальних функцій, запропоновані алгоритми, що дозволяють визначити кути головного вектора і головного моменту дисбалансів ротора.

4. Для методу вимірювання статичної неврівноваженості виконано оцінку точності з урахуванням впливу лінійного тертя, нелінійності пружного елемента (пружини кручення) і вимірювального приладу (частотоміра). Дослідженнями встановлено, що значення похибки вимірювання головного вектора дисбалансів через дані чинники в реальних умовах роботи, не перевищують 1%, що допустимо в інженерних рішеннях.

5. Вперше розроблено конструкції вимірювальних пристроїв для динамічного балансування, що не мають приводів обертання. Низька маса і вартість, а також високий рівень безпеки робить більш зручним використання розроблених пристроїв не тільки на заводах-виробниках компресорних установок, а й на ремонтних ділянках підприємств будіндустрії. Конструкції вимірювальних пристроїв запатентовані [97; 100; 120-123].

Результати досліджень, викладені в даному розділі, наведено в працях автора в повному списку використаних джерел під номерами: [97-100; 103; 106; 113; 120-123].



## РОЗДІЛ 3

### ЗНИЖЕННЯ ВІБРАЦІЇ ТА ШУМУ ПРИ КОМПЛЕКТУВАННІ РОТОРІВ МОДУЛЬНОГО ТИПУ

Як показали проведені нами дослідження, одним з основних шляхів зниження вібрації роторів модульного типу є комплектування із застосуванням нових методів. Відмінність цих методів від аналогів полягає в можливості досягнення ОПК, отриманого в результаті комп'ютерного моделювання з метою складання технологічної партії роторів. В результаті цього досягається високоякісний результат з точки зору обраного критерію якості. Якість включає не тільки працездатність і надійність, але й пов'язане з мінімальним дисбалансом ротора зниження вібрації до мінімуму. В даній роботі критеріями якості є середня статична, середня моментна нерівноваженість партії роторів або незавершене виробництво.

Як показав проведений нами аналіз, практичне використання розроблених методів найбільш виправдано для роторів середньої та великої маси, коли урівноваження коригуванням маси шляхом висвердлювання, сточування, випалювання або застосування додаткових вантажів неможливо з технологічних причин. Існують також конструкції роторів, для яких коригування маси не можливе через погіршення функціональних характеристик (порушення симетрії магнітних потоків в якорях прецезійних електродвигунів тощо).

#### 3.1 Оптимізаційна модель комплектування партії роторів

У проведених дослідженнях нами в загальному випадку були запропоновані наступні обмежуючі умови (обмеження) [124-126]:

- максимально допустиме значення питомого дисбалансу укомплектованого ротора,  $e_{\text{ПІТ МАХ}}$ , мкм ;

- максимально допустиме значення модуля головного моменту дисбалансів укомплектованого ротора,  $M_{D \text{ MAX}}, \text{г} \times \text{мм}^2$ ;
- гранично допустиме значення ЦФ  $F_{\text{дон}}$ ;
- мінімально допустима кількість укомплектованих роторів  $N_{\text{MIN}}$ ;
- кількість циклів розрахунку  $K$  ( $k$  - текучий номер циклу);
- характеристики модулів (елементів), які надходять на складання (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

### Характеристики модулів (елементів) $j$ - го типу

Номер модуля ( $i$ ) в технологічній тарі до складання	Маса модуля $M_{ij}$ , г	Координати центру маси модуля в частинній системі $X'Y'Z'$ , мм			Розміри для переходу від частинної системи координат модуля до загальної системи координат ротора $XYZ$ , мм		
		$X'_{ij}$	$Y'_{ij}$	$Z'_{ij}$	$a_{ij}$ (вздовж осі $OX'$ )	$b_{ij}$ (вздовж осі $OY'$ )	$c_{ij}$ (вздовж осі $OZ'$ )
1							
...							
$n$							

Характеристики модулів, які надходять на складання, включають їх масу, координати центру маси в частинній системі координат і розміри, що визначають перехід до загальної системи координат ротора (в зборі). Застосування частинних систем координат для кожного типу модулів пояснюється тим, що вони виготовляються як правило окремо (за винятком спільно оброблюваних виробів).

Склад вихідних даних визначається конструктивними особливостями роторів і вимогами, які висуваються до них. У конкретних випадках цей склад може бути відкоректований.

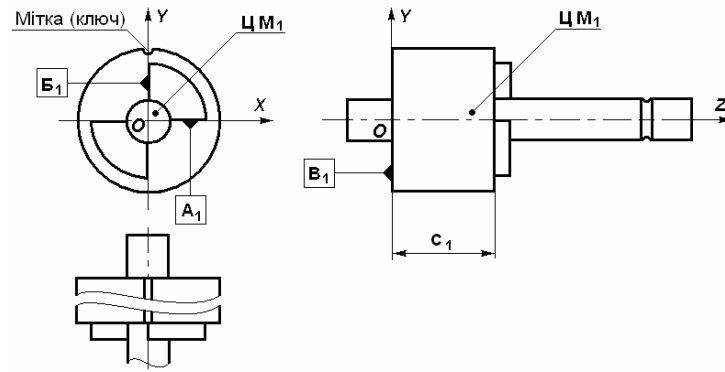
Нами пропонуються наступні варіанти цільової функції та обмежуючих умов для одноцільової оптимізації [126] (табл. 3.2). На основі цих даних можлива також і багатоцільова оптимізація одним з наступних методів: використання єдиного функціоналу, оптимізація за кількома показниками, вибір ведучого показника і ін. Однак через обмеженість обсягу даної роботи багатоцільова оптимізація не розглядається.

Таблиця 3.2

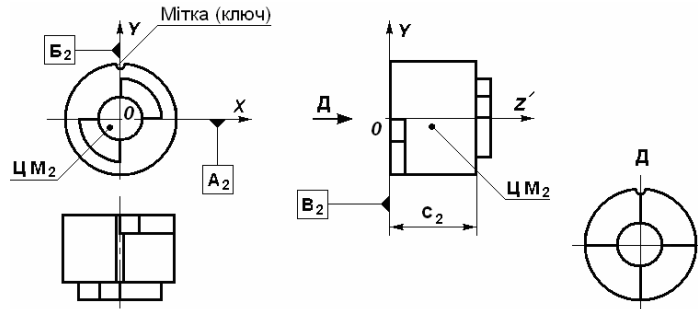
### Запропоновані варіанти ЦФ та обмежуючих умов

Номер варіанту	Цільова функція	Обмежуючі умови			
		1	2	3	4
1	$F_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e_{\text{ПНТ},i} \rightarrow \min$	$e_{\text{ПНТ},i} \leq e_{\text{ПНТ},\text{MAX}}$	$M_{D,i} \leq M_{D,\text{MAX}}$	$N \geq N_{\text{MIN}}$	$F_1 \leq F_{\text{дон}}$
2	$F_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n M_{D,i} \rightarrow \min$				$F_2 \leq F_{\text{дон}}$
3	$F_3 = N \rightarrow \max$				$F_3 \geq N_{\text{MIN}}$

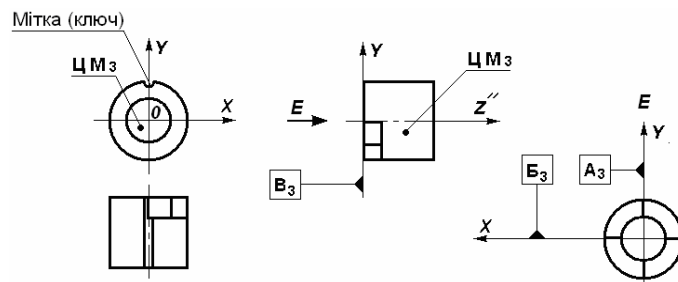
Для проведення дослідження нами розроблена спрощена конструкція ротора модульного типу, в якій позначені наступні елементи (рис. 3.1): ЦМ - центр мас ротора. Модуль 1 (складальна одиниця) є базовим, на який встановлюються модулі 2 і 3 (деталі) з можливістю різних варіантів взаємного розташування. Кути установки модулів  $\varphi_2$  і  $\varphi_3$  можуть приймати значення 0 або  $180^\circ$ . Елементи фіксації модулів, а також допуски і посадки не розглядаються з метою спрощення задачі.



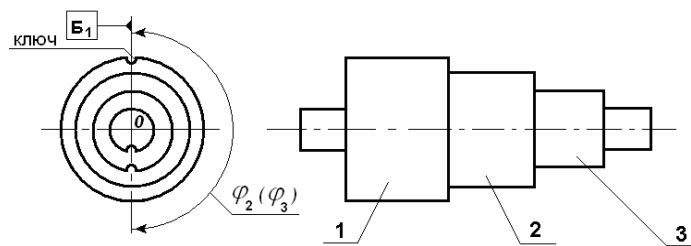
а



б



в



г

Рисунок 3.1 - Ескізи простого ротора модульного типу:

а - модуль 1 (базовий); б - модуль 2; в - модуль 3; г - зібраний ротор;  
 $ЦМ_1 \dots ЦМ_3$  - позначення центрів маси елементів в системі координат  $XYZ$ ;

$A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3, B_1, B_2, B_3$  - базові поверхні модулів 1, 2, 3,

відповідно.

Питомий дисбаланс ротора (мкм) дорівнює:

$$e_{шт\ i} = \frac{10^6 \sqrt{\left( \sum_{j=1}^m M_{ij} l_{ij} \cos[\arccos(a_{ij}) + \varphi_j] \right)^2 + \left( \sum_{j=1}^m M_{ij} h_{ij} \sin[\arcsin(b_{ij}) + \varphi_j] \right)^2}}{\sum_{j=1}^m M_{ij}}, \quad (3.1)$$

де  $i$  - порядковий номер ротора в технологічній партії;

$n$  - кількість роторів;

$j$  - номер типу модуля (елемента) в роторі;

$m$  - кількість типів модулів;

$M_{ij}$  - маса модуля;  $h_{ij}$  і  $l_{ij}$  - координати (м) центрів маси модулів, виміряні в частинних системах координат уздовж осей  $OY$  і  $OX$ , відповідно (рис. 3.1);

$\varphi_j$  - кут (рад.) повороту базової поверхні модуля в загальній системі координат ротора (кут установки модуля по відношенню до ключу).

В кожному варіанті табл. 3.2 цільова функція являє собою інтегральний показник якості комплектування партії роторів з урахуванням заданих граничних умов. У першому варіанті ЦФ є середнє арифметичне питомих дисбалансів, а в другому варіанті - середнє арифметичне модулів головних моментів дисбалансів всієї партії роторів. В обох варіантах ці показники визначають рівні вібрації та шуму від роботи роторів в процесі їх експлуатації і тим самим характеризують недолік (недосконалість) процесу комплектування. Тому ці значення повинні бути зведені до мінімуму.

У третьому варіанті ЦФ характеризує економічну ефективність процесу складання, без якої неможлива економічна ефективність будь-якого виробництва. Тому ЦФ повинна досягати максимального значення.

Вибір ЦФ при вирішенні оптимізаційної задачі визначається актуальністю (першочерговістю) проблеми, яка викликана нерівноваженістю ротора на об'єкті експлуатації. Якщо вона пов'язана з

підвищеними рівнями шуму та вібрації і, як слідство, з необхідністю їх усунення шуму в джерелі виникнення, то вибір ЦФ пропонується робити з перших двох варіантів. При цьому слід враховувати конструктивні особливості кріплення роторів на об'єктах експлуатації. Якщо кріплення роторів можна звести до однієї з двох схем, представлених на рис. 3.2, то вибір ЦФ стає очевидним.

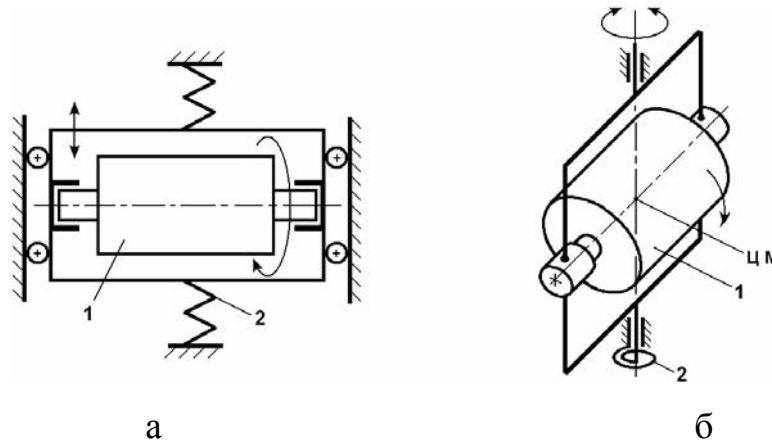


Рисунок 3.2 – Схеми кріплення роторів:

а - з можливістю поздовжніх коливань; б - з можливістю крутильних коливань

Обидві схеми є коливальними системами з зосередженими параметрами. В схемі на рис. 3.2, а збуджуються тільки поздовжні вимушені коливання при обертанні ротора зі статичною невірноваженістю. При наявності моментної невірноваженості збудження коливань не можливе. В схемі на рис. 3.2, б центр мас ротора лежить одночасно на осі ротора та на осі коливань рами. Тут можливі тільки крутильні коливання через наявність моментної невірноваженості. Тому для схеми на рис. 3.2, а в якості ЦФ пропонується використовувати  $F_1$  (табл. 3.2), а для схеми на рис. 3.2, б -  $F_2$ .

Більшість конструкцій компресорних пристроїв, включаючи опори роторів, являють собою більш складні коливальні системи з розподіленими параметрами. У них можуть виникати складні форми коливань, пов'язані коливання ті інші причини, за якими ці конструкції не можна звести до схем

на рис. 3.2. У цьому випадку вибір ЦФ треба здійснювати на основі експериментальних даних.

Для практичного вибору цільової функції нами пропонується проводити експеримент з вимірюванням рівнів шуму та вібрації на об'єкті експлуатації ротора з подальшою їх оцінкою. Експеримент пропонується проводити в два етапи. На першому етапі в конструкцію механізму пропонується встановити еталонний ротор 1 з штучною статичною невірноваженістю у вигляді мас 2 (рис. 3.3 а), після чого ротор розкрутити до робочої швидкості та виміряти рівні шуму та вібрації на РМ. На другому етапі пропонується використовувати той же самий еталонний ротор зі штучною моментною невірноваженістю (рис. 3.3, б). Зміна статичної невірноваженості на моментну невірноваженість має здійснюватися перестановкою маси 2 в одній з площин приведення (I або II) на  $180^\circ$  відносно осі ротора.

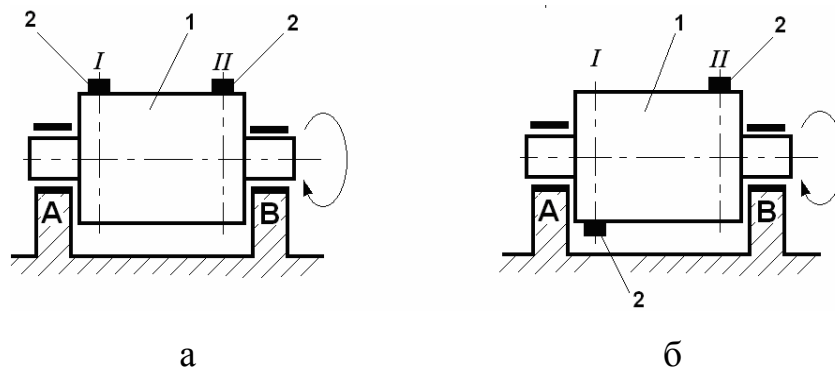


Рисунок 3.3 – Схеми кріплення еталонних роторів і невірноважених мас при проведенні експериментів:

1 - еталонний ротор; 2 - невірноважені маси (А і В – опори)

Далі необхідно порівняти відповідні рівні шуму та вібрації, виміряні в одному й тому ж місці за однією і тією ж швидкістю обертання ротора на різних етапах. Якщо за наявності статичної невірноваженості ротора спостерігалися більші рівні шуму та вібрації, ніж за наявності моментної невірноваженості, то її вплив переважає. В якості ЦФ слід вибрати  $F_1$  (табл. 3.2). І навпаки, якщо найбільші рівні шуму та вібрації спостерігалися

за наявності моментної невірноваженості ротора, то в якості цільової функції слід вибирати  $F_2$ . У разі спірного рішення, якщо по шуму та вібрації буде отримано неоднозначний результат, і хоча б один з цих чинників перевищує нормоване (допустиме) значення, вибір ЦФ пропонується робити за чинником з максимальним класом (ступенем) шкідливості, згідно з гігієнічною класифікацією умов праці [19].

Якщо найбільш актуальною є проблема незавершеного виробництва у вигляді коштовних покупних або виготовлених модулів, а не шум та вібрація в процесі їх експлуатації роторів, то в якості цільової функції пропонується вибрати  $F_3$ .

Для практичної реалізації даного рішення в процес складання роторів модульного типу пропонується ввести операції вхідного контролю модулів. В ході цього контролю повинна бути виміряна маса і координати центру маси кожного модуля, що входить у відповідну технологічну партію. З метою підготовки вихідних даних для проведення оптимізаційних розрахунків на кожен партію модулів пропонується ввести супровідний технологічний документ у формі табл. 3.1. У цій таблиці застосована прямокутна (декартова) система координат. При необхідності можуть застосовуватися інші системи координат (полярна або циліндрична), що може бути продиктовано особливостями конструкції та технологічних процесів виготовлення модулів (елементів). Пристрій, за допомогою якого можна здійснити необхідні вимірювання координат центрів мас модулів, наведено в [127].

Вихідними даними в загальному випадку є:

- значення цільової функції  $F$  ;
- питомий дисбаланс кожного ротора в партії  $e_{шт i}$  ;
- модуль головного моменту дисбалансів кожного ротора  $M_{D i}$  ;
- кількість скомплектованих роторів  $N$  , що задовольняє обмежуючим умовам;
- ОПК (табл. 3.3).



Технологічний документ для складання партії роторів (відомість збірки, комплектувальні карта) пропонується складати за формою, представленої в табл. 3.3.

Дана задача є нелінійною, бо цільова функція та обмежуючі умови (вирази (3.1) і (3.2)) нелінійні. Значення параметрів модулів задані у вигляді дискретного безлічі. Оптимізація передбачає пошук оптимальної структури (ОПК). Отже, дана задача відноситься до структурної оптимізації та може бути вирішеним методами нелінійного дискретного програмування. Нижче наведені два метода вирішення поставленої задачі.

Таблиця 3.3

### Вихідні дані оптимізаційного розрахунку

ОПК роторів				Питомий дисбаланс $e_{\text{ПДТ } i},$ $\text{мкм}$	Модуль головного моменту дисбалансів $M_{D i}, \text{г} \times \text{мм}^2$	Кількість укомпл. роторів $N, \text{шт.}$	Значення цільової функції $F$
Номер ротора після складання	Номери елементів (модулів) в тарі до складання / кут $\varphi_j$ , град						
	Тип 1 (базовий, $j = 1$ )	...	Тип $m$ ( $j = m$ )				
1		/	/				
...		/	/				
$n$		/	/				

### 3.2 Розробка алгоритму оптимального комплектування партії роторів на основі методу Монте-Карло

В процесі дослідження нами був застосований метод, заснований на випадковому пошуку (ММК) [78; 82]. Він передбачає велику кількість реалізацій стохастичного (випадкового) процесу з подальшим вибором найкращого результату. Нами запропонований алгоритм комп'ютерної

програми, призначеної для реалізації даного методу, представлений на рис. 3.4. Передбачається, що конструкції роторів допускають різні (альтернативні) варіанти кутів установки модулів  $\varphi_{ij}$  відносно базових поверхонь (настановних елементів).

У блоці 2 виконується генерація випадкових значень кутів установки модулів  $\varphi_{ij}$  і їх номерів у відповідних технологічних партіях. Для цього використовуються функції *rnd* (генерація випадкових значень номера модуля, рівномірно розподілених в заданих межах) і *round* (округлення до найближчого цілого значення) середовища Mathcad.

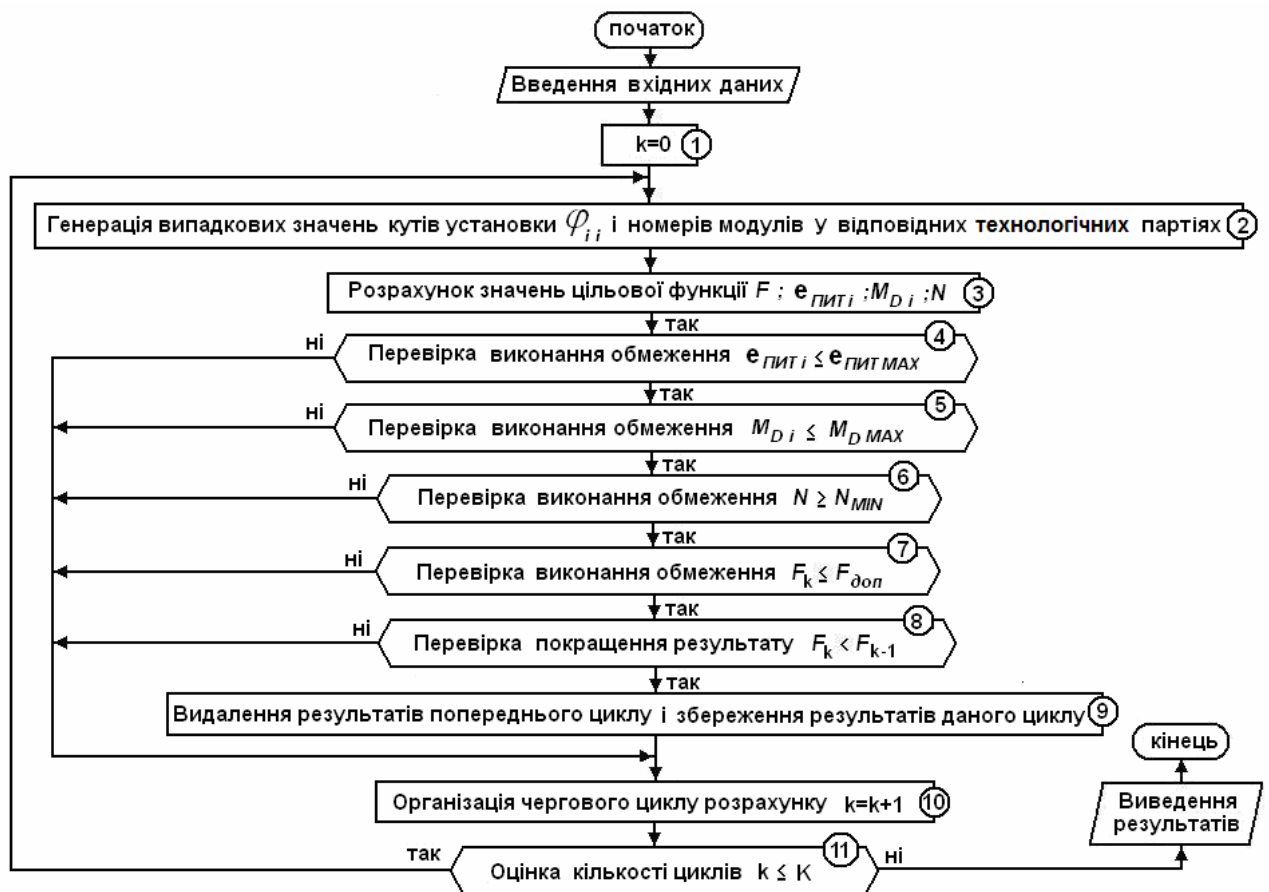


Рисунок 3.4 – Алгоритм оптимального комплектування роторів для зниження невірноваженості як причини вібрації на основі методу Монте-Карло

У блоці 3 виконується розрахунок значень цільової функції та обмежуючих умов в залежності від обраного варіанту ЦФ (табл. 3.2) та випадкових значень, отриманих в блоці 2.

В блоках 4-7 здійснюється перевірка відповідних обмежуючих умов. В блоці 8 оцінюється результат поточного циклу розрахунку шляхом порівняння з результатом попереднього циклу. Найкращий варіант зберігається і є базовим для наступних циклів. Результатом розрахунку є найкращий варіант, отриманий при виконанні заданих обмежуючих умов і заданої кількості циклів розрахунку. Зі збільшенням числа циклів розрахунку зростає ймовірність досягнення ГО. Оцінка цієї можливості приведена в п. 3.3. Однак для цього потрібен великий обсяг обчислень, що обмежує застосування запропонованого методу. Тому даний метод може бути застосований для комплектування одиничних технологічних партій. При більш високій чисельності партій даний метод може застосовуватися для знаходження наближених рішень, які відповідають заданим умовам (див. табл. 3.2). Комп'ютерна програма розроблена в середовищі Mathcad [128-130] і приведена в додатку Д (рис. Д.1-Д.4). Блоком 1 розпочато початковий цикл обчислень, змістовна частина якого буде багаторазово повторена на наступних циклах. Кількість цих циклів  $K$  задається вихідними даними.

### 3.3 Теоретичні дослідження на основі розробленого методу комплектування з використанням методу Монте-Карло

Дослідження проводилися на прикладі ротора модульного типу, ескіз якого зображений на рис. 3.1. Для цього за допомогою комп'ютерної програми (додаток 3) було виконано чотири серії розрахунків ОПК роторів і відповідних значень  $F_1$  ( $e_{\text{шт.ср}}$  - середнє значення питомого дисбалансу), наближені до оптимального рішення. Кількість циклів обчислень в кожній серії склало:  $10^3$ ;  $10^4$ ;  $10^5$ ;  $10^6$ , відповідно. В результаті розрахунків були

отримані відповідні інтервальні варіаційні ряди. Кількість варіант  $n$  в кожному ряді склало 50. Кількість інтервалів  $m$  розраховувалося за формулою [131-133]:

$$m = 1 + 3,22 \lg n .$$

Оптимальна довжина інтервалів, яка дозволяє виявити характерні ознаки генеральної сукупності  $E$  ( $e_{ПИТ.СР}$ ), розраховувалася за формулою Стреджеса:

$$\Delta e_{ПИТ.СР} = \frac{e_{ПИТ.СР.max} - e_{ПИТ.СР.min}}{1 + 3,22 \lg n} ,$$

де  $e_{ПИТ.СР.max}$  і  $e_{ПИТ.СР.min}$  - відповідно, максимальне та мінімальне значення вибірки.

Математичне очікування розраховувалося за формулою [131-133]

$$M[E] = \sum_{i=1}^m e_{ПИТ.СР.i} p_i ,$$

де  $p_i$  - частота (статистична ймовірність);  $i$  - номер інтервалу чисел.

Дисперсія розраховувалася за формулою:

$$D[E] = \sum_{i=1}^m (e_{ПИТ.СР.i} - M[E])^2 p_i .$$

На рис. 3.5 показані полігони розподілу, які відповідають різним значенням  $K$  (кількості циклів розрахунку). На рис. 3.6 - діаграми залежності математичного очікування (а) і дисперсії (б) середнього питомого дисбалансу

$e_{\text{ПІТ.СР}}$  від кількості циклів розрахунку. Відповідні статистичні дані з результатами розрахунків наведені в додатку Е.

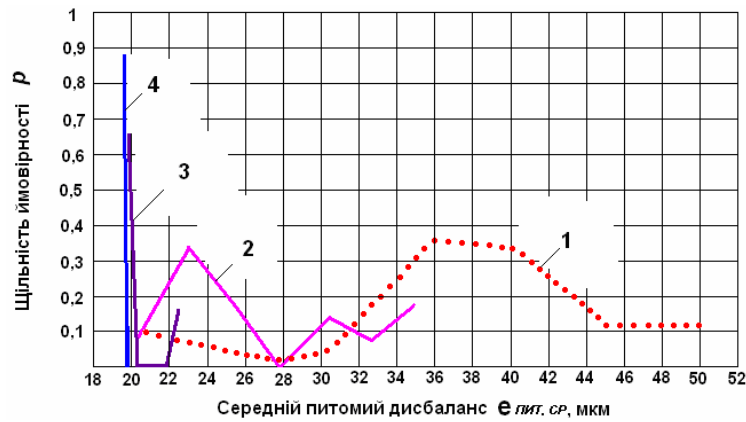


Рисунок 3.5 - Полігони розподілу  $e_{\text{ПІТ.СР}}$  :

1 – при  $K = 10^3$ ; 2 - при  $K = 10^4$ ; 3 - при  $K = 10^5$ ; 4 – при  $K = 10^6$ .

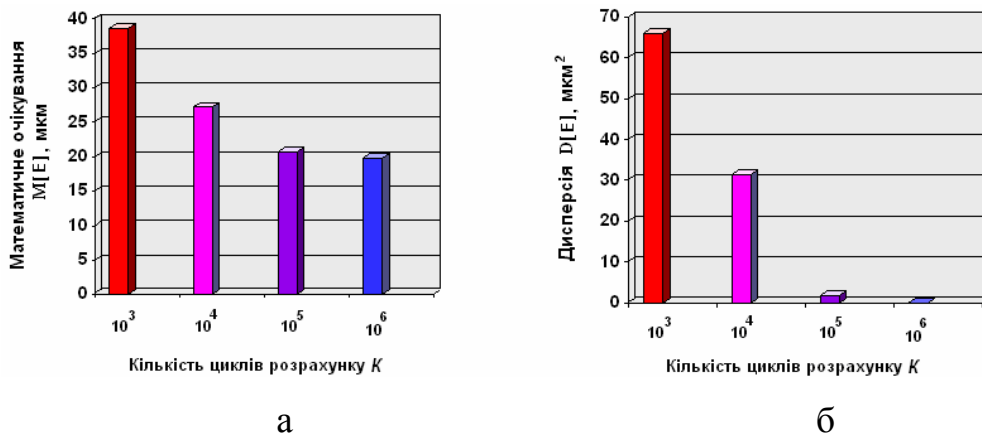


Рисунок 3.6 - Діаграми залежності математичного очікування (а) та дисперсії (б) величини  $e_{\text{ПІТ.СР}}$  від кількості циклів розрахунку  $K$

Важливою характеристикою, що дозволяє оцінювати можливість використання і ефективність розробленого методу, є кількість циклів розрахунку при повному і обмеженому переборі всіх варіантів комплектування. Виведення формули для цієї величини наведено в додатку Є. Вона дорівнює:

$$N = (n!)^{m-1}.$$

При комплектуванні партії роторів кількістю 10 шт ( $n=10$ ), що складаються з трьох модулів ( $m=3$ ) кількість варіантів повного перебору складає більше  $1,3 \cdot 10^{13}$ . При збільшенні чисельності технологічної партії або чисельності модулів в роторі застосування методу повного перебору стає неможливим на практиці.

Аналіз отриманих графічних матеріалів (рис. 3.5 і рис 3.6) свідчить, що зі збільшенням кількості циклів розрахунку спостерігається стійке поліпшення результату комплектування. Математичне очікування та дисперсія значень  $e_{шт.ср}$  монотонно зменшуються (див. додаток 3), а ймовірність досягнення ГО монотонно зростає. Теоретично «величина  $X_k$  збігається за ймовірністю до величини  $a$ , якщо при як завгодно малому  $\varepsilon > 0$  ймовірність нерівності  $|X_k - a| < \varepsilon$  зі збільшенням  $k$  наближається до одиниці» [131; 133]:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} P(|X_k - a| < \varepsilon) = 1.$$

При вирішенні реальних задач, коли мають справу з кінцевою кількістю циклів розрахунку (спроб), алгоритм вважають збіжним за умови:

$$\frac{dF_k^*}{dk} < 1 \forall k \in [0, K],$$

де  $F_k^*$  - найкраще значення ЦФ за  $k$  циклів розрахунку.

Кількість циклів  $K$  вважається достатньою за умови [78; 82]:

$$|F_{ГО} - F_k^*| \leq \sigma,$$

де  $F_{ГО}$  - значення ЦФ при глобальному оптимумі;

$\sigma$  - допустима похибка.

Аналізуючи статистичні дані, отримані в ході розрахунків (табл. 3.1, додаток 3), бачимо, що при заздалегідь відомому ГО ( $e_{ПИТ.СР} = 18$  мкм),  $m = 3$ ,  $n = 6$ ,  $\sigma = 1$  мкм (найменше ціле значення похибки питомого дисбалансу [114]) і  $K = 10^6$  значення ЦФ досягало значення 19 мкм і в цілих числах не змінювалося. Таким чином можна вважати, що для заданих умов задачі кількість розрахунків є достатньою, а розроблений алгоритм збігається.

Важливою характеристикою ефективності запропонованого алгоритму є ймовірність досягнення ГО величини  $e_{ПИТ.СР}$  від кількості циклів розрахунку (додаток И). Якщо за певних умов існує один ГО, його ймовірність розраховується за допомогою наступної формули:

$$P(k) = 1 - [1 - (n!)^{-m+1}]^k.$$

Графік, побудований за цією формулою, представлений на рис. 3.7. Кількість циклів розрахунку  $k$ , яка відповідає досягненню єдиного ГО з ймовірністю 0,99, дорівнює  $2 \times 10^{-6}$ . Це значення перевищує число варіантів повного перебору ( $N = 5,2 \times 10^5$ ). Однак при  $K \ll N$  розроблений алгоритм дозволяє знаходити рішення, наближені до ГО.

Таким чином розроблений метод може бути застосований для знаходження глобального оптимуму за умови малої кількості модулів в роторі та нечисленності технологічних партій (одиниці штук). У більш складних випадках даний метод може бути застосований для знаходження наближених рішень.

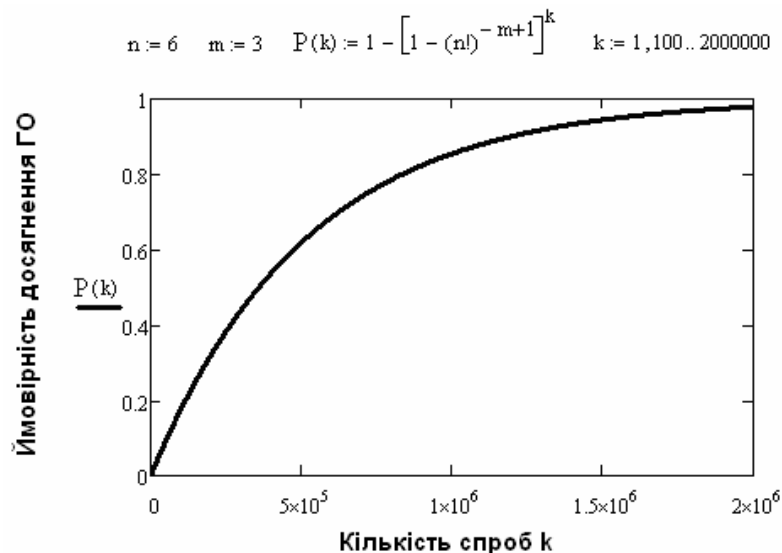


Рисунок 3.7 – Залежність ймовірності досягнення ГО від кількості спроб комплектування (Mathcad) при  $m = 3$ ,  $n = 6$

### 3.4 Розробка алгоритму оптимального комплектування партії роторів на основі парних перестановок

Даний алгоритм, вперше запропонований нами, призначений для оптимального комплектування роторів з єдиним можливим кутом установки модулів відносно базових поверхонь (настановних елементів). Алгоритм розрахунку оптимального плану комплектування представлений на рис. 3.8.

В блоці 2 розраховуються фактичні значення величин, що обмежуються  $e_{\text{ПНТ}ir}$ ;  $M_{Dir}$ ;  $N$ ;  $F$ . У блоці 3 виконується перевірка виконання обмежуючих умов, відповідних варіанту 1 (табл. 3.2).

В блоці 4 виконується упорядкування рядків плану в порядку зниження питомого дисбалансу роторів  $e_{\text{ПНТ}}$  і вибір першого рядка під номером  $ir = 2$ . Перший рядок під номером  $ir = 1$  відповідає базовому ротору, що має найбільше значення  $e_{\text{ПНТ}}$ . Решта рядків з номерами  $ir2 - irn$  є поточними, і можуть бути використані в наступних блоках при здійсненні парних перестановок.



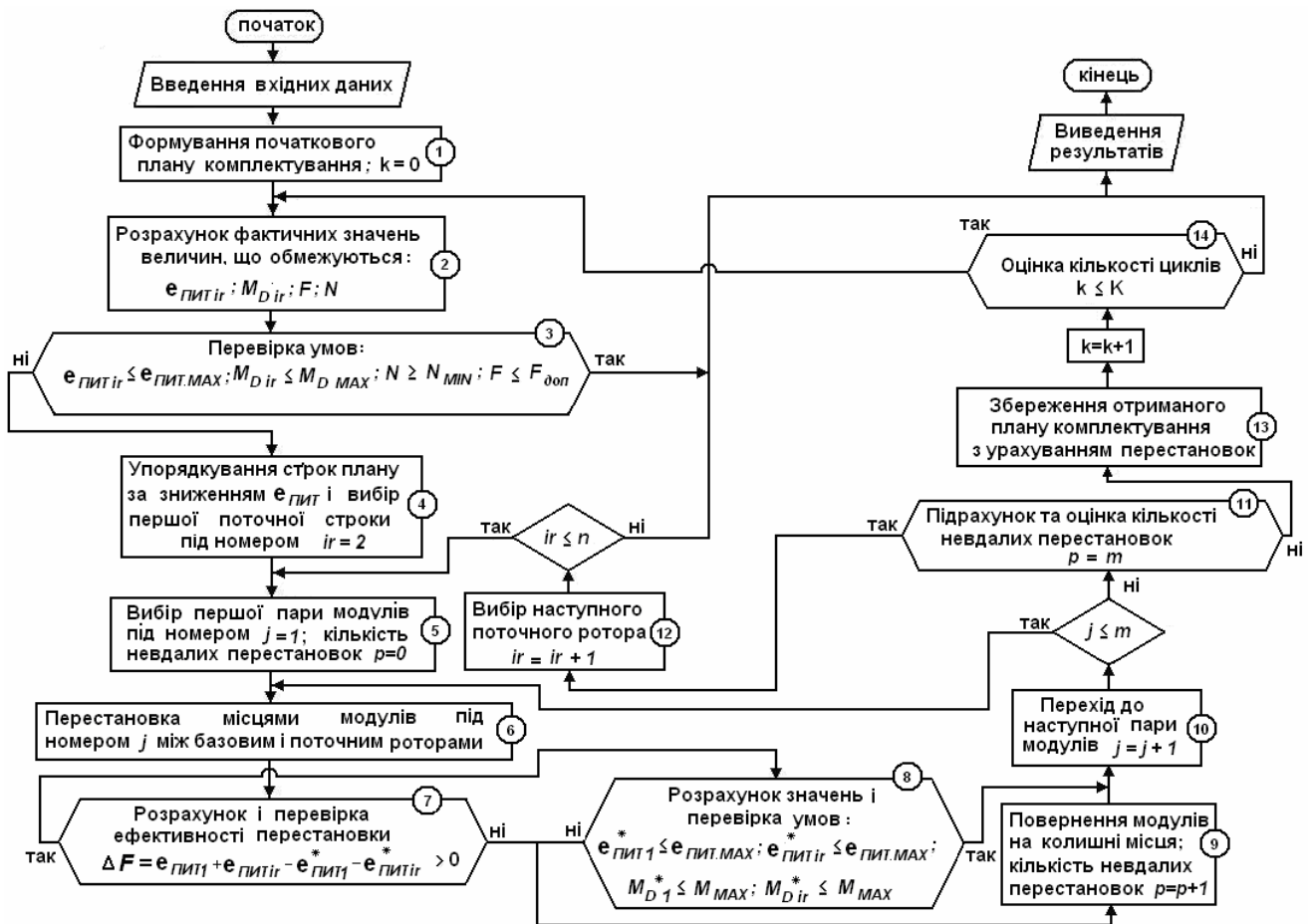


Рисунок 3.8 – Алгоритм оптимального комплектування роторів для зниження неврівноваженості як причини вібрації на основі парних перестановок (цільова функція - середній питомий дисбаланс роторів)

Алгоритм заснований на евристичному пошуку з парними перестановками вхідних елементів (модулів), і може бути реалізований за допомогою ЕОМ [73; 75; 77; 78]. Блок 1 означає формування початкового плану комплектування на початковому циклі обчислень ( $k = 0$ ). Початковий план може являти собою випадкову комбінацію модулів або комбінацію, наближену до оптимальної в результаті попередньої оптимізації, наприклад за допомогою попереднього методу (п. 3.2). Максимальне число обчислень задається вхідними даними.

В блоці 5 здійснюється вибір першої пари чисел під номером  $j = 1$  між базовим і поточним рядками. Кількості невдалих перестановок (розглядається

нижче) присвоюється значення  $p = 0$ . В блоці 6 здійснюється перестановка пари чисел під номером  $j$  між базовим і поточної рядками. У блоці 7 розраховується і оцінюється ефективність виконаної перестановки за допомогою виразу:

$$\Delta F = e_{\text{ПИТ}1} + e_{\text{ПИТ}ir} - e_{\text{ПИТ}1}^* - e_{\text{ПИТ}ir}^* > 0,$$

де  $e_{\text{ПИТ}1}$  і  $e_{\text{ПИТ}ir}$  - відповідно, значення питомого дисбалансу базового та поточного ротора до перестановки модулів, розраховані за формулою (3.1);

$e_{\text{ПИТ}1}^*$  і  $e_{\text{ПИТ}ir}^*$  - відповідно, значення питомого дисбалансу базового та поточного ротора після перестановки модулів;

$F_{\text{дон}}$  - максимально допустиме значення цільової функції (варіант 1, табл. 3.2).

В блоці 8 розраховуються (див. формули 3.1 і 3.2) і оцінюються фактичні значення головного вектора дисбалансів і головного модуля дисбалансів роторів відповідно до обмежуючих умов задачі:

$$e_{\text{ПИТ}1}^* \leq e_{\text{ПИТ} \text{ MAX}}; e_{\text{ПИТ}ir}^* \leq e_{\text{ПИТ} \text{ MAX}}; M_{D1} \leq M_{\text{MAX}}; M_{Dir} \leq M_{\text{MAX}},$$

де  $e_{\text{ПИТ} \text{ MAX}}$  - максимально допустиме значення питомого дисбалансу укомплектованого ротора;

$M_{D1}^*$  і  $M_{Dir}^*$  - відповідно, значення головного модуля дисбалансів базового та поточного ротора після перестановки модулів;

$M_{\text{MAX}}$  - максимально допустиме значення модуля головного моменту дисбалансів укомплектованого ротора.

Блоком 9 здійснюється повернення чисел на колишні місця в разі невиконання умов оцінки в блоці 7 або в блоці 8. У цьому випадку

перестановка модулів вважається невдалою, і загальна кількість невдалих перестановок збільшується на одиницю ( $p = p + 1$ ).

Блоком 10 здійснюється перехід до наступної пари модулів. В блоці 11 здійснюється підрахунок і оцінка кількості невдалих перестановок. Якщо вона дорівнює кількості модулів в конструкції ротора, здійснюється перехід до наступного поточному рядку. В іншому випадку (блок 13) отриманий план комплектування зберігається і є вихідним для чергового циклу обчислень. Блоком 14 обмежується кількість циклів обчислень, які не приводять до заданого рішення.

Даний алгоритм є більш складним у порівнянні з першим алгоритмом, описаним у п. 3.2, і дозволяє комплектувати більш об'ємні технологічні партії, а також більш складні конструкції роторів. Однак, комп'ютерна програма по його реалізації є більш складною. Через обмеженість обсягу даної дисертаційної роботи ця програма і теоретичні дослідження на основі її не наводяться.

Важливим аспектом практичного використання розроблених методів є те, що вони можуть бути застосовні для комплектування не тільки окремих роторів модульного типу, але і більш складних складальних одиниць. До їх числа відносяться блоки стиснення гвинтових компресорів, рис. 1.5, а і рис. 1.5, б. Оптимальне комплектування блоків стиснення неврівноваженими роторами дозволяє вібраційні сили в заданих площинах взаємно знищувати (послаблювати), що зменшує вібрацію та шум на робочих місцях при роботі компресорних установок.

### Висновки до розділу 3

1. Для вирішення задачі оптимального комплектування роторів модульного типу пропонується підготовка вхідних даних. З цією метою в процес складання роторів пропонується ввести операції вхідного контролю

параметрів всіх модулів, що входять до відповідних технологічних партій. Запропоновано форму супровідного технологічного документа на кожен модуль.

2. Розроблено спрощену модульну конструкцію ротора, складені математичні моделі, що дозволяють розраховувати статичну та моментну нерівноваженості роторів. Це дозволило провести дослідження та встановити інтегральний показник якості комплектування роторів з урахуванням обмеженої нерівноваженості та зниження вібрації до мінімуму.

3. На основі проведених досліджень була виконана структурна оптимізація, яка здійснювалася методами нелінійного дискретного програмування з попереднім вибором цільової функції та обмежуючих умов. Необхідний варіант цільової функції та обмежуючих умов залежить від актуальності проблеми, викликані нерівноваженістю ротора (вібрація та шум). Для цього було запропоновано три варіанти цільової функції та відповідних обмежуючих умов, заснованих на розроблених математичних моделях, а також дані рекомендації з вибору цільової функції та обмежуючих умов, що дозволяє підвищити безпеку на робочих місцях за рахунок зниження шуму та вібрації.

4. Аналіз вихідних даних, отриманих під час комп'ютерного моделювання за допомогою запропонованих методів, підтвердив стійку закономірність поліпшення результатів комплектування зі збільшенням циклів розрахунку.

5. З метою зручності складання роторів на основі вихідних даних комп'ютерного моделювання, а також з метою систематизації та аналізу цих даних була запропонована відповідна форма технологічного документа на партію роторів.

6. Підтверджено алгоритмічна простота методу комплектування на основі методу Монте-Карло, а також простота коригування комп'ютерної програми при зміні номенклатури роторів. Однак його реальне використання

обмежене одиничною чисельністю модулів в роторі і одиничними обсягами технологічних партій.

7. На основі структурної оптимізації та теоретичних досліджень розроблено методи оптимального комплектування роторів, що дозволяють комплектувати не тільки партії роторів як окремих складальних одиниць модульного типу, але також і складальних одиниць з декількома роторами, наприклад, гвинтових блоків стиснення компресорів. Це дозволяє знизити шум та вібрацію на робочих місцях при роботі компресорних установок підприємств будівельної індустрії.

Результати досліджень, викладені в даному розділі, наведено в працях автора в повному списку використаних джерел під номерами: [124-126].

## РОЗДІЛ 4

### ЗНИЖЕННЯ ШУМУ НА ШЛЯХУ ПОШИРЕННЯ ВІД ДЖЕРЕЛА ДО ОБ'ЄКТА ЗАХИСТУ З УРАХУВАННЯМ СПЕКТРАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І СПРЯМОВАНОСТІ

Як показали проведені дослідження, при комплектуванні роторів за рахунок вирішення оптимізаційної задачі сумарна неврівноваженість знижувалася, наближаючись до мінімального значення (глобального оптимуму). Однак це повністю не виключає поширення вібрації та шуму за межі компресорних установок. Для зниження шкідливого впливу шуму на шляху його поширення від джерела до об'єкта захисту виникла необхідність розглядати задачу як оптимізаційну та розділити її на дві складові:

- зниження шуму в зоні відбитого звуку за рахунок шумопоглинальних покриттів;
- зниження шуму на робочих місцях за рахунок розміщення і просторової орієнтації джерел всередині виробничого приміщення.

Перша складова передбачає розробку методу розрахунку комплексного шумопоглинального покриття приміщення з урахуванням спектральних характеристик шуму. Друга складова передбачає розробку методу розміщення і просторової орієнтації джерел шуму з урахуванням спрямованості звуку.

#### 4.1 Розробка методу розрахунку комплексного шумопоглинального покриття приміщення

Метод призначений для отримання оптимального рішення, за яким досягається оптимум ЦФ і виконуються необхідні обмежуючі умови. Метод дозволяє розраховувати комплексні шумопоглинальні покриття, призначені

для зниження постійних шумів в зоні відбитого звуку. Рішення здійснюється за допомогою комп'ютерного моделювання [75; 78].

#### 4.1.1 Оптимізаційна модель розрахунку комплексного шумопоглинального покриття приміщення

Нами пропонуються наступні варіанти ЦФ і обмежуючих умов для одноцілевої оптимізації [134-136] (табл. 3.2).

Таблиця 4.1

#### Варіанти ЦФ і обмежуючих умов

Номер варіанту	Цільова функція	Обмежуючі умови		
		за площею покриття	за вартістю покриття	за рівнями звукового тиску
1	$F_1 = L \rightarrow \min$			
2	$F_2 = \sum_{j=1}^p C_j \cdot S_j \rightarrow \min$	$S = \sum_{j=1}^p S_j \leq S_{MAX}$	$\sum_{j=1}^p C_j \cdot S_j \leq C_{MAX}$	$L_{Pi} \leq L_{MAXi}$

У таблиці 1 прийняті наступні позначення:

$F$  - цільова функція;

$L$  - рівень шуму, дБА;

$C_j$  і  $C_{MAX}$  - відповідно, питома вартість матеріалу (з урахуванням кріпильних елементів і роботи з установки) і максимально допустима вартість покриття, у.о./м<sup>2</sup>;

$j$  - номер матеріалу звукопоглинального покриття;

$S$  і  $S_{MAX}$  - відповідно, розрахована і максимально допустима площа, відведена під покриття, м<sup>2</sup>;

$L_{Pi}$  і  $L_{MAXi}$  - відповідно, розрахований та максимально допустимий рівень звукового тиску;

$i$  - номер октавної смуги.

Вибір варіанту цільової функції робиться, на підставі аналізу умов праці на робочих місцях. Якщо зниження шуму є обов'язковою мірою, що усуває порушення нормативних вимог (шкідливі умови праці [17]), в якості цільової функції рекомендується вибирати рівень шуму [136]. Якщо зниження шуму носить рекомендаційний характер (підвищення комфортності, зниження класу шкідливості до 3.1 [19]), то в якості цільової функції рекомендується вибирати вартість покриття.

Обмеження за рівнями звукового тиску  $L_{p_i}$  здійснюється на СГЧ октавних смуг (62,5; 125; 250; 500, 1000; 2000; 4000; 8000 Гц) [137]. При встановленні допустимого рівня звукового тиску можуть також враховуватися додаткові вимоги (клас і ступінь) відповідно до гігієнічної класифікації умов праці [19].

Вхідні дані:

- координати розрахункової точки  $x_0, y_0, z_0$ , м;
- координати ДШ  $x_m, y_m, z_m$ , м;
- щільність повітря в нормальних умовах  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;
- швидкість звуку в нормальних умовах  $V$ , м/сек;
- габарити приміщення  $A; B; H$ , м;
- площі дверей, вікон, підлоги та непокритих частин стін  $S_{дв}, S_{вікн}, S_{підл}, S_{нчс}$ , м<sup>2</sup>, відповідно;
- кількість циклів обчислень  $K$ ;
- частотні характеристики коефіцієнта звукопоглинання матеріалів;
- значення звукової потужності ДШ  $W_i$  в октавних смугах  $i$ ;
- значення питомої вартості матеріалів (вартості одного квадратного метра з урахуванням кріпильних елементів і роботи по установці)  $C_1 \dots C_p$ , у.о.;
- максимально допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах (ГС)  $L_{доп_i}$ , дБ;



- максимально допустима вартість комплексного покриття  $F_{доп}$ , у. о.

Вихідними даними є значення площі звукопоглинальних матеріалів  $S_j$  (ОПК), за якими ЦФ (4.1) досягає мінімуму і виконуються обмежуючі умови (4.2) - (4.4).

Дана задача є нелінійною, бо рівні звукового тиску та шуму залежать від площі та характеристик звукопоглинальних покриттів нелінійно. Значення площі матеріалів розглядаються як безперервні величини (параметри), які оптимізуються. Тому задача відноситься до параметричної оптимізації.

#### 4.1.2 Алгоритм і програмна реалізація оптимізації шумопоглинального покриття

Необхідне зниження рівнів звукового тиску в кожній октавній смузі обчислюється за формулою:

$$\Delta L_{ПОТРi} = L_i - L_{МАХi}, \quad (4.1)$$

де  $L_{Pi}$  - розрахований рівень звукового тиску в  $i$ -й октавній смузі, який залежить від прямого та дифузного звуків (додаток В, рис. В1), дБ,

$$L_{Pi} = 20 \lg \frac{\sqrt{\rho V (I_{ПРi} + I'_{ДИФi})}}{P_0}, \quad (4.2)$$

де  $\rho$  - щільність повітря (1,205 кг/м);

$V$  - швидкість звуку в нормальних умовах (343 м/с);

$I_{ПРi}$  - інтенсивність прямого звуку, Вт/м<sup>2</sup>;

$I'_{ДИФi}$  - інтенсивність дифузного звуку до акустичної обробки, Вт/м<sup>2</sup>;

$P_0$  - значення звукового тиску порога чутності ( $2 \cdot 10^{-5}$  Н/м<sup>2</sup>) [131],

$$I_{\text{прі}} = \frac{1}{4\pi} \sum_1^m \frac{W_{mi}}{(x_0 - x_m)^2 + (y_0 - y_m)^2 + (z_0 - z_m)^2}, \quad (4.3)$$

де  $m$  – кількість ДШ в приміщенні;

$W_{mi}$  - звукова потужність джерела в заданій октавній смузі,

Вт;  $x_0, y_0, z_0$  - координати розрахункової точки, м;

$x_m, y_m, z_m$  - координати ДШ [138], м,

$$I'_{\text{дифі}} = \frac{4(1 - \alpha'_i) \sum_{j=1}^m W_j}{\alpha'_i S}, \quad (4.4)$$

$\alpha'_i$  - середній коефіцієнт звукопоглинання до акустичної обробки;

$S$  – сумарна площа звукопоглинальних поверхонь, м<sup>2</sup>.

Даний розрахунок передбачає постійний шум і відсутність когерентності звукових хвиль. У розрахунку не враховується загасання звуку в повітрі, а також фактори спрямованості ДШ, поверхонь стін і кутів, пропорції приміщення, наявність звукопоглинальних поверхонь технологічного обладнання, меблів та людей. При необхідності ці фактори можуть бути враховані в застосовуваних розрахункових формулах, що не позначається на суті постановки оптимізаційної задачі.

Вибір кількості та видів шумопоглинальних матеріалів пропонується робити традиційним способом шляхом порівняння частотних характеристик необхідного зниження шуму та коефіцієнтів звукопоглинання матеріалів [28; 34; 35]. Кожен матеріал рекомендується підбирати так, щоб частотна характеристика звукопоглинання максимально збігалася зі спектральною характеристикою шуму.

Нами запропоновано рішення, засноване на методі випадкового пошуку (ММК) [78; 82]. За цим рішенням генеруються випадкові значення площі звукопоглинальних матеріалів з подальшою перевіркою результату

відповідно до заданих обмежуючих умов. Якщо для облицювання приміщення обрано кілька різних матеріалів, площу першого пропонується генерувати в межах  $0 \dots S_{MAX}$ . Площу інших пропонується генерувати послідовно в межах залишкової (не зайнятої) площі. У середовищі Mathcad це виглядає наступним чином [128-130] (рис. 4.1)

$$\begin{aligned} S1 &\leftarrow \text{round}(\text{rnd}(S_{MAX})), \\ S2 &\leftarrow \text{round}(\text{rnd}(S_{MAX} - S1)), \\ S3 &\leftarrow \text{round}(\text{rnd}(S_{MAX} - S1 - S2)), \end{aligned} \quad (4.5)$$

де  $S1-S3$  - значення площі, які відводяться під матеріали 1-3, відповідно;

$\text{rnd}(S_{MAX})$  - функція, що генерує рівномірно розподілені випадкові значення площі від 0 до  $S_{MAX}$ ;

$\text{round}$  - функція, за допомогою якої отримані значення округлюються до найближчої цілої величини.

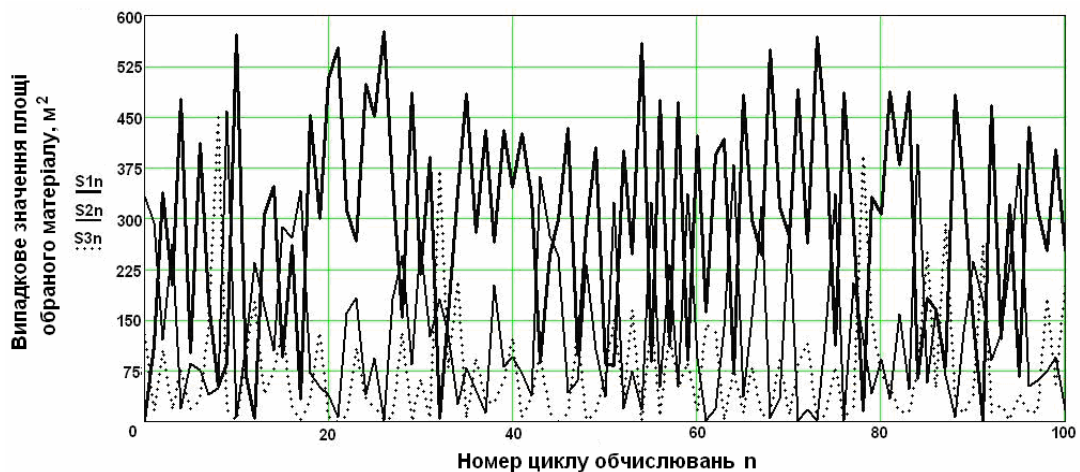


Рисунок 4.1 – Випадкові значення площі обраних матеріалів

Алгоритм, запропонований нами для пошуку оптимального рішення, представлений на рис. 4.2.

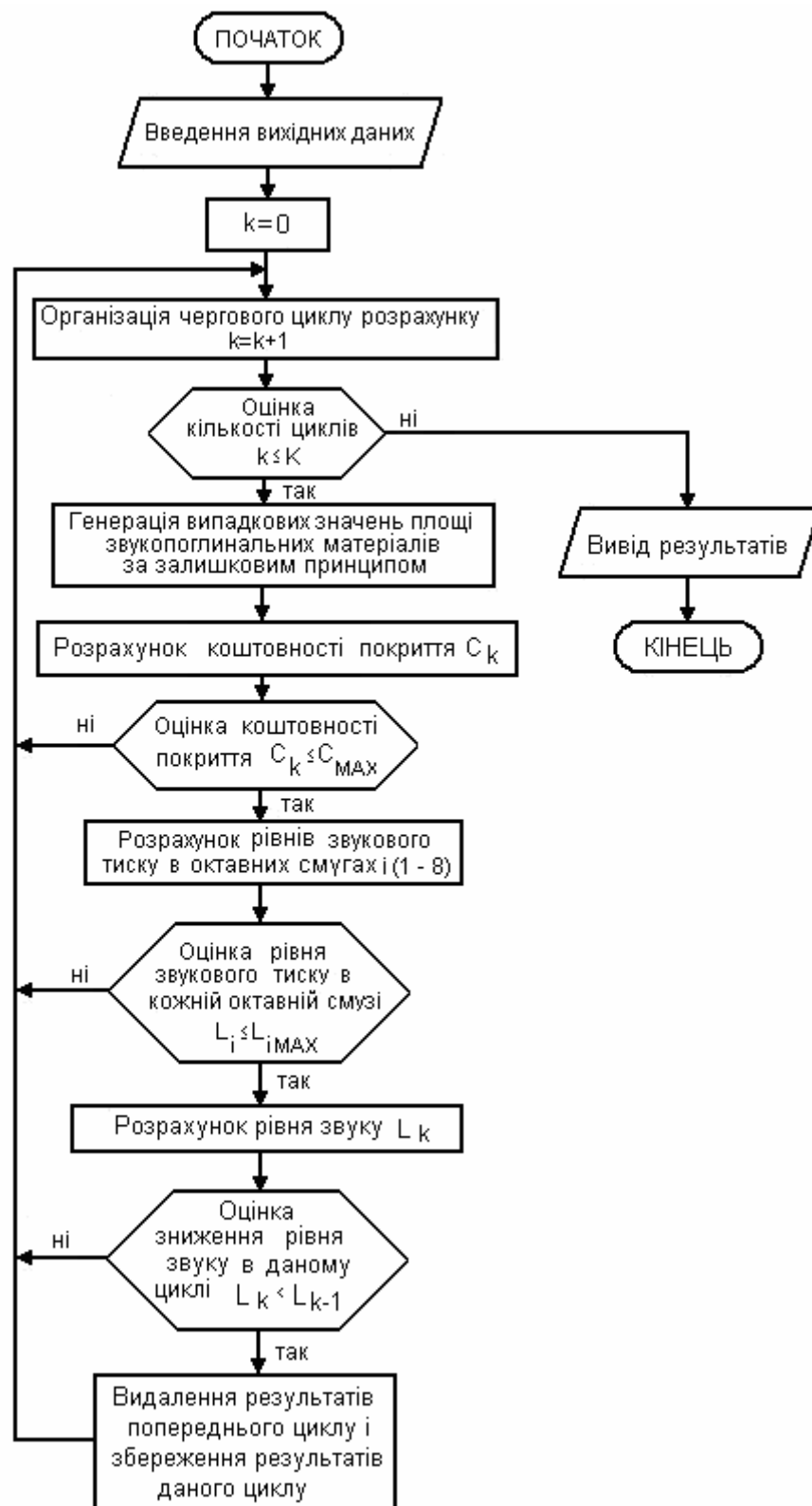


Рисунок 4.2 – Алгоритм розрахунку оптимального шумопоглинального покриття, спрямований на зниження шуму на робочих місцях

На рис. 4.1 символами «S1n, S2n, S3n» позначені значення площі першого, другого і третього матеріалу, а символом «n» - номер циклу

обчислень. Слід зазначити, що з метою наочності графіки умовно показані у вигляді ламаних ліній (апроксимація лінійними сплайнами). У розрахунках значення площі приймають дискретні значення, відповідні на графіку точкам зламу.

Рівні звукового тиску в октавних смугах розраховують на основі формули (4.2), в якій дифузна складова розраховується за наступною формулою:

$$I_{\text{диф}} = \frac{4(1 - \alpha_i) \sum_{j=1}^m W_j}{\alpha_i S}, \quad (4.6)$$

де  $\alpha_i$  - середній коефіцієнт звукопоглинання з урахуванням шумопоглинального покриття.

Вартість покриття з урахуванням рівнянь (4.5) буде дорівнювати

$$C = C1S1 + C2S2 + C3S3. \quad (4.7)$$

Рівень шуму розраховується з урахуванням формул (4.3), (4.6) і поправок стандартної частотної характеристики «А» шумомірів [137]

$$L = 10 \lg \frac{(\sqrt{\rho V (I_{\text{пр}} + I_{\text{диф}})} - L_A)^2}{I_0}, \quad (4.8)$$

де  $I_0$  - порогове значення інтенсивності звуку, ( $I_0 = 10^{-12}$ ), Вт/м<sup>2</sup>.

Програмна реалізація виконана в середовищі Mathcad і приведена в додатку Ж. Приклади вхідних і вихідних даних розрахунку наведені на рис. Ж.1 і Ж.3, відповідно.

#### 4.1.3 Теоретичні дослідження на основі розробленого методу

Як приклад було розглянуто ВП з розмірами  $20 \times 15 \times 5$  м. Розрахункова точка всередині приміщення знаходилася в зоні відбитого звуку і мала координати (18; 15; 1,8) м. ДШ мало координати (2; 2; 1) м. Для оцінки результатів оптимізації були виконані контрольні розрахунки з різними кількостями циклів обчислень  $k$  ( $10^2$ ;  $10^3$ ;  $10^4$ ;  $10^5$ ) в кожному. Кожен з цих розрахунків був повторений по сто разів. В результаті було отримано набір статистичних даних, за якими були розраховані значення математичного очікування та дисперсії рівня шуму (рис. 4.6 і додаток З).

На рис. 4.3 наведені приклади результатів розрахунку.

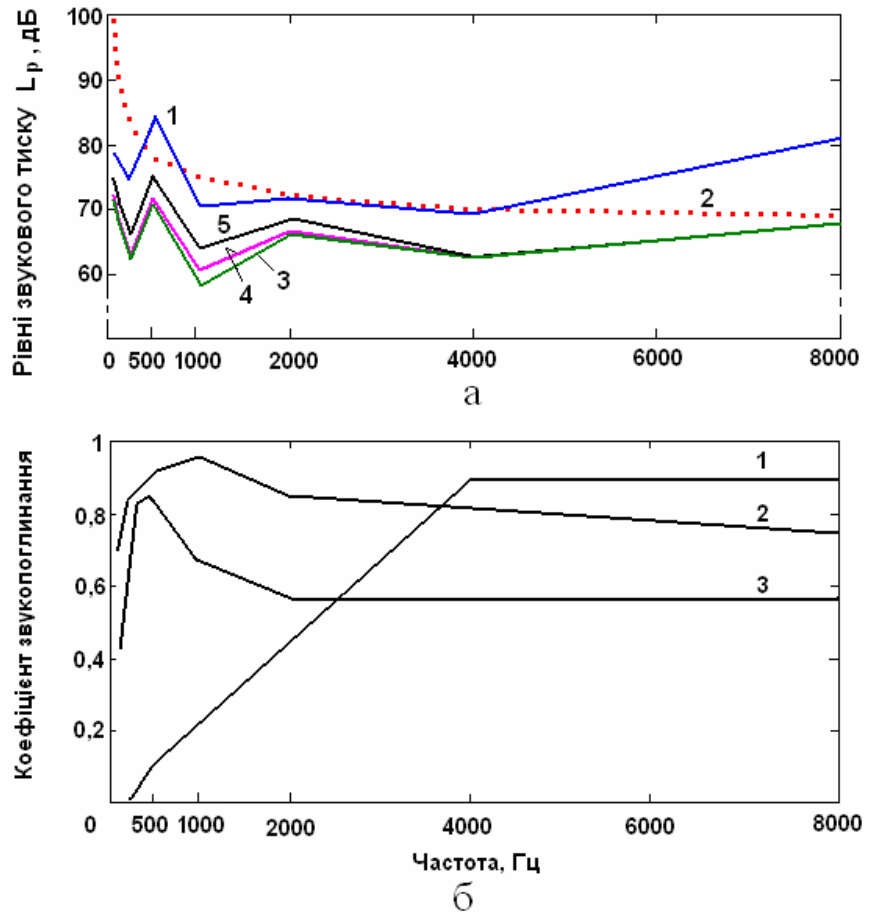


Рисунок 4.3 – Частотні характеристики:

а - рівнів звукового тиску в октавних смугах; б - коефіцієнта звукопоглинання матеріалів.

Частотна характеристика чинного шуму до застосування шумопоглинального покриття представлена кривою 1, граничного спектра – 2, глобального оптимуму – 3, наближених рішень – 4 і 5 (рис. 4.3, а).

Частотні характеристики коефіцієнтів звукопоглинання застосованих матеріалів представлені кривими 1-3 (рис. 4.3, б) [139-142]:

- 1 - «Вініпор» еластичний;
- 2 - ПА мінераловатні самонесучі офактурені шириною 500, 900, 1000 мм, довжиною 1000, 1500, 1800, 2000 мм;
- 3 - мінераловатні плити-склотканина-гіпс.

При аналізі отриманих графічних матеріалів видно, що зі збільшенням кількості циклів розрахунку  $k$  результат поступово поліпшувався. При цьому математичне очікування і дисперсія рівня шуму в приміщенні монотонно зменшувалися, а ймовірність досягнення ГО монотонно зростала.

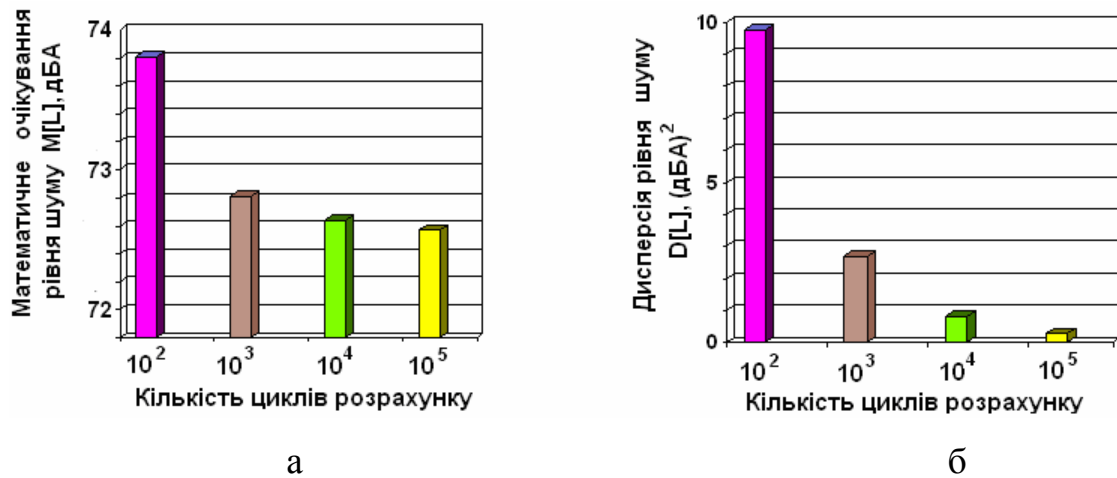


Рисунок 4.4 - Значення математичного очікування (а) і дисперсії (б) рівня шуму у ВП з шумопоглинальним покриттям

Аналіз отриманих статистичних даних робить очевидним той факт, що, кількість розрахунків  $10^5$  для заданих умов задачі є достатньою, а розроблений алгоритм є збіжним. У таблиці 4.2 наведені спектральні характеристики шуму, які відповідають наближеним рішенням (криві 4 і 5 на рис. 4.3, а).

### Приклади результатів оптимізаційного розрахунку

Номер варіанта рішення	Площа покриття, м <sup>2</sup>			Коштовність покриття, у. е.	Рівень шуму, дБА	Номер кривої на рис. 4.3
	Матеріал 1	Матеріал 2	Матеріал 3			
1	261	190	109	1842	74,37	5
2	74	471	31	2608	73,21	4
3	2	557	0	2848	72,69	3

Стає очевидною перспектива подальшої оптимізації, яка може виконуватися шляхом мінімізації вартості шумопоглинального покриття або шляхом багатоцільової оптимізації. Однак через обмеження обсягу даної роботи ці дослідження не проводилися.

4.2 Дослідження зниження рівня шуму на робочих місцях за рахунок розміщення та просторової орієнтації джерел всередині виробничого приміщення

Як показали проведені нами дослідження, ефективне зниження технологічної вібрації та шуму компресорних установок може бути досягнуто шляхом урівноваження роторів, в тому числі шляхом їх комплектування. У той же час існує залишковий дисбаланс роторів, який є причиною вібрації та особливо шуму на робочих місцях під час роботи компресорних установок. Тому виникла необхідність в проведенні дослідження щодо зниження шуму на шляху його поширення з урахуванням просторової орієнтації ДШ та їх розміщення всередині ВП.



Реальні ВП характеризуються певними розмірами, кількістю РМ і особливостями виробничого процесу (складом обладнання, його шумовими характеристиками, використовуваними матеріалами, наявністю технологічного транспорту, вимогами до освітлення робочих місць, вимогами безпеки при евакуації тощо. Тому розробка методу розміщення та просторової орієнтації джерел шуму пов'язана з необхідністю знаходження оптимальних координат ДШ, за якими досягається оптимум ЦФ і виконуються необхідні обмежуючі умови.

Компресорні установки можуть розташовуватися в виробничих приміщеннях самостійно, а також входити до складу різного технологічного обладнання у вигляді окремих модулів. У всіх випадках їх слід розглядати в якості ДШ. Залежно від конструктивного виконання ці джерела мають певні характеристики спрямованості звуку, які повинні бути враховані при моделюванні поширення звуку усередині ВП.

4.2.1 Оптимізаційна модель розміщення та просторової орієнтації джерел шуму всередині виробничого приміщення

В якості ЦФ пропонується розглядати середнє енергетичне навантаження на людину протягом робочої зміни, яке відповідає методу нормування по дозі шуму [17]:

$$EH_{CP} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^8 I_{Aji} \cdot t_j \rightarrow \min, \quad (4.9)$$

де  $EH_{CP}$  - середнє енергетичне навантаження на людину протягом робочої зміни, Вт×ч/м<sup>2</sup>;

$I_{Aji}$  - ефективне значення інтенсивності звуку на  $j$ -му РМ в октавній смузі  $i$  з урахуванням характеристики «А» шумомірів [137], Вт/м<sup>2</sup>;

$t_j$  - тривалість шумового впливу протягом робочої зміни на  $j$  - му РМ, год;  $n$  - кількість РМ (людей) всередині приміщення;

$j$  - номер РМ.

Обмежуючі умови визначаються:

- максимально допустимими рівнями звукового тиску на СГЧ октавних смуг (ГС), вираз (4.4);

- габаритами приміщення, які накладаються на координати ДШ (ДШ не можуть перебувати за межами приміщення);

- розбіжністю координат ДШ (різні ДШ не можуть перебувати одночасно в одному місці);

- іншими факторами.

Умови обмеження координат ДШ, що визначаються габаритами приміщення, записуються в наступному вигляді

$$X_1 \prec A; X_2 \prec A; \dots X_m \prec A; Y_1 \prec B; Y_2 \prec B; \dots Y_m \prec B; Z_1 \prec H; Z_2 \prec H; \dots Z_m \prec H,$$

де  $X_p; Y_p; Z_p$  - координати ДШ, м;

$m$  - кількість ДШ;  $A, B, H$  - габарити приміщення, м.

Умови розбіжності координат ДШ записуються наступним чином:

$$X_1 \neq X_2 \neq \dots \neq X_l; Y_1 \neq Y_2 \neq \dots \neq Y_l; Z_1 \neq Z_2 \neq \dots \neq Z_l.$$

Інші фактори пов'язані з вимогами безпеки, викликаними наявністю технологічного транспорту, можливістю евакуації людей в надзвичайних ситуаціях, технологічними матеріалами з високими габаритами тощо.

Вхідні дані:

- кількість РМ (робітників) у приміщенні  $n$ ;

- кількість ДШ всередині приміщення  $m$ ;

- координати РМ  $X_j; Y_j; Z_j$ , м ( $j$  - номер РМ);

- габарити приміщення,  $A; B; H$ , м;
- площа звукопоглинальних поверхонь,  $m^2$ ;
- середній коефіцієнт звукопоглинання в приміщенні;
- кількість циклів обчислювань  $K$ ;
- номер поточного циклу  $k$ ;
- звукова потужність ДШ  $W_{pi}$  в октавній смузі  $i$  ( $p$  - номер ДШ),

рис. 4.1.б;

- максимально допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах  $L_{допi}$ , дБ;
- крок відрахунку прямокутних координат ДШ  $\Delta h$ , м;
- крок відрахунку кутових координат ДШ  $\Delta \beta$ , град;
- тривалість шумового впливу на робітників протягом робочої зміни  $t_1; \dots; t_n$ , год.

Вихідними даними розрахунку є значення координат ДШ  $(X_1 \dots X_m, Y_1 \dots Y_m, Z_1 \dots Z_m, \beta_1 \dots \beta_m)$ , за яких ЦФ досягає мінімуму та виконуються завдані обмежуючі умови.

Як правило, до роботи технологічного обладнання пред'являється ряд вимог (розміри моторного поля, мінімальні відстані проходів з метою проведення профілактичних і ремонтних робіт, руху технологічного транспорту, зберігання необхідних технологічних матеріалів і виробів, евакуації при пожежі і т. д.). З огляду на це координати розташування ДШ в даній задачі будемо розглядати як безперервні величини. Залежність енергетичного навантаження на людину від координат ДШ має нелінійний характер. В ході вирішення оптимізуються параметри (координати) ДШ всередині ВП. З урахуванням цього дана задача відноситься до параметричної оптимізації, і може вирішуватися методами нелінійного програмування, зокрема ММК.

4.2.2 Розробка алгоритму та програмна реалізація розрахунку оптимальних координат джерел шуму з урахуванням спрямованості звуку

На основі проведених досліджень нами запропоновано алгоритм і виконано програмну реалізацію розрахунку оптимальних координат, яка заснована на випадковому пошуку (ММК) [78; 82]. Алгоритм представлений на рис. 4.8 [143].

Даний розрахунок передбачає постійний шум і відсутність когерентності звукових хвиль. У розрахунку не враховується загасання звуку в повітрі, а також фактори спрямованості відбиваючих поверхонь стін і кутів, пропорції приміщення, наявність звукопоглинальних поверхонь технологічного обладнання, меблів та людей. При необхідності ці дані можуть бути включені в розрахункові формули, що не позначається на суті постановки та рішення оптимізаційної задачі.

Величина  $I_{Aji}$  у формулі (4.10) розраховується за формулою:

$$I_{Aji} = I_{ji} \cdot 10^{0,1A_i},$$

де  $I_{ji}$  - інтенсивність звуку на  $j$ -му РМ в октавній смузі  $i$  без корекції, Вт/м<sup>2</sup>;

$A_i$  – величина корекції звукового тиску на СГЧ октавної смуги  $i$  відповідно до характеристики «А» шумоміра [137].

Інтенсивність звуку, створювана на окремому РМ усіма ДШ всередині приміщення з урахуванням прямого і дифузного звуку, розраховується за правилом додавання шумів (див. формулу 4.5) [28; 29; 89]. Інтенсивність прямого звуку на РМ в окремій октавній смузі  $i$  розраховується на основі формули (4.6), але з урахуванням характеристики спрямованості ДШ за формулою:

$$I_{IPji} = \frac{1}{4\pi} \sum_{p=1}^m \frac{W_{pi} \cdot \Phi_{pi}(X_j, Y_j, Z_j; X_p, Y_p, Z_p; \beta_p)}{(X_j - X_p)^2 + (Y_j - Y_p)^2 + (Z_j - Z_p)^2}, \quad (4.10)$$

де  $\Phi_{pi}(X_j, Y_j, Z_j; X_p, Y_p, Z_p; \beta_p)$  - фактор спрямованості ДШ в октавній смузі  $i$ ;

$\beta_p$  - кутова координата ДШ.

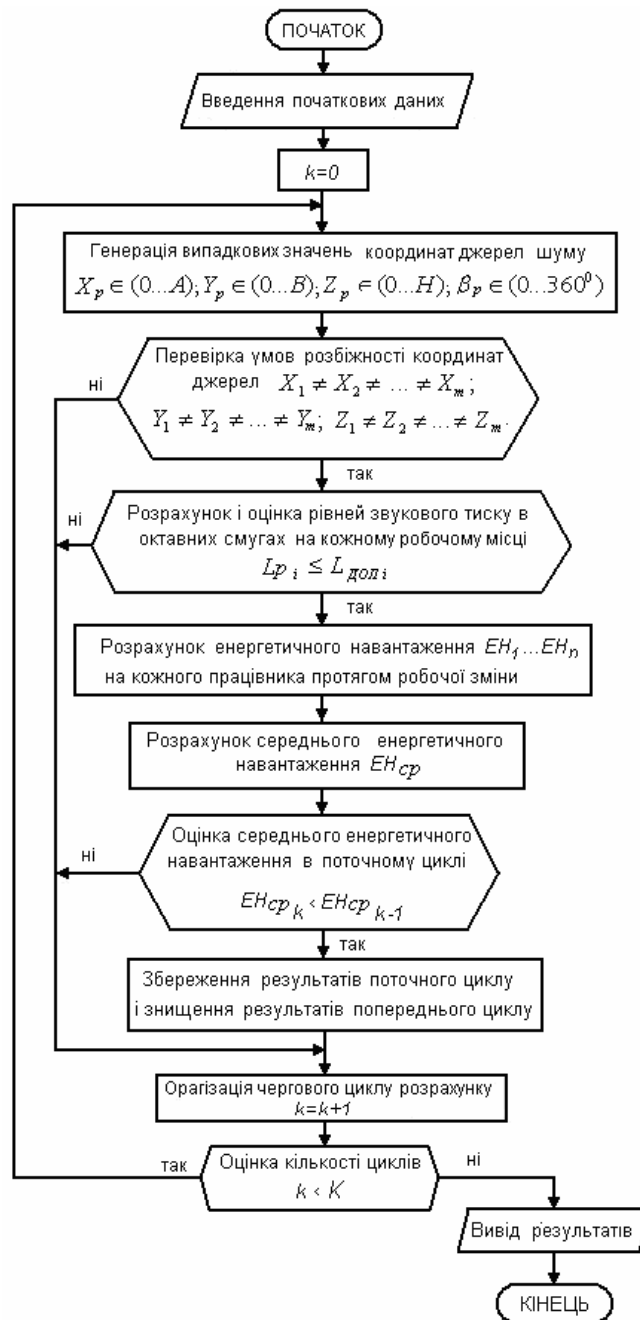


Рисунок 4.5 – Алгоритм розрахунку оптимальних координат ДШ всередині ВП, спрямований на зниження шуму на РМ

Інтенсивність дифузійної складової розраховується за формулою (4.9). Відповідний рівень звукового тиску, створюваний на окремому РМ усіма ДШ, розраховується на основі формули (4.5), де інтенсивність прямого звуку розраховується за формулою (4.10), а інтенсивність дифузного звуку - за формулою (4.6).

При кожній реалізації випадкового стохастичного процесу координатам ДШ присвоюються випадкові дискретні значення, рівномірно розподілені у відповідних інтервалах з заданим кроком відліку. На основі цього розраховуються і оцінюються значення ЦФ при виконанні заданих обмежуючих умов. В результаті виконання численних реалізацій зберігається той результат, який є найбільш вигідним з точки зору мінімізації цільової функції. Зі збільшенням числа реалізацій зростає ймовірність досягнення ГО. Програмна реалізація виконана в середовищі Mathcad (додаток И). Генерація випадкових значень координат ДШ здійснювалася аналогічно виразам (4.5) за допомогою вбудованих функцій:

$$X1 \leftarrow \text{round}(\text{rnd}(A-1))+1,$$

$$Y1 \leftarrow \text{round}(\text{rnd}(B-1))+1,$$

$$\beta1 \leftarrow \text{round}(\text{rnd}(180)).$$

Наприклад, значення випадкової величини  $X1$  рівномірно розподілені в межах  $(1 \dots A-1)$  м, значення величини  $Y1$  -  $(1 \dots B-1)$ , а величини -  $(0 \dots 180^\circ)$ . Цим забезпечуються мінімальні відстані величиною 1 м від ДШ до стін, що дозволяє нехтувати спрямованістю стін і кутів.

4.2.3 Теоретичні дослідження поширення шуму з урахуванням розміщення та просторової орієнтації джерел.

Теоретичні дослідження полягають в розрахунку координат ДШ, а також в побудові та оцінці відповідних звукових полів всередині ВП при

різних координатах РМ. Приміщення має розміри  $10 \times 8 \times 4$  м. Середній коефіцієнт звукопоглинання  $\alpha_{cp}$  в октавній смузі на СГЧ 1000 Гц дорівнює 0,7. Для простоти розрахунків шум враховувався тільки в октавній смузі на СГЧ 1000 Гц. Октавна звукова потужність  $W_{pi}$  кожного ДШ дорівнювала  $10^{-6}$  Вт.

Розраховувалися координати двох ДШ уздовж горизонтальних осей  $OX$  і  $OY$ , а також кути  $\beta_1$  і  $\beta_2$ , що визначають напрямок ДШ в горизонтальній площині. Координати уздовж осі  $OZ$  дорівнювали висоті 1 м. Розрахунок рівнів звукового тиску та ЕН на людину виконувався для висоти 1,55 м від підлоги, що відповідає середньостатистичній висоті розташування вушної раковини людини в положенні стоячи.

Значення факторів спрямованості анізотропних джерел шуму пропонується обчислювати з використанням емпіричної формули, запропонованої нами на основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень:

$$\Phi 1(\Theta) = \frac{e^{-q \left[ 2\pi \left( \frac{\Theta - \beta_1}{360} \right) \right]^2} + a}{1 + a} \cdot b,$$

$$\Phi 2(\Theta) = \frac{e^{-q \left[ 2\pi \left( \frac{\Theta - \beta_2}{360} \right) \right]^2} + a}{1 + a} \cdot b,$$

де  $\Phi 1$  і  $\Phi 2$  - значення факторів спрямованості, відповідно, першого та другого ДШ;

$\Theta$  - кут відхилення від напрямку головної пелюстки ДШ в горизонтальній площині, град;

$a, b$ , і  $q$  - допоміжні величини ( $a = 0,2$ ;  $b = 4$ ;  $q = 10$ ).

На рис. 4.6 представлені графіки залежності факторів спрямованості для трьох ДШ, де  $\Phi_1$  і  $\Phi_2$  - фактори спрямованості анізотропних джерел, -  $\Phi_3$  фактор спрямованості ізотропного джерела.

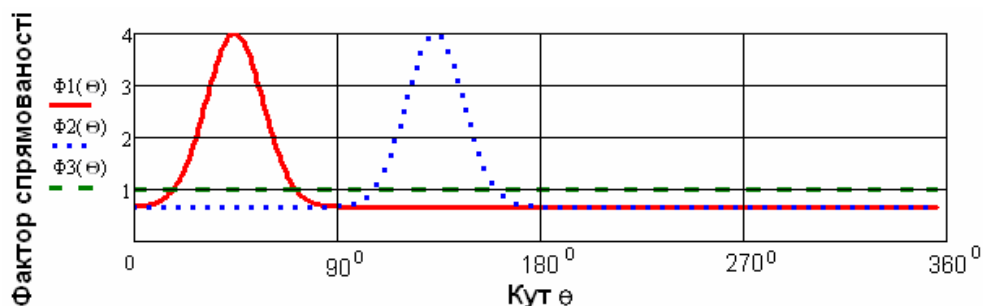


Рисунок 4.6 – Графічні залежності факторів спрямованості  $\Phi$  ДШ від кута  $\theta$  (Mathcad)

Приклади оптимального розташування ДШ по відношенню до РМ, а також ЗП, отримані за допомогою алгоритму, показані на рис. 4.7 - 4.10. На рис. 4.7 - 4.9 наведені приклади для ізотропних (ненаправлених) ДШ.

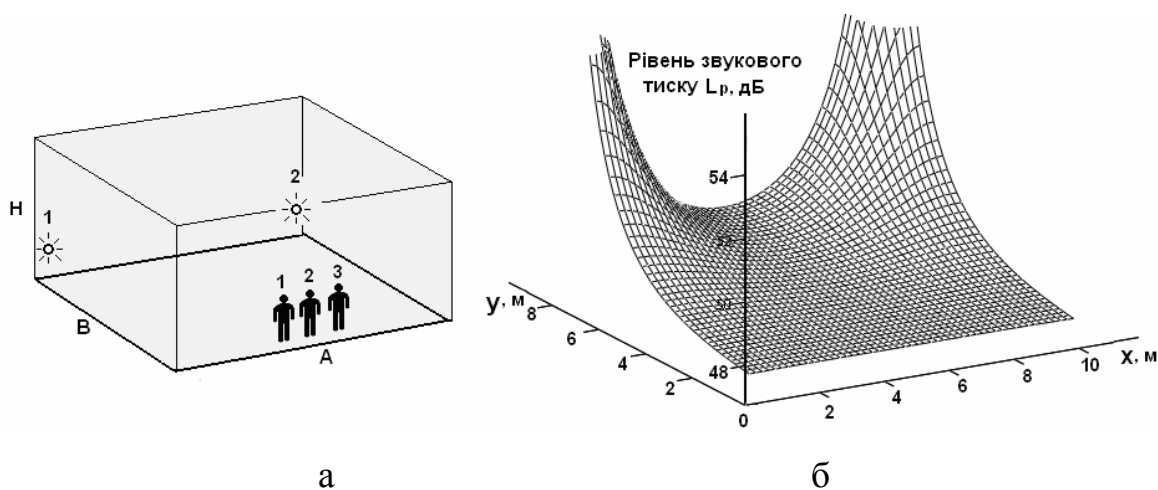


Рисунок 4.7 – Моделювання шуму всередині приміщення при рівномірному розміщенні робочих місць уздовж стіни і оптимальному розміщенні ізотропних ДШ:

а - схема розміщення; б - ЗП.



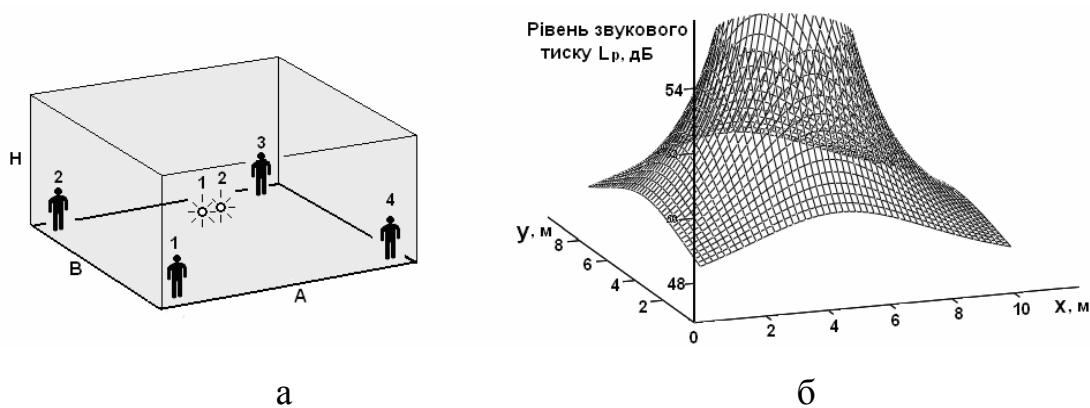


Рисунок 4.8 – Моделювання шуму всередині приміщення при розміщенні робочих місць в чотирьох кутах і оптимальному розміщенні ізотропних ДШ:  
а - схема розміщення; б - ЗП.

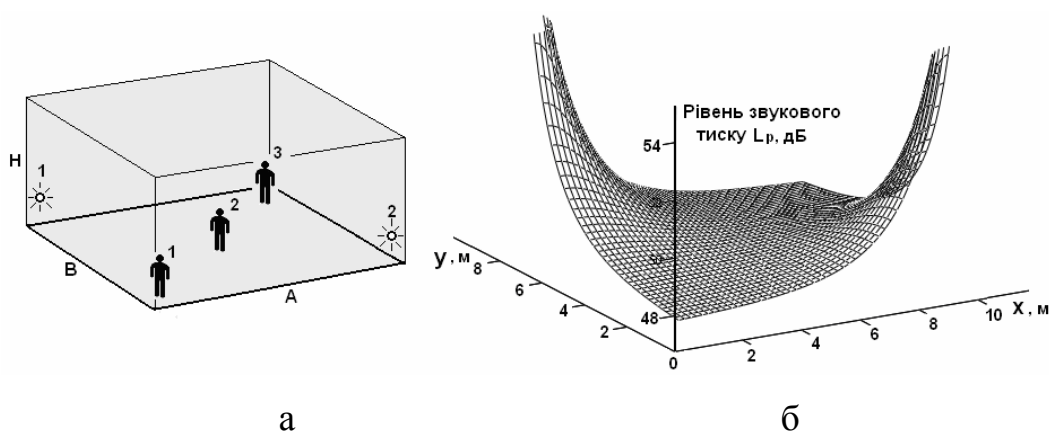


Рисунок 4.9 – Моделювання шуму всередині приміщення при рівномірному розміщенні робочих місць уздовж діагоналі та оптимальному розміщенні ізотропних ДШ:  
а - схема розміщення; б - ЗП.

На рис. 4.10 показаний приклад для анізотропних (спрямованих) ДШ. Неодноразове комп'ютерне моделювання, виконане за допомогою даного методу, свідчить про стійку закономірність зниження енергетичного навантаження шуму на людину зі збільшенням кількості циклів розрахунку, а також про збіжність алгоритму. Як видно на рисунках 4.7-4.10, в результаті оптимізації ДШ розташовуються на максимальній відстані від людей і

спрямовані у вільний від людей простір. Зниження рівнів звукового тиску для РМ, близько розташованих до ДШ, становить 4 - 6 дБ. Для віддалених РМ воно становить до 1 дБ. Однак і в цих випадках позитивний ефект очевидний внаслідок кумулятивної дії підвищеного рівня шуму на організм людини. Зняття і аналіз статистичних даних оптимальних координат в даному розділі не виконувався через обмеженість обсягу роботи і очевидність результату.

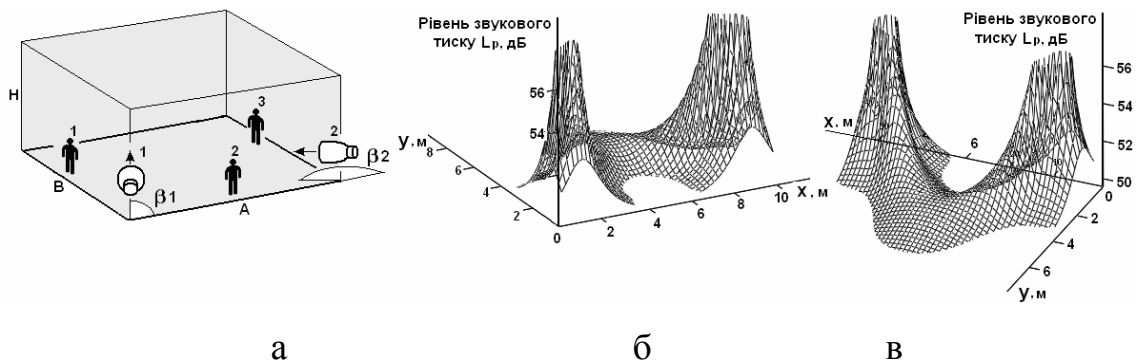


Рисунок 4.10 – Моделювання шуму всередині приміщення при оптимальному розміщенні та оптимальній спрямованості анізотропних ДШ:  
а - схема розміщення; б і в - ЗП.

Для практичної реалізації запропонованого методу знадобиться попереднє зняття характеристик спрямованості ДШ. Для цього можуть бути використані наступні методи [144]:

- вільного звукового поля. Реалізується у вільному просторі або в заглушених камерах;
- відбитого звукового поля. Реалізується в ревербераційних камерах або гучних приміщеннях;
- вимірювання шумових характеристик на відстані 1 м від зовнішньої поверхні джерела (зовнішнього контуру). Реалізується у вільному просторі або в заглушених камерах;
- зразкового джерела.

Очевидно, що використання перших трьох методів представляється можливим тільки на заводах-виробниках технологічного обладнання (джерел шуму). Для зняття характеристик спрямованості ДШ на підприємствах будівельної індустрії найбільш прийнятним є метод зразкового джерела, бо допускає вимірювання звукового тиску безпосередньо в ВП. При цьому не потрібно враховувати ряд характеристик приміщення (факторів спрямованості і коефіцієнтів звукопоглинання меблів, обладнання, людей та ін.). В процесі вимірювання порівнюються рівні звукового тиску досліджуваного і зразкового джерела, характеристики якого відомі заздалегідь.

Як показали проведені нами дослідження, особливо перспективним напрямком щодо зниження шуму на робочих місцях підприємств будіндустрії, що виникає внаслідок неврівноваженості роторів, є оцінка розміщення та просторової орієнтації технологічного обладнання (джерел шуму) всередині виробничих приміщень.

#### Висновки до розділу 4

1. Вперше на основі параметричної оптимізації та нелінійного програмування розроблений метод розрахунку шумопоглинального покриття, що дозволяє розраховувати площі шумопоглинальних матеріалів, мінімізуючи рівні шуму на робочих місцях з урахуванням обмежуючих умов: рівня звукового тиску в кожній октавній смузі, площі, товщини і вартості покриття.

2. Розрахунок шумопоглинального покриття, виконаний на ЕОМ з використанням запропонованого оптимізаційного методу, дозволяє обмежити час обчислень. Теоретичні дослідження показали збіжність алгоритму. Похибка обчислень не перевищує 5%, що допустимо при прийнятті рішень в інженерних розрахунках.

3. Вперше на основі параметричної оптимізації та нелінійного програмування розроблений метод розрахунку оптимального розміщення та просторової орієнтації джерел шуму у виробничих приміщеннях, що дозволяє на стадії проектування та експлуатації об'єктів передбачити заходи, спрямовані на зниження рівня шуму на робочих місцях з урахуванням спрямованості джерел.

4. Проведене моделювання звукового поля при розміщенні джерел шуму у виробничому приміщенні підтвердило можливість врахування характеристик їх спрямованості при прийнятті рішень про зниження шуму на робочих місцях.

Результати досліджень, викладені в даному розділі, наведено в працях автора в повному списку використаних джерел під номерами: [134-136; 143].

## РОЗДІЛ 5

### ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ПРОВЕДЕНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В результаті проведених нами теоретичних досліджень були запропоновані нові підходи та методи, що дозволяють провести наукове обґрунтування та розробку досконалих засобів вимірювання неврівноваженості жорстких роторів, а також оптимізувати розміщення та просторову орієнтацію ДШ всередині ВП. Це дозволило оцінювати та знижувати негативний вплив вібрації та шуму на РМ з боку неврівноважених роторів компресорних установок. Тому виникла необхідність провести дослідно-експериментальну оцінку достовірності результатів теоретичних досліджень за вказаними напрямками [145-147].

#### 5.1 Перевірка достовірності результатів вимірювання статичної неврівноваженості ротора

На основі проведених досліджень для перевірки результатів вимірювання статичної неврівноваженості ротора нами розроблена дослідно-експериментальна лабораторна установка (рис. 5.1).

Установка дозволяє вирішувати наступні завдання лабораторного дослідження:

- проводити перевірку різних зразків роторів на наявність статичної неврівноваженості під дією сил тяжіння шляхом установки їх на ножі (рейки, рис. А.2, г);

- дослідити вплив статичної неврівноваженості ротора на характеристики технологічної вібрації в динамічному режимі за схемою, зображеної на рис. 1.8, б;

- здійснювати фізичне і математичне моделювання коливальних процесів, що дозволяє вести теоретичні дослідження в області вібраційної безпеки технологічних процесів з використанням ЕОМ;

- вимірювати статичну неврівноваженість ротора запропонованим вібраційним способом (п. 2.1) за схемою, зображеної на рис. 2.1.

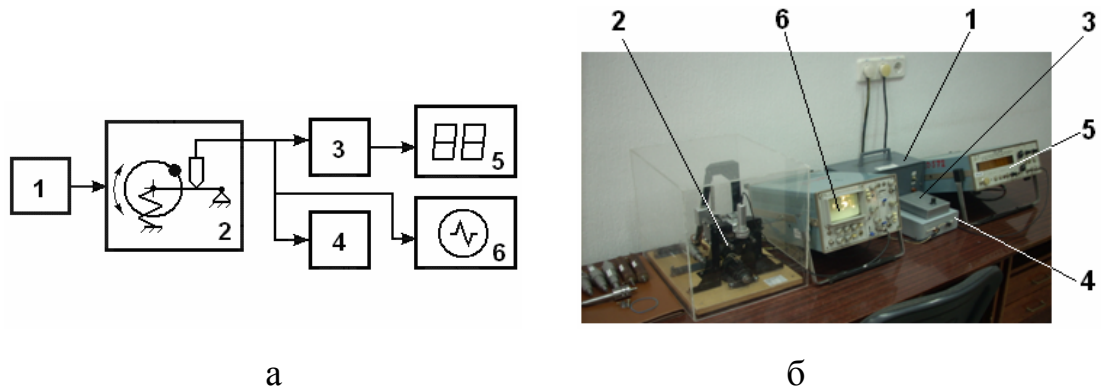


Рисунок 5.1 – Лабораторна установка:

а - схема електрична функціональна; б - зовнішній вигляд; 1 - пульт управління; 2 - вібратор електромеханічний; 3 - підсилювач сигналу; 4 - тахометр ТЕЦ-113; 5 - частотомір ЧЗ-33; 6 - осцилограф С1-76.

На рис. 5.2 показаний електромеханічний вібратор з дисковим ротором.

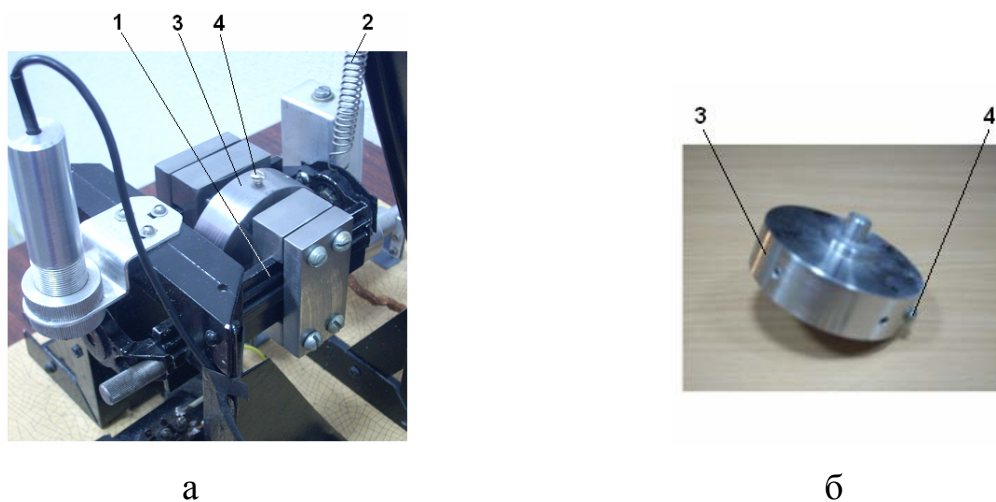


Рисунок 5.2 – Вібратор з дисковим ротором:

а - вібратор; б - ротор; 1 - маятникова рама; 2 - пружний елемент (пружина); 3 - дисковий ротор; 4 - неврівноважена маса ротора.

На рис. 5.3 показані вимірювальні прилади в дії.



Рисунок 5.3 – Показання приладів в процесі роботи:

а - осцилограф С1-76; б - частотомер ЧЗ-33.

Лабораторна установка впроваджена в навчальний процес з дисциплін «Безпека життєдіяльності» та «Охорона праці та цивільний захист» на кафедрі охорони праці Харківського національного університету радіоелектроніки, і використовується в лабораторній роботі «Дослідження методів і засобів захисту людини від технологічної вібрації». Акт впровадження знаходиться в додатку Л.

В ході даного експериментального дослідження були проведені п'ять вимірів статичної неврівноваженості ротора, що відповідають різним значенням радіуса  $r$ , маси  $m$  і кута статичної неврівноваженості  $\alpha$  (див. п. 2.1.1). Результати вимірювань наведені в таблиці 5.1. У графі «Вихідні дані» наведені заздалегідь відомі дані (позначені штрихом). У графі «Експериментальні дані» - результати експериментальних вимірювань і відповідних розрахунків. Розрахунок модуля головного вектора дисбалансів і його кут виконувалися, відповідно, за формулами (2.16) і (2.17) з урахуванням алгоритму, зображеного на рис. 2.2.

Наприклад, в першому експерименті модуль головного вектора дисбалансів, розрахований за формулою (2.15), дорівнював:

$$D_{CT} = \frac{44}{16 \cdot 3,14^2 (0,035 + 0,075)} \sqrt{(0,09217^2 - 0,09212^2)^2 + (0,09212^2 - 0,09217)^2} =$$

$$= 35 \text{ з} \cdot \text{мм},$$

де  $G = 34,9 \text{ н} \cdot \text{м}$ ;  $r = 0,035 \text{ м}$ ;  $l = 0,075 \text{ м}$ .

Кут дорівнював:

$$\alpha = \left[ -\arctg\left(\frac{0,09212^2 - 0,09217}{0,09217^2 - 0,09212^2}\right) + 3,14 \cdot 0 \right] \cdot \frac{360}{2 \cdot 3,14} = 45^\circ.$$

Таблиця 5.1

**Результати експериментального визначення статичної  
неврівноваженості ротора**

Номер варіанту	Вхідні дані				Експериментальні дані					
	$r, \text{мм}$	$m, \text{г}$	$\alpha',$ $\text{град}$	$D'_{CT},$ $\text{з} \cdot \text{мм}$	$T_A, \text{мс}$	$T_B, \text{мс}$	$T_C, \text{мс}$	$T_D, \text{мс}$	$\alpha,$ $\text{град}$	$D_{CT},$ $\text{з} \cdot \text{мм}$
1	35	1	45	35	92,17	92,12	92,12	91,17	45	35
2		2	120	70	92,17	92,15	92,25	92,28	120	70
3		3	220	105	92,19	92,35	92,36	92,20	220	105
4		1	260	35	92,14	92,18	92,15	92,11	260	35
5		2	180	70	92,14	92,21	92,28	92,21	180	70

У всіх експериментах результати вимірювань і відповідних розрахунків збіглися (нехтуючи похибкою) з вихідними даними, які були відомі заздалегідь. Це підтверджує достовірність розрахункових формул запропонованого методу. При проведенні експериментів на даній лабораторній установці було відсутнє обертання ротора на робочих швидкостях, яке використовується на традиційних балансувальних верстатах і представляє небезпеку травмування, внаслідок чого відпала необхідність використання захисних кожухів (рис. А.10, д, е) Амплітуда коливань



маятника рами не перевищувала 5мм, частота - не більше 10,85 Гц (період - не менше 92,11 мс), що відповідає практично безпечних умов роботи навіть у разі прямого контакту людини. Слід зазначити, що даний лабораторний стенд за своїм технологічним виконанням не відноситься до виробам точної механіки, і не призначений для здійснення вимірювань з високою метрологічної точністю. Вартість пристроїв точної механіки як правило значно вище. Тому оцінка точності вимірювання в даному експериментальному дослідженні не проводилася.

## 5.2 Експериментальне дослідження просторової орієнтації джерел шуму всередині приміщення

Для проведення експериментальних досліджень нами була розроблена лабораторна установка з дослідження звукового сприйняття людини та просторових характеристик звукового поля. Електрична функціональна схема та зовнішній вигляд установки представлені на рис. 5.4.

Установка має наступні функціональні можливості:

- зняття залежності суб'єктивного відчуття звуку («білого» шуму) від його інтенсивності (закон Вебера-Фехнера);
- зняття залежності суб'єктивного відчуття тонального звуку від частоти (крива рівної гучності);
- дослідження бинаурального ефекту;
- зняття залежності розпізнаваності слів від відношення «сигнал/шум» (ефект маскування звуку);
- побудова просторових характеристик ЗП всередині ВП (захист відстанню і оптимальною спрямованістю ДШ).

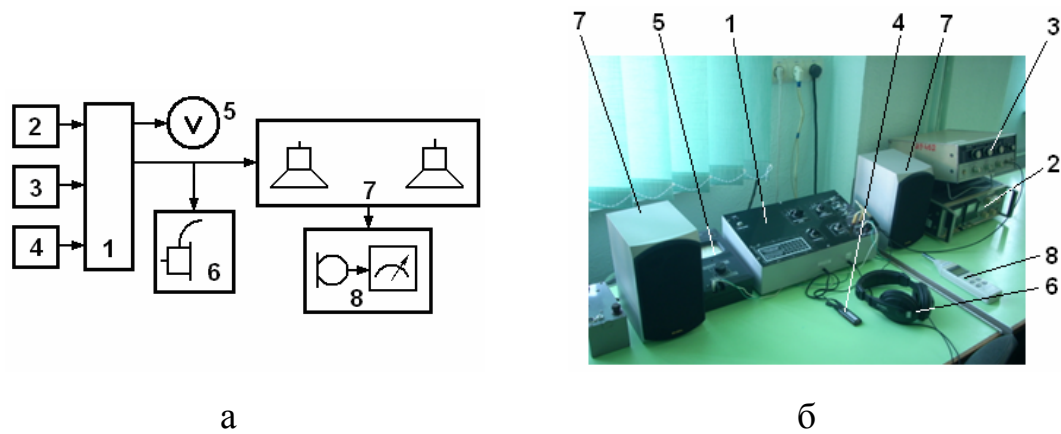


Рисунок 5.4 – Лабораторна установка:

- а - схема електрична функціональна; б - зовнішній вигляд; 1 - пульта управління (нестандартний) з вбудованим джерелом «білого» шуму; 2 - джерело живлення ТЕС-23; 3 - генератор сигналів низькочастотний ГЗ-118; 4 – цифровий аудіоплеєр; 5 - вольтметр; 6 - головні телефони; 7 - акустична система SVEN BF 11; 8 - шумомір DE-3301.

При дослідженні проводилася побудова просторових характеристик ЗП. Варіанти розташування та орієнтації ДШ всередині ВП відповідали варіантам, розглянутим в розділі 4 (п. 4.3, рис. 4.3 - рис. 4.6). В ході експериментів було проведено вимірювання рівнів «білого» шуму та побудова відповідних графіків для зазначених варіантів розташування ДШ всередині лабораторії кафедри охорони праці ХНУРЕ з розмірами 6×10м (додаток К). Рівні шуму вимірювалися з кроком 1м. Результати вимірювань представлені у вигляді тривимірних графіків на рис.5.5-5.8, побудованих в середовищі Mathcad, а також у вигляді таблиць з числовими значеннями рівня шуму, наведених в додатку П. В якості неспряованих (квазі-ізотропних) ДШ використовувалися нестандартні звукові колонки в горизонтальному положенні (рис. 5.5, а, б і рис. 5.7, а). В цьому положенні їх діаграми спрямованості наближені до діаграми спрямованості ізотропного ДШ. Тим самим умови проведення експериментів були максимально наближені до умов теоретичних розрахунків п. 4.2.3.

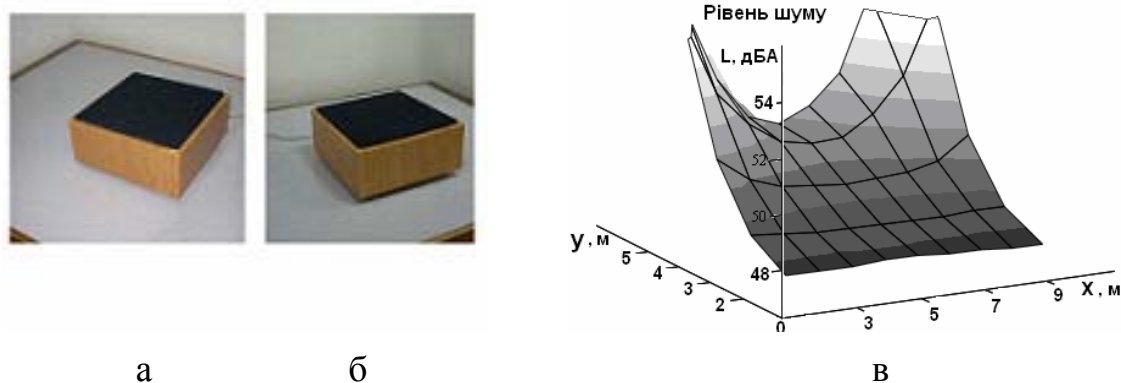


Рисунок 5.5 – Розташування квазі-ізотропних ДШ в кутах приміщення уздовж загальної стіни:  
а - ліве ДШ; б - праве ДШ; в - характеристика ЗП

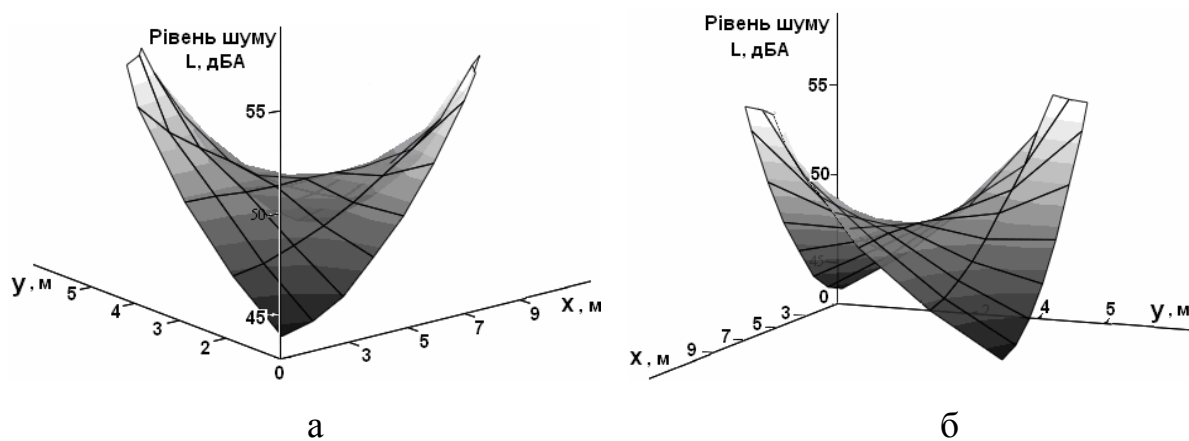


Рисунок 5.6 – Характеристика ЗП при розташуванні квазі-ізотропних ДШ уздовж діагоналі ВП

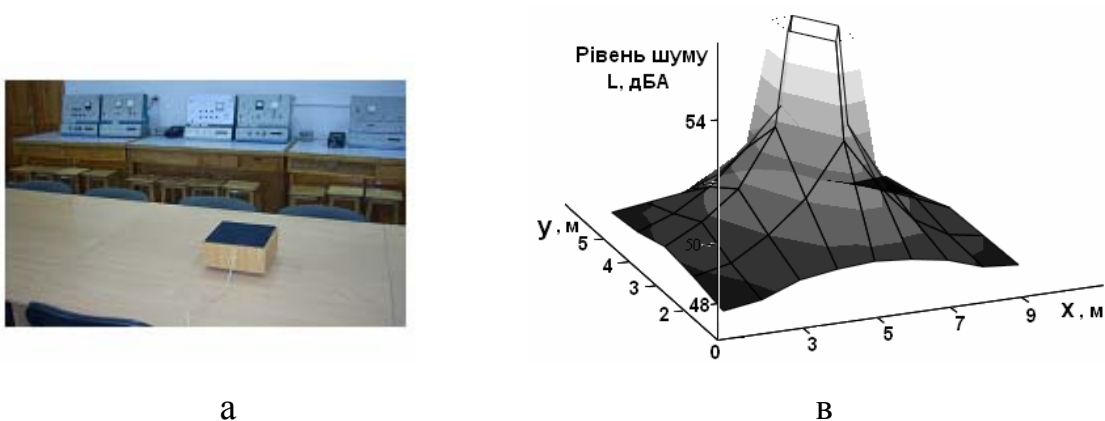


Рисунок 5.7 – Квазі-ізотропне ДШ в центрі ВП: а - ДШ; б - характеристика ЗП

У якості спрямованих ДШ були використані колонки акустичної системи SVEN BF-11 (рис 5.4 і рис 5.8, а, б).

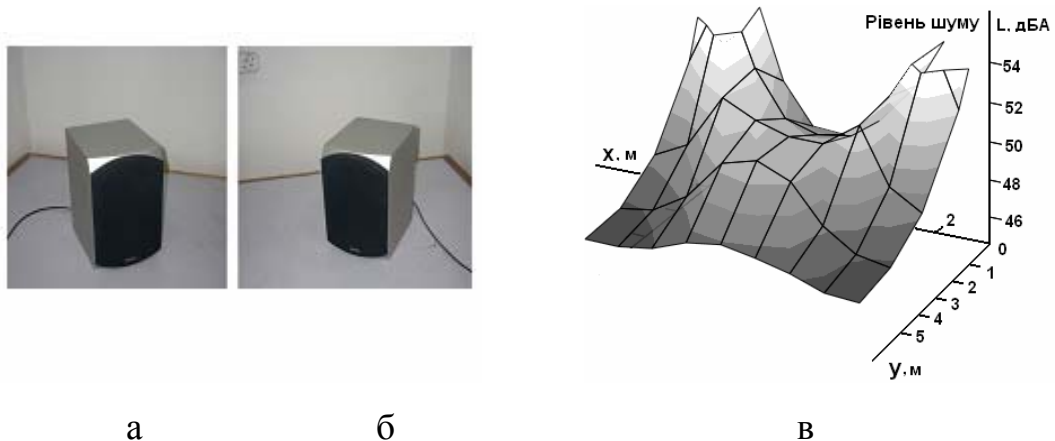


Рисунок 5.8 – Анізотропні ДШ, розташовані уздовж діагоналі та спрямовані в центр ВП:  
а - ліве ДШ; б – праве ДШ; в - характеристика ЗП.

Всі графічні залежності, отримані в ході даного експериментального дослідження, відповідають графічним залежностям теоретичних досліджень п. 4.3 з урахуванням кількості і спрямованості ДШ. Тим самим підтверджується достовірність теоретичних досліджень на якісному рівні. Розбіжність результатів пояснюється наявністю важко прогнозованих чинників (меблі, лабораторне обладнання, спрямованість реальних ДШ та ін.), і є неважливою.

В результаті проведеного фізичного моделювання були вивчені характеристики звукового поля в виробничому приміщенні з урахуванням просторового розташування та орієнтації джерел шуму, що дозволяє на стадії проектування та експлуатації промислових об'єктів розробляти заходи профілактики щодо зниження шуму на робочих місцях.

Розроблені методи та засоби вимірювання неврівноваженостей жорстких роторів впроваджені на заводі залізобетонних конструкцій (м. Дніпро). Це дозволило забезпечити безпеку робочих місць ремонтної ділянки за рахунок відсутності травмонебезпечних частин, а також при роботі компресорних установок за рахунок зниження шуму та вібрації, і одержати економічний ефект 125 тис. грн.

Лабораторна установка впроваджена в навчальний процес з дисципліни «Безпека життєдіяльності» на кафедрі охорони праці Харківського національного університету радіоелектроніки. Акти впровадження знаходяться в додатку Л.

## Висновки до розділу 5

1. Розроблено та впроваджено в навчальний процес Харківського національного університету радіоелектроніки «Лабораторну установку з дослідження умов виникнення вібрації технологічного обладнання з нерівноваженими роторами. Установка дозволяє виконувати експериментальні дослідження і вирішувати такі завдання:

- проводити перевірку різних зразків роторів на наявність статичної нерівноваженості під дією сил тяжіння шляхом установки їх на ножі (рейки), рис. А.2, г;

- досліджувати вплив статичної нерівноваженості жорсткого ротора на характеристики технологічної вібрації в динамічному режимі за схемою, зображеною на рис. 1.8, б;

- здійснювати математичне моделювання коливальних процесів з нерівноваженими роторами, що дозволяє вести теоретичні дослідження в області вібраційної безпеки технологічних процесів за допомогою ЕОМ;

- вимірювати статичну нерівноваженість жорсткого ротора запропонованим вібраційним способом (п. 2.1) за схемою, зображеною на рис. 2.1.

2. Проведені дослідно-експериментальні дослідження дозволили апробувати розроблені методики досліджень, провести математичне моделювання коливальних процесів, встановити вплив нерівноваженості ротора на частоту вільних коливань маятникової рами, забезпечити безпеку працівників при проведенні досліджень.

3. Розроблено та впроваджено в навчальний процес Харківського національного університету радіоелектроніки «Лабораторну установку з дослідження поширення і сприйняття звуку». Установка дозволяє виконувати експериментальні дослідження і вирішувати наступні завдання:

- зняття залежності суб'єктивного відчуття звуку («білого» шуму) від його інтенсивності (підтвердження закону Вебера-Фехнера);
- зняття залежності суб'єктивного відчуття тонального звуку від частоти (крива рівної гучності);
- дослідження бінаурального ефекту;
- зняття залежності розпізнаваності слів від відношення «сигнал/шум» (ефект маскування звуку);
- побудова просторових характеристик звукового поля всередині приміщення (захист відстанню і оптимальною спрямованістю джерел шуму);

4. В результаті проведених дослідно-експериментальних досліджень виконано побудова просторових характеристик звукового поля при різних варіантах розташування і орієнтації джерел шуму всередині приміщення, що дозволяє підвищити безпеку на робочих місцях.

5. Проведені дослідно-експериментальні дослідження підтвердили високу збіжність теоретичних (розрахункових) та експериментально отриманих даних при використанні розроблених методів і безпечних засобів вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів, що дозволило звести невірноваженість до мінімуму, знизити вібрацію та шум на робочих місцях при експлуатації компресорних установок. Річний економічний ефект від впровадження запропонованих методів і засобів на заводі залізобетонних конструкцій (м. Дніпро) склав 125 тис. грн.

## ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз умов праці на робочих місцях підприємств будівельної індустрії м. Харкова та м. Дніпра показав, що домінуючими шкідливими виробничими факторами є підвищені рівні шуму та загальної технологічної вібрації, а до числа їх основних джерел відносяться компресорні установки.

2. На основі аналізу існуючих методів і засобів боротьби з вібрацією та шумом на робочих місцях підприємств будівельної індустрії встановлено, що використовувані на сьогодні методи та засоби зниження вібрації та шуму в компресорних установках і на шляху їх поширення не дозволяють забезпечити безпеку на робочих місцях згідно вимог санітарних норм. Це тягне за собою виникнення професійних захворювань і є джерелом потенційних небезпек травмування працівників.

3. В результаті проведених теоретичних досліджень вперше була встановлена залежність частоти (періоду) вільних крутильних коливань маятникової рами від статичної та моментної неврівноваженості ротора з урахуванням кута його установки та моменту інерції тіл обертання.

4. Вперше розроблено безпечні методи та засоби вимірювання статичної та моментної неврівноваженості жорстких роторів. Їх безпеку досягнуто за рахунок відсутності обертального руху роторів на робочих частотах і використання замість нього затухаючого коливального руху, що виключає травмування людей рухомими частинами, підвищену вібрацію та шум.

5. Розроблені вимірювальні засоби не мають приводів обертання. Низька маса та вартість, а також високий рівень безпеки робить їх затребуваними не тільки на заводах-виробниках компресорних установок, але й на ремонтних ділянках підприємств будівельної індустрії.

6. При вирішенні задачі оптимального комплектування партії жорстких роторів модульного типу розроблена спрощена конструкція ротора, складені математичні моделі роторів зі статичною та моментною

неврівноваженостями. Це дозволило встановити інтегральний показник якості комплектування роторів з урахуванням обмеженої невірноваженості та провести дослідження, спрямоване на зниження вібрації на робочих місцях до мінімуму.

7. На основі структурної оптимізації та нелінійного програмування розроблено методи оптимального комплектування роторів, що дозволяють комплектувати не тільки партії роторів як окремих складальних одиниць, але також і складальних одиниць з декількома роторами, наприклад, гвинтових блоків стиснення компресорів.

8. На основі параметричної оптимізації та нелінійного програмування розроблено метод розрахунку комплексного шумопоглинального покриття приміщення, який дозволяє розраховувати площі шумопоглинальних матеріалів з урахуванням зниження шуму і виконання обмежуючих умов: рівнів звукового тиску в октавних смугах, площі, товщини і вартості покриття.

9. На основі параметричної оптимізації та нелінійного програмування розроблено метод оптимального розміщення та просторової орієнтації джерел шуму у виробничих приміщеннях. Метод дозволяє на стадії проектування та експлуатації об'єктів передбачити заходи, спрямовані на зниження шуму на робочих місцях з урахуванням спрямованості джерел.

10. Проведене моделювання звукового поля при розміщенні джерел шуму у виробничому приміщенні підтвердило можливість урахування характеристик їх спрямованості при прийнятті рішень щодо зниження шуму на робочих місцях.

11. Проведені дослідно-експериментальні дослідження дозволили апробувати розроблені методи досліджень, провести математичне моделювання коливальних процесів, встановити вплив невірноваженості ротора на частоту вільних коливань маятникової рами, забезпечити безпеку працівників при проведенні досліджень.



12. Проведені дослідно-експериментальні дослідження підтвердили високу збіжність теоретичних (розрахункових) та експериментально отриманих даних при використанні розроблених методів і безпечних засобів вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів. Це дозволяє застосовувати розроблені методи на підприємствах будівельної індустрії. Річний економічний ефект від впровадження запропонованих методів і засобів на заводі залізобетонних конструкцій (м. Дніпро) склав 125 тис. грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Конституція України.- Львів: «Новий Світ», 2013. – 24 с.
2. Закон України від 14 жовтня 1992 р. № 2695-ХІІ «Про охорону праці». – Харків.: «Форт», 2011. – 44 с.
3. Мировая статистика. - [Електронний ресурс]: Международная организация труда (МОТ). Режим доступа: [http://www.ilo.org/moscow/areas-of-work/occupational-safety-and-health/WCMS\\_249276/lang--ru/index.htm](http://www.ilo.org/moscow/areas-of-work/occupational-safety-and-health/WCMS_249276/lang--ru/index.htm) - (дата звернення 21.02.2018) - Назва з екрану.
4. Грибан В.Г. Охорона праці: Навчальний посібник. 2-ге видання / В.Г. Грибан, О.В. Негодченко. – К.: «Центр учбової літератури», 2017. – 278 с.
5. Профілактика виробничого травматизму та професійних захворювань за 2017 рік. - [Електронний ресурс]: Фонд соціального страхування України. Режим доступу: <http://www.fssu.gov.ua./fse/control/main/uk/publish/article/951811> - (дата звернення 14.02.2018) - Назва з екрану.
6. Профилактика профессиональных заболеваний. - [Електронний ресурс]: Международная организация труда (МОТ). Режим доступа: [http://www.ilo.org/wcmsp5/groups/public/---europe/---ro-geneva/---sro-moscow/documents/genericdocument/wcms\\_312005.pdf](http://www.ilo.org/wcmsp5/groups/public/---europe/---ro-geneva/---sro-moscow/documents/genericdocument/wcms_312005.pdf) - (дата звернення 15.02.2018) - Назва з екрану.
7. Объемы строительства в Украине в 2017 году. - [Електронний ресурс]: За даними центру громадського моніторингу та контролю «finance.ua». Режим доступа: [http://iee.org.ua/ru/prog\\_info/42040/](http://iee.org.ua/ru/prog_info/42040/) - (дата звернення 12.02.2018) - Назва з екрану.
8. В Украине значительно выросли объемы строительства. - [Електронний ресурс]: За даними інформаційного агентства УНІАН. Режим доступа: <https://economics.unian.net/realestate/2258276-v-ukraine-znachitelno->

vyirosli-obyemyi-stroitelstva.html - (дата звернення 12.02.2018) - Назва з екрану.

9. Применение компрессоров в производстве и на стройте. - [Электронный ресурс]: Сайт проектировщиков «Проектант». Режим доступа: <http://stroymarket38.ru/primenenie-kompressorov-v-proizvodstve-i-na-stroyke/> - (дата звернення 21.02.18) – Назва з екрану.

10. Компрессоры. Типы и виды. Применение в строительстве. - [Электронный ресурс]: МегаСтройка. biz. Режим доступа: [http://www.megastroika.biz/index/kompressory\\_tipy\\_i\\_vidy\\_primenenie\\_v\\_stroitelstve/0-203](http://www.megastroika.biz/index/kompressory_tipy_i_vidy_primenenie_v_stroitelstve/0-203) - (дата звернення 21.02.18) – Назва з екрану.

11. Сапожников М.Я. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий: учебник для вузов / М.Я. Сапожников. - М.: «Машгиз», 1962. - 522 с.

12. Стаценко А.С. Технология строительного производства: учебное пособие. 2-е изд./А.С. Стаценко. – Ростов-на-Дону, «Феникс», 2008. - 415 с.

13. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. Система стандартов безопасности труда: ГОСТ 12.0.003-74. [Введ. 1976-01-01].- М.: Издательство стандартов, 1996. - 3 с. (Межгосударственный стандарт).

14. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень: ДСН 3.3.6.042-99. [Электронный ресурс]. - Режим доступа: [http://sop.zp.ua/norm\\_dsn\\_1999\\_3\\_3\\_6\\_042-99\\_01\\_ua.php](http://sop.zp.ua/norm_dsn_1999_3_3_6_042-99_01_ua.php) - (дата звернення 22.02.18) – Назва з екрану.

15. Природне і штучне освітлення: ДБН В.2.5-28-2006. [Электронный ресурс]. - Режим доступа: [https://dnaop.com/html/2032/doc-%D0%94%D0%91%D0%9D\\_%D0%92.2.5-28-2006](https://dnaop.com/html/2032/doc-%D0%94%D0%91%D0%9D_%D0%92.2.5-28-2006) - (дата звернення 22.02.18) – Назва з екрану.

16. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. Система стандартов безопасности труда: ГОСТ 12.1.005-88. [Введ.

1989-01-01].- М.: Издательство стандартов, 1991. - 96 с. (Межгосударственный стандарт).

17. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку: ДСН 3.3.6.037-99. [Електронний ресурс]: [Інтернет-портал].– Електронні дані. – [Київ: МОЗ України, 2000-2017]. - Режим доступу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1789> (дата звернення 04.11.2017) - Назва з екрану.

18. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.039. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: [http://arm.te.ua/docs/DSN\\_3.3.6.039-99.pdf](http://arm.te.ua/docs/DSN_3.3.6.039-99.pdf) (дата звернення 22.02.18) – Назва з екрану.

19. Про затвердження Державних санітарних норм та правил "Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу". Наказ МОЗ України № 248 від 08.04.2014 [Електронний ресурс]: [Інтернет-портал]. – Електронні дані. – [Київ: Нац. парлам. б-ка України, 2002-2017]. – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14> - (дата звернення 04.11.2017) - Назва з екрану.

20. Шлипченко З.С. Насосы, компрессоры и вентиляторы / З.С. Шлипченко - К.: «Техніка», 1976. - 368 с.

21. Черкасский В.М. Насосы. Вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский - М.: «Энергоатомиздат», 1984. - 415 с.

22. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры: учебное пособие для втузов / А.Н. Шерстюк - М.: «Высшая школа», 1972. - 344 с.

23. Компрессоры и оборудование для подготовки воздуха. - [Електронний ресурс]: Компрессоры от производителя. Широкий ассортимент оборудования ведущих мировых брендов для подготовки воздуха. Режим доступу: [http://www.compressor-rnd.ru/page/kompressor\\_dlya\\_stroitelnykh\\_rabot.php](http://www.compressor-rnd.ru/page/kompressor_dlya_stroitelnykh_rabot.php) - (дата звернення 22.02.18) – Назва з екрану.

24. «Техмаш» - производитель компрессоров в Украине. - [Электронный ресурс]: Оборудование и інструмент. Международный информационно-технический журнал. Режим доступа: <http://www.informdom.com/metalloobrabotka/20> - (дата звернення 22.02.2018) - Назва з екрану.
25. Виды компрессоров, назначение и сфера их применения. - [Электронный ресурс]: «Технофонд». Режим доступа: <http://www.tehnofond.ru/info/articles/kompressorное-oborudovanie/vidy-kompressorov> (дата звернення 22.02.2018) - Назва з екрану.
26. Суровцев Ю. А. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры / Ю. А. Суровцев – М.: «Сов. Радио», 1974. - 175 с.
27. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко – М.: «Наука», 1991. - 255 с.
28. Юдин Е.Я. Справочник проектировщика. Защита от шума / Е.Я. Юдин, И.Д. Рассадина, В.Н. Никольский и др. [под ред. Е.Я. Юдина]. - М.: «Стройиздат», 1974. – 134 с.
29. Юдин Е.Я. Охрана труда в машиностроении: учебник для вузов / Е. Я. Юдин и С.В. Белов [под ред. Е.Я. Юдина]. - М.: «Машиностроение», 1983. - 432 с.
30. Занько Н.Г. Безопасность жизнедеятельности / Н.Г.Занько, К.Р. Малаян, О.Н. Русак [под ред. О.Н. Русака]. Изд.13-е, исправленное. - Санкт-Петербург: «Лань», 2010. - 672 с.
31. Запорожець О.І. Основи охорони праці. Підручник / [Запорожець О.І., Протоєрейський О. С., Франчук Г. М., Боровик І. М.]. - К.: Центр учбової літератури, 2009. – 264 с.
32. Охорона праці: Навчальний посібник / За ред. проф. З.М. Яремка. – Львів: Видавничий центр ЛНУ ім. Івана Франка, 2010. -374 с.
33. Катренко Л. А. Охорона праці в галузі комп'ютерингу: підручник / Л. А. Катренко, А. В. Катренко ; [за ред. В. В. Пасічника]. - Львів: Магнолія, 2006, 2012. - 543 с.

34. Осипов Г.Л. Снижение шума в зданиях и жилых районах / Г.Л. Осипов, Е.Я. Юдин [под ред. Г.Л. Осипова]. - М.: Стройиздат, 1987. – 558 с.
35. Юдин Е.Я. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн [под общ. ред. Е.Я. Юдина]. - М.: «Машиностроение», 1985.- 400 с.
36. Заборов В.И. Борьба с шумом методами звукоизоляции/ В.И. Заборов, Л.Н. Клячко, Т.С. Росин. - М.: «Издательство литературы по строительству», 1964.-123 с.
37. Заборов В. И. О борьбе с производственным шумом в формовочных цехах заводов железобетонных изделий / В. И. Заборов, В. Н. Никольский // Промышленное строительство. – 1961. – № 12. – С. 49 – 53.
38. Фролов К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман.- М. «Машиностроение», 1980. – 279 с.
39. Елизаров Ю.М. Снижение шума и вибраций при формировании сборного железобетона / Ю.М. Елизаров - М. Изд. Литературы по строительству, 1970. – 176 с.
40. Самойлюк Е.П. Борьба с шумом и вибрацией в строительстве и на предприятиях строительной индустрии / Е.П. Самойлюк, В.В. Сафонов. К. «Будівельник», 1979. - 152 с.
41. Самойлюк Е. П. Борьба с шумом в населенных местах / Самойлюк Е. П., Денисенко В. И., Пилипенко А. П. – К. : Будівельник, 1981. – 144 с.
42. Беликов А.С. Эффективность шумозащиты экранами «ломанного» профиля / А.С. Беликов, Е.П. Самойлюк, А.А Крекнин, Айш Ваиль // Строительство, Материаловедение, Машиностроение. – Дн-ск: ПГАСА, 2004.- Вып. 28.- С.215-220.
43. Беликов А.С. К вопросу снижения шумового загрязнения в проектных решениях / А.С. Беликов, Е.П. Самойлюк, Чередниченко Л.А., Нестеренко С.В., Капленко Г.Г. //Вестник Приднепровской государственной

академии строительства и архитектуры. – Днепропетровск: ПГАСА, 2010. - №8. - С12-17.

44. Беликов А.С. Организация безопасных условий труда по фактору шума на территориях производственных предприятий: [Электронный ресурс] / А.С. Беликов, С.В. Нестеренко, Н.О. Ткач // Международный научный журнал. – К., 2015. -№1 – С. 18-21.- Режим доступа к журн.: <http://www.internauka.com.issues/2015/1/83>

45. Арутюнян А.Р. Розробка комплексу засобів нормалізації шумових характеристик конусних дробарок дрібного дроблення: автореф. дис. ...канд.. техн. наук: 05.26.01 / Арутюнян Артур Размікович; Донецкий национальный технический университет. - Донецк, 2002. - 20 с.

46. Заець В.П. Шумозахисні екрани для зниження рівнів звукового тиску від рухомих джерел звуку: автореф. дис. ...канд.. техн. наук: 05.09.08 / Заець Віталій Пантелеймонович; Нац. техн. ун-т України «Київ. Політехн. ін-т». – К., 2013. – 20 с.

47. Паращійко І.М. Зниження шуму в формувальних цехах підприємств з виробництва залізобетонних виробів: автореф. дис. ...канд.. техн. наук: 05.26.01 / Ірина Миколаївна Паращійко; Придніпровська державна академія будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ, 2015. – 20 с.

48. Козодой Д.С. Зниження рівня шуму на робочих місцях насосних станцій міського водопостачання: автореф. дис. ...канд.. техн. наук: 05.26.01 / Дмитро Сергійович Козодой; Придніпровська державна академія будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ, 2009. – 21 с.

49. Кучер В.Я. Вибрация и шум электрических машин: Письменные лекции / Кучер В.Я. – С.Пб.: СЗТУ, 2004. – 81 с.

50. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин / Шубов И.Г. – Л.: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1986. – 208 с.

51. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин / Гольдин А.С. – М.: Машиностроение, 1999. - 344 с.
52. Левит М.Е. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей / М.Е. Левит, В. П. Ройзман. М.: Машиностроение, 1979. - 171 с.
53. Левит М. Е. Балансировка деталей и узлов / М. Е Левит, В. М. Рыженков. - М.: Машиностроение, 1986. - 247 с.
54. Справочник по балансировке / Под ред. М.Е. Левита. - М.: Машиностроение, 1992. - 464 с.
55. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / [Баркан М.В. и др.]. Под общ. ред. В.А. Щепетильникова. - М.: Машиностроение, 1985. - 232 с.
56. Теория и конструкция балансировочных машин / Под ред. В.А. Щепетильникова. - М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. - 443 с.
57. Шитиков Б. В. Динамическая балансировка роторов / Б. В. Шитиков. - М.: Трансжелдориздат, 1951. - 122 с.
58. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники / Дроздович В.Н. – М.: Машиностроение, 1976. - 206 с.
59. Максимов В.А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин / В.А., Максимов, Г.С. Баткис. - Казань: ФЭН, 1998. – 428 с.
60. Вышков Ю.Д. Магнитные опоры в автоматике / Ю.Д. Вышков, В.И. Иванов. - М.: Энергия, 1978. – 161 с.
61. Электрические машины и устройства на основе массивных высокотемпературных сверхпроводников / [Ковалев Л.К. и др.]. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. - 396 с.
62. Бонч-Осмоловский М. А. Селективная сборка / М. А. Бонч-Осмоловский. М.: Машиностроение, 1974. - 143 с.



63. Маталин А. А. Технология машиностроения: Учебник. 2-е изд. испр. / А. А. Маталин. - СПб.: Лань, 2008. - 512 с.
64. Суслов А. Г. Технология машиностроения: Учебник / А. Г. Суслов. - М.: КНОРУС, 2013. - 336 с.
65. Замятин В.К. Технология и автоматизация сборки / В.К. Замятин. - М.: Машиностроение, 1993. - 464 с.
66. Куприянов А. В. Влияние изменений параметров законов распределения размеров деталей на комплектование при сборке двухэлементных соединений/ А. В. Куприянов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. -2010. - № 5/2 (44). - С. 54-58.
67. Куприянов А. В. Комплектование при сборке деталей с подбором / Куприянов А. В. // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2001. - №11.- С.8-11.
68. Куприянов А. В. Эффективность сборки с подбором / Куприянов А. В. // Вестник НТУ ХПИ. Тематический выпуск «Технологии в машиностроении». - Харьков: НТУ «ХПИ», - 2007.- №17. - С.81-84.
69. Куприянов А. В. Методы комплектования деталей на основе ранжирования для уменьшения допуска замыкающего звена размерной цепи / А.В. Куприянов, Н. Ю. Ламауэр // Системы обработки информации. - Харьков: УИПА – 2010. - №8(89). - С. 58-61.
70. Сироткин Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин / Сироткин Я.А. - М.: Машиностроение, 1972. - 448 с.
71. Ерошков В.Ю. Разработка методологии комплектования деталей в роторных пакетах газотурбинных двигателей: автореф. дис. ...канд. техн. наук: 05.07.05/ Василий Юрьевич Ерошков; Рыбинская гос. авиац. технол. академия. – Рыбинск, 1999. – 20 с.
72. Сборка роторов ГТД барабанно-дискового типа: типовые процессы, алгоритмы расчетов / [Кравченко И.Ф.]. - Киев: КВИЦ, 2011. - 198 с.
73. Батищев Д. И. Методы оптимального проектирования/ Д. И. Батищев. - М.: Радио и связь, 1984. - 248 с.

74. Митин В. М. Технологические основы оптимизации сборочных процессов в приборостроении. Б-ка приборостроителя / В. М. Митин, Б. М. Сошников, И. М. Шрайбман. - М.: Машиностроение, 1979. - 128 с.

75. Ларин Р. М. Методы оптимизации. Примеры и задачи: Учебное пособие / Р. М. Ларин, А. В. Плясунов, А. В. Пяткин. - Новосибирск. Новосибирский университет, 2003. - 115 с.

76. Наконечний О.Г. Методи прийняття рішень / О.Г. Наконечний, І.В. Гребеннік, Т. Є. Романова, А. Д. Тевяшев. - Харків: ХНУРЕ, 2016. - 132 с.

77. Стоян Ю.Г. Математические модели и оптимизационные методы геометрического проектирования / Ю.Г. Стоян, С. В. Яковлев. - К.: Наукова думка, 1986. - 266 с.

78. Дендобренко Б. Н. Автоматизация конструирования РЭА: Учебник для вузов / Б.Н. Дендобренко Б. Н., А.С. Малика. - М., Высшая школа, 1980. - 384 с.

79. Батищев Д. И. Методы оптимального проектирования / Батищев Д. И. - М.: Радио и связь, 1984. - 248 с.

80. Норенков И. П. Основы автоматизированного проектирования: Учеб. Пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / Норенков И. П. - М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 336 с.

81. Черноруцкий И. Г. Методы оптимизации в теории управления: Учебное пособие/ Черноруцкий И. Г. - СПб.: Питер, 2004. - 256 с.

82. Метод статистических испытаний (метод Монте-Карло) / [Бусленко Н.П., Д. И. Голенко, И. М. Соболев и др.]; под. ред. Ю. А. Шрейдера - М.: «Физматгиз», 1962. - 332 с.

83. Настанова з проектування захисту від шуму в приміщеннях засобами звукопоглинання та екранування: ДСТУ-Н Б В.1.1-32:2013. - [Чинний від 2014-01-01]. - Київ: Держспоживстандарт України, 2014. - 48 с. - (Національний стандарт України).

84. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / [Жидецикий В. Ц. та ін.]. – Львів: Афіша, 2000. - 352 с.
85. Радиовещание и акустика: Учебник / [А.В.Выходец]. - М.: Радио и связь, 1989. – 432 с.
86. Славин И.И. Производственный шум и борьба с ним/ Славин И. И. - М.: Профиздат, 1955. - 336 с.
87. Заборов В.И. Справочник по защите от шума и вибрации жилых и общественных зданий / Заборов В.И. - К.: Будівельник, 1989. – 160 с.
88. Пчелинцев В. Д. Охрана труда в строительстве/ В. Д. Пчелинцев, Д. В.Коптев, Г. Г. Орлов. - М.: Высшая школа, 1991. - 272с.
89. Иофе, В.К. Справочник по акустике / В. К. Иофе, В.Г. Корольков, М.А. Сапожков. – М.: Связь, 1979. - 312 с.
90. Исрафилов И. Х. Звукопоглощающие материалы легкой промышленности, применяемые в машиностроении / И.Х. Исрафилов, Л.Н. Шафигуллин // Вестник Казанского технологического университета. - Казань: КГТУ, 2014. № 1 / том 17. - С. 81-83.
91. Композиционные материалы в авиакосмическом материаловедении: тез. докл. междунар. научн.-техн. конф., 19 февр. 2009 г. – М.: ВИАМ, 2009. - С. 44.
92. Актуальные вопросы авиационного материаловедения: тез. докл. междунар. научн.-техн. конф., 26-27 июня 2007. - М.: ВИАМ, 2009. - С. 25-26.
93. Гусев С. А. Имидостеклопласты для теплонагруженных звукопоглощающих конструкций / С.А. Гусев, В.Н. Костюченко, И.П. Мийченко // Известия Самарского научного центра РАН. - Самара: «СамНЦ РАН», Т. 12. - 2010. - № 1(2). - С. 330-334.
94. Постнов В. И., Вякин В. Н., Вешкин Е. А. Исследования и оптимизация выбора звукопоглощающих конструкций / В.И. Постнов, В.Н. Вякин, Е. А. Вешкин // Вестник Самарского аэрокосмического университета. Аэрокосмическая техника, технологи и машиностроение. – Самара: СГАУ, – 2011. - №3(27). С. 55-64.

95. Шубов И. Г. Шум и вибрация электрических машин / Шубов И. Г. - Л.: Энергоатомиздат, 1986. - 286 с.

96. НПАОП 0.00-1.28-10. Правила охорони праці під час експлуатації ЕОМ – [Електронний реурс] : [Вебсайт]. – Електронні дані. - Київ : Будстандарт, 2011-2017. Режим доступу: [http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id\\_doc=27405](http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=27405) (дата звернення 22.11.2017) – Назва з екрану.

97. А.с. 1825996 СССР, МКИ G01M1/10. Способ определения статического дисбаланса изделий / А.В. Мамонтов, Ю.Г. Хижняк (СССР) – 4937754/28; заявл. 04.08.91; опубл. 07.07.93. Бюл. №25. – 4 с.

98. Мамонтов А.В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования / А.В. Мамонтов // Радиоэлектроника и информатика. - 2002. - № 3. - С. 68-70.

99. Belikov A.S. Increase of safety of operation of compressor units due to balancing of rotors / A.S. Belikov, A.V. Mamontov, N.N. Nalisko, A.A. Klimenko // The scientific heritage. - 2018. - № 21. – P. 68-72.

100. Беликов А.С. Повышение безопасности на рабочих местах при эксплуатации компрессорных установок за счет снижения шума и вибрации / А.С. Беликов, А.В. Мамонтов, В.А. Шаломов // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпро: ПДАБА, 2018. - № 1. - С. 27-34.

101. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин/ Артоболевский И.И. – М.: Наука, 1988. - 639 с.

102. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Часть II. Динамика / Яблонский А.А. – М.: Высшая школа, 1984. - 423 с.

103. Мамонтов А.В. Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов / А.В. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. - Вип. 31 (1074). - С. 99-104.

104. Кузмичев В.Е. Законы и формулы физики. Справочник / Кузмичев В.Е. - К.: Наукова думка, 1989. - 864 с.
105. Андронов А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. – 915 с.
106. Мамонтов А.В. Сравнительный анализ точности авторского и дорезонансного методов измерения дисбаланса роторов / А.В. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. - Харків: НТУ «ХПІ», 2015. - Вип. 34 (1143). - С. 79-84.
107. Сергеев А. Г. Метрология: Учебник / Сергеев А. Г. – М.: Логос, 2005. – 272 с.
108. Измерения в промышленности. Справочник в трех книгах. Книга 2. Способы измерения и аппаратура / Под ред. П. Профоса. - М.: Металлургия, 1990. - 383 с.
109. Бертяев В.Д. Теоретическая механика на базе Mathcad. Практикум / Бертяев В.Д. - Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2005. - 739 с.
110. Половко А. М. МАТНСАД для студента / А. М. Половко, И. В. Ганичев. - СПб.: БХВ-Петербург, 2006. - 336 с.
111. Васильев А. Н. Mathcad 13 на примерах / Васильев А. Н. - СПб.: БХВ-Петербург, 2006. - 528 с.
112. Руженцев І. Порівняльний аналіз точності запропонованого й зарезонансного методів вимірювання дисбалансу роторів / І. Руженцев, О. Мамонтов // Метрологія та прилади. – 2015. - № 3. - С. 29-32.
113. Мамонтов О. Порівняльний аналіз впливу нелінійності поновлюючої сили на точність балансувальних верстатів / О. Мамонтов // Метрологія та прилади. - Харків: УкрНДНЦ, 2016. - № 4. - С. 55-60.
114. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса: ГОСТ ИСО 1940-1-2007 - [Введ. 2008-07-01].- М. Стандартиформ, 2008. - 21 с. - (Межгосударственный стандарт).

115. Кукуш В. Д. Электрорадиоизмерения: Учебное пособие для студентов вузов по специальности «Радиотехника» / Кукуш В. Д. - М.: Радио и связь, 1985. - 386 с.

116. Захаров И.П. Теория неопределенности в измерениях: Учебное пособие/ И.П. Захаров, В.Д. Кукуш. – Харьков: Консум, 2002. – 256 с.

117. Частотомер электронносчетный ЧЗ-33. Технические условия: И22.721.028 ТУ. - [Электронный ресурс]: [Интернет-портал]. – Електронні дані. – [Матеріали з Вікіпедії]. – Режим доступу: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A73-33>. - (дата звернення 04.11.2017) - Назва з екрану.

118. Фирма Контрагент. Частотомер MS6100. - [Электронный ресурс]: [Интернет-портал]. – Електронні дані.- [Харків. Фірма «Контрагент»]. - Режим доступу: <http://contragent.com.ua/produksiya/meritel-sit/item/chastotomer-ms6100-a-10100mgc-b-100mgc-13ggc>. - (дата звернення 04.11.2017) - Назва з екрану.

119. Частотомеры и стандарты частоты. Подробные описания, подбор по параметрам, поставка по Украине. - [Электронный ресурс]: [Интернет-портал]. – Електронні дані. - [Київ: Торговельно-виробнича фірма ООО «Техинком»]. Режим доступу: (<http://www.tehencom.com/Categories/Frequency/Frequency.htm>) - (дата звернення 04.11.2017) - Назва з екрану.

120. Пат. 41467 Україна, МПК G01M1/10. Спосіб визначення головного моменту дисбалансів роторів / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 14357; заявл. 15.12.2008; опубл. 25.05.2009, Бюл. №10. – 4 с.: іл.

121. Пат. 111764 Україна, G01M1/10, G01M1/02, G01M1/16. Стенд балансування автомобільних і мотоциклетних коліс / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № а 201407958; заявл. 14.07.14; опубл. 10.06.15, Бюл. №11. – 4 с.: іл.

122. Пат. 38863 Україна, МПК G01M1/00. Пристрій для визначення головного вектора дисбалансів ротора / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 09208; заявл. 14.07.2009; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2. – 4 с.: іл.

123. Пат. 39118 Україна, МПК G01M1/00. Пристрій для визначення головного вектора дисбалансів ротора / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 09207; заявл. 14.07.2008; опубл. 10.02.2009, Бюл. №3. – 4 с.: іл.

124. Мамонтов А.В. Оптимальная комплектация конструктивно-функциональных узлов электрорадиоэлементами / А.В. Мамонтов // Радиотехника. – Харків: ХДТУРЕ, 2001. – Вып. 117. – С. 125-126.

125. Мамонтов А.В. Метод оптимальной комплектации конструктивно-функциональных узлов / А.В. Мамонтов // Автоматизированные системы управления и приборы автоматики. – Харьков: ХНУРЕ, 2006. – Вып. 135. – С. 30-34.

126. Kliuchnik I. Methods of modular type rotors optimal complexing in the process of the composition / I. Kliuchnik, A. Mamontov, R. Umiarov, V. Shalayeva // Метрологія та прилади. - 2018. - № 1. - С. 53-57.

127. Измерение положения центра масс. Испытательное оборудование. - [Електронний ресурс]: [Інтернет-портал]. – Електронні дані. - [М: БЛІМ Синержи]. – Режим доступу: <http://blms.ru/izmerenie-polozheniya-centra-mass>. - (дата звернення 04.11.2017) - Назва з екрану.

128. Гурский Д. Вычисления в MATHCAD 12/ Д. Гурский, Е. Турбина. - М.: «Питер», 2006. - 544 с.

129. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в Mathcad 15. Учебный курс / Макаров Е.Г. — СПб: БГТУ-Военмех, 2011. — 345 с.

130. Толстых В.К. Программирование в среде Mathcad / Толстых В.К. – Донецк: ДонНУ, 2010. – 128 с.

131. Рибалко О. М. Вища математика (спеціальні розділи). Основи теорії імовірностей з елементами математичної статистики / Рибалко О. М. – Харків: Колегіум, 2014. – 359 с.

132. Бобик О. І. Теорія ймовірностей і математична статистика: підручник / О. І. Бобик, Г. І. Берегова, Б.І. Копитко – К.: ВД «Професіонал», 2007. - 560 с.

133. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. Учебник / Вентцель Е.С. – М.: Наука, 1964. – 576 с.

134. Мамонтов А.В. Расчет оптимального звукопоглощающего покрытия помещения при многотональном шуме / А.В. Мамонтов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2013. - № 4/5 (64). – С. 7-11.

135. Мамонтов А.В. Снижение акустического шума при производстве и эксплуатации РЭС / А.В. Мамонтов, Т.Е. Стыщенко // Радиотехника. – Харків: ХНУРЕ, 2004. – Вып. 139. – С. 163-166.

136. Беликов А.С. Повышение безопасности на рабочих местах при эксплуатации компрессорных агрегатов за счет усовершенствования расчета звукопоглощающих покрытий / А.С. Беликов, И.А. Соколов, В.А. Шаломов, А.В. Мамонтов // Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. пр. – Дніпро: ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України, 2017. – Вип. 135. - С. 246-257.

137. Шумомеры. Часть 1. Технические требования: ГОСТ 17187-2010 – [Введ. 2012-11-01]. – М. Стандартиформ, 2012. - 36 с. (Межгосударственный стандарт).

138. Дзюндзюк Б.В. Математическое моделирование шума в лабораторном практикуме по дисциплине «Основы охраны труда» / Б.В. Дзюндзюк, А.В. Мамонтов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 59. – С. 21-25.

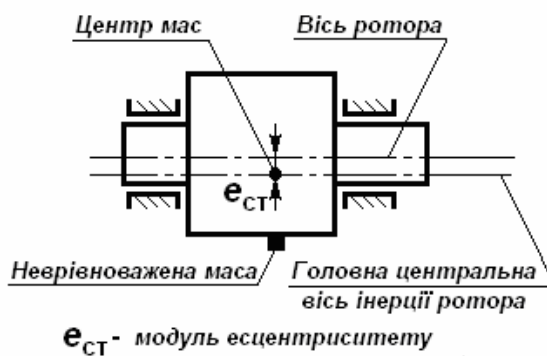
139. Рудник В. М. Звукопоглощающие материалы и конструкции: Справочник / Рудник В. М. - М.: Связь, 1970. - 124с.



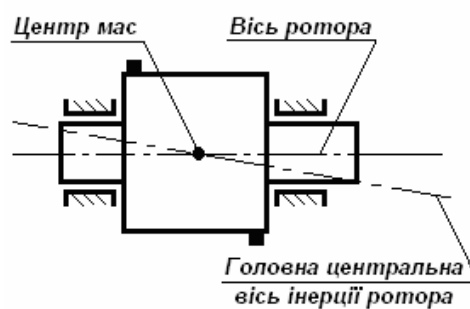
140. Справочник по контролю промышленных шумов. Пер. с англ./ под ред. Л. Фолкнера. - М.: Машиностроение, 1979. - 448с.
141. Никифоров А. С. Звукопоглощающие и звукоизоляционные материалы / А. С. Никифоров - М.: Связь, 2006. - 322 с.
142. Дзюндзюк Б.В. Охрана труда. Сборник задач / [Дзюндзюк Б.В., Иванов В.Г., Клименко В.Н.]. – Харьков: ХНУРЭ, - 2006. - 244 с.
143. Мамонтов О.В. Метод оптимального розміщення джерел шуму та ЕМП у виробничому приміщенні / О.В. Мамонтов, Ю.М. Колтун, О.О. Мамонтов // Метрологія та прилади. - 2017. - № 3. - С. 67-72.
144. Осипов Г.Л. Шумовые характеристики и методы их определения / Г.Л. Осипов, Д.З. Лопашев, Е.Н. Федосеева. - М.: Издательство стандартов, 1983. – 220 с.
145. Лудченко А.А. Основы научных исследований: учеб. пособие [для студ. высш. учеб. зав.] / А. А. Лудченко, Я. А. Лудченко, Т. А. Примак. — К.: Знання, 2000. — 113 с.
146. Цехмістрова Г.С. Основи наукових досліджень: навч. посібник. — К.: Слово, 2003.— 240 с.
147. Романчиков В.І. Основи наукових досліджень: навч. посібник. — Київ: Центр учбової літератури, 2007. — 254 с.

## Додаток А

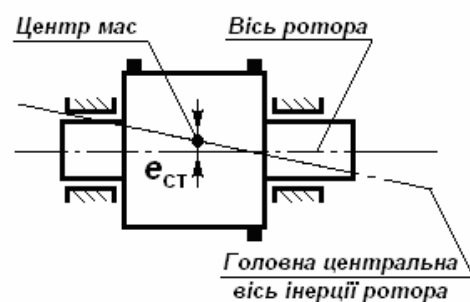
## Ілюстрації до способів і засобів вимірювання неврівноваженості роторів



а



б



в

Рисунок А.1 - Види неврівноваженості роторів:

а - статична; б – моментна; в – динамічна.

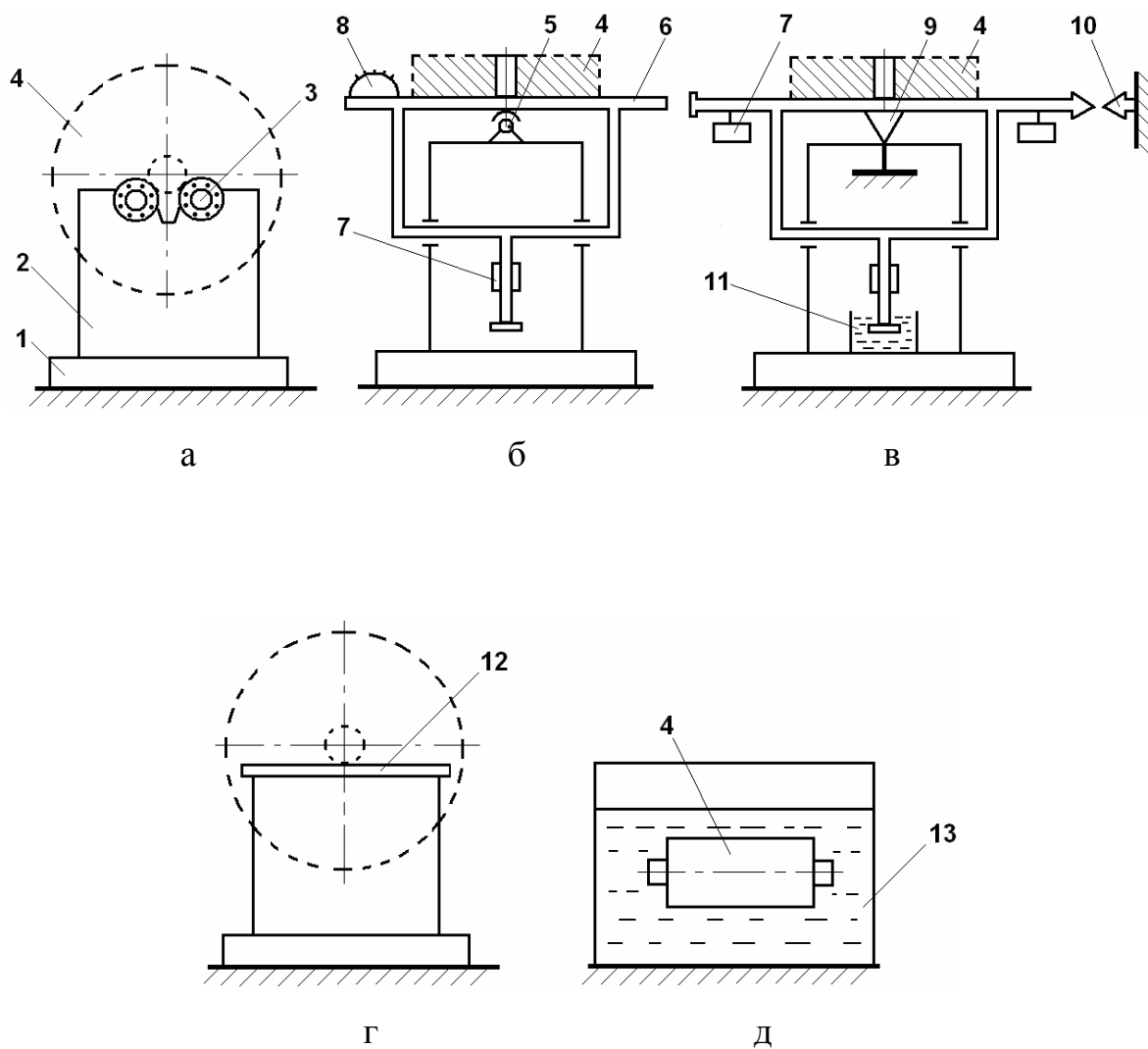


Рисунок А.2 - Схеми верстатів (пристроїв) для статичного балансування за допомогою сил тяжіння: 1 - підстава; 2 - станина; 3 - роликові (дискові) опори; 4 - досліджуваний ротор; 5 - сферична опора; 6 - робочий стіл; 7 - переміщені вантажі; 8 - прецезійний рівень; 9 - призми; 10 - нерухомий покажчик; 11- рідинної демпфер; 12 - рейкові опори (ножі, призми); 13 - ванна.



а



б



в



г



д

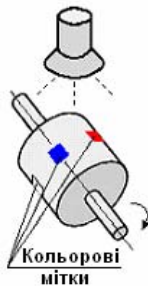


е

Рисунок А.3 - Зовнішній вигляд деяких верстатів (пристроїв) для статичного балансування за допомогою сил тяжіння



Рисунок А.4 – Схема найпростішої модульної конструкції ротора



а



б



в



г

Рисунок А.5 - Балансування з використанням стробоскопічного ефекту



Рисунок А.6 – Дорезонансні балансувальні верстати (з жорсткими опорами): а - верстат 9Д715У (ВКФ «Внешторг-Микрон», Україна) з горизонтальною віссю обертання ротора; б - верстат 9А713Т; в - настільний верстат АТМ-001У (ТОВ «Акрон-3», Росія); г - верстат В-60 з вертикальною віссю обертання («Диамех-2000», Росія); д - верстат В-8; е - верстат VBM 7200 («BALTECH», Росія).



а



б

Рисунок А.7 – Приклади травмонебезпечних робочих місць на виробничих ділянках балансування роторів

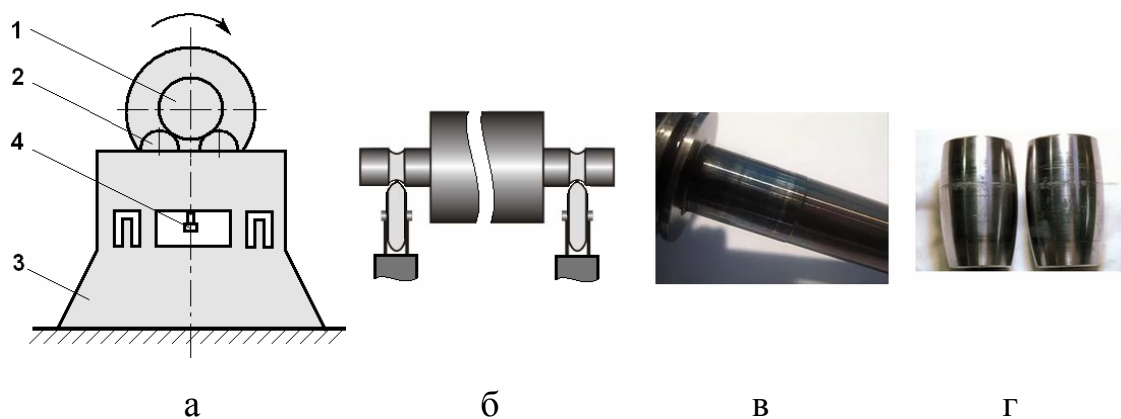


Рисунок А.8 - Ротор на верстаті з жорсткими опорами:

а - компоновка верстата (1 - ротор; 2 - сферичні опори; 3 - станина; 4 - датчик реакції опори); б - утворення радіальних канавок на роторі; в, г - фотографії опорних поверхонь ротора і верстата, відповідно.

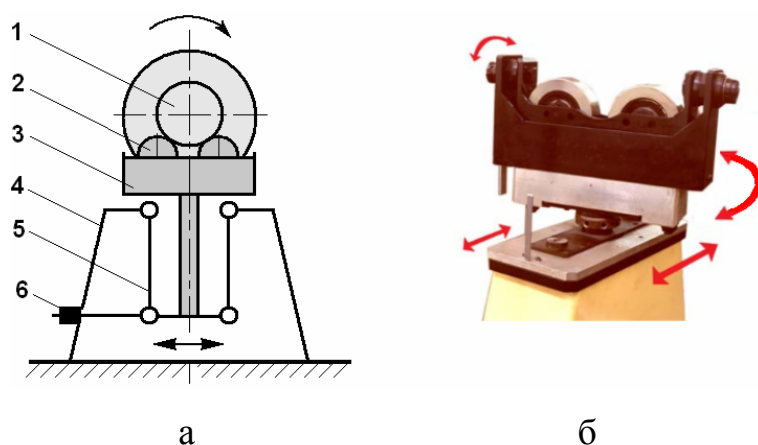


Рисунок А.9 - Типова конструкція зарезонансного верстата балансування:  
а - компоновка верстата (1 - ротор; 2 - роликові опори; 3 - роликовий блок; 4 - станина; 5 - маятниковий підвіс; 6 - датчик переміщення); б - роликовий блок в повернутому вигляді.



а



б



в



г



д



е

Рисунок А.10 - Зарезонансні балансувальні верстати:

а – 9Л716 (ПКФ «Внешторг-Микрон», Україна); б – ВМ-1000 (ООО «Диамех», Росія); в – ВМ-010; г – МС9619М (ОАО «МЗОР», Білорусь); д – А2WZ1 (Японія); е – БС-34-50 («BALTECH», Росія).

## Додаток Б

### Ілюстрації до методів комплектування роторів

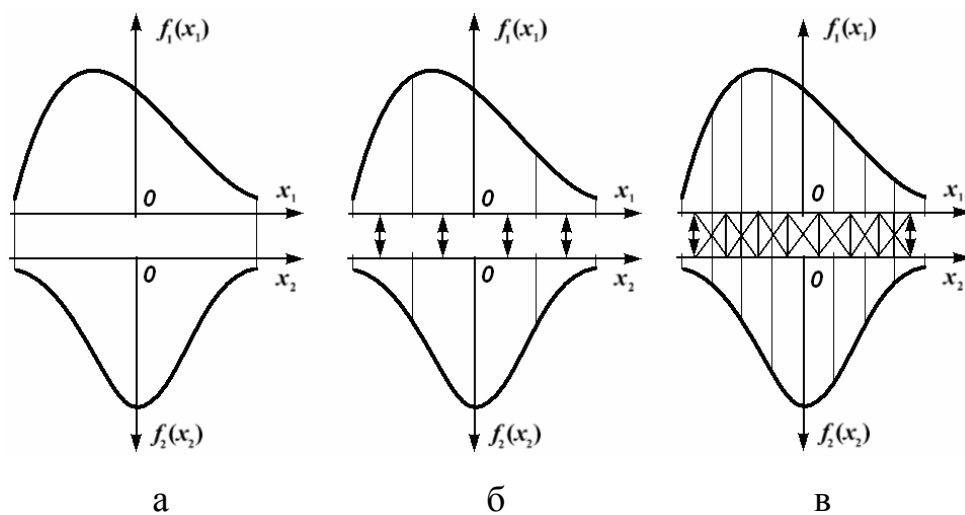


Рисунок Б.1 – Методи взаємозамінності (комплекткування):

а - повна; б - групова (селективна); в - міжгрупова



## Додаток В

## Ілюстрації до звукопоглинання всередині приміщення

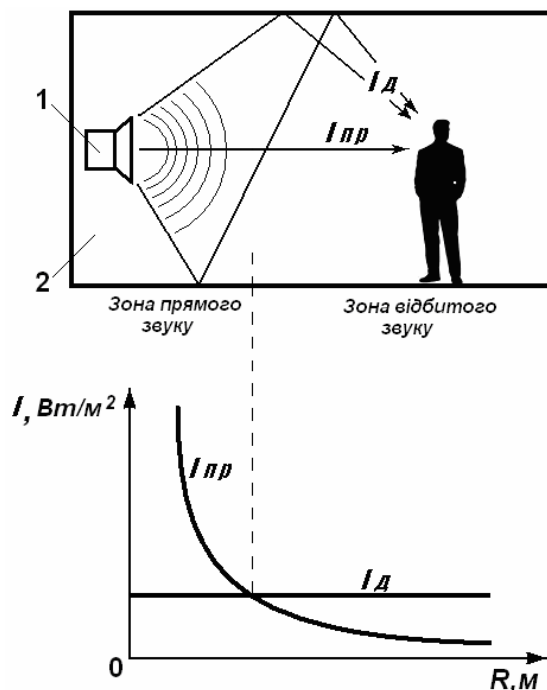


Рисунок В.1 – Шумопоглинання при внутрішньому джерелі шуму: 1 - джерело; 2 - приміщення;  $I_d$  - дифузний (багаторазово відбитий) звук без урахування факторів спрямованості поверхонь і кутів;  $I_{пр}$  - прямий звук.

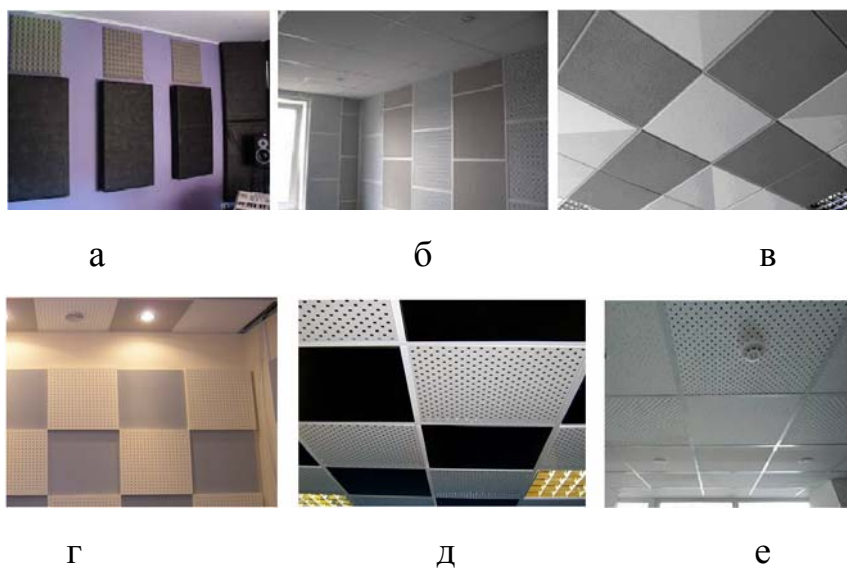


Рисунок В. 2 – Приклади шумопоглинальних покриттів, виконаних з різних одношарових матеріалів



а

б

в



г



д



е

Рисунок В.3 – Підвісні шумопоглинальні панелі:

а, б, в - вертикальні; г, д - горизонтальні (резонаторні);

е – комбіновані.

## Додаток Г

## Межі класів точності балансування машин типових видів [114]

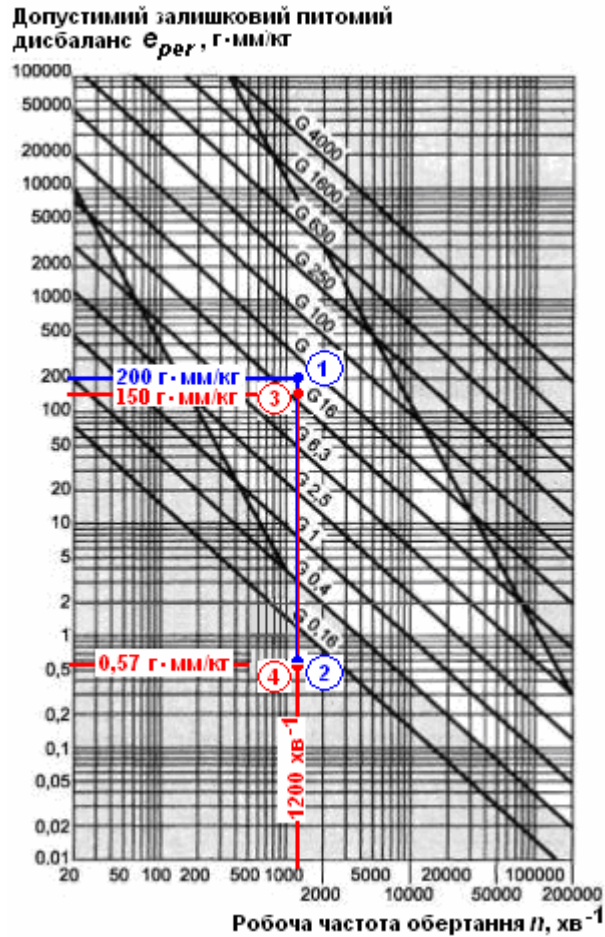


Рисунок Г.1 – Межі класів точності балансування

Примітка. Межі показані похилими лініями і позначені «G0,16-G4000»: G0,4 - гіроскопи, шпинделі та приводи високоточного обладнання; G1 - приводи шліфувальних верстатів (машин), аудіо- та відеоапаратури; G2,5 - ротори електричних двигунів, текстильних верстатів, компресорів, газові та парові турбіни, приводи металорізальних верстатів; G6,3 - ротори машин загального призначення, металорізальних верстатів, центрифуги, вентилятори; G40 - автомобільні колеса, колінчасті вали на віброізоляторах; G4000 - приводні колінчасті вали низькошвидкісних судових дизельних двигунів

## Додаток Д

## Комп'ютерна програма оптимального комплектування роторів на основі методу Монте-Карло

$N := 500$      $\text{едоп} := 1000 \cdot 10^{-6}$     ЗАГОЛОВОК := ("Тип1" "Тип2" "Тип3" " е шт. м" " е шт ср, м")

PL0 := for k ∈ 0..N

$$M1 \leftarrow \begin{pmatrix} 1 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 1.002 & 0.0505 & 390 \times 10^{-6} & 390 \times 10^{-6} & 0.0322 \\ 2 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.9998 & 0.0495 & -110 \times 10^{-6} & -110 \times 10^{-6} & 0.0321 \\ 3 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.9999 & 0.0498 & -506 \times 10^{-6} & -506 \times 10^{-6} & 0.0318 \\ 4 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 1.003 & 0.0503 & 342 \times 10^{-6} & 342 \times 10^{-6} & 0.0319 \\ 5 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 1.009 & 0.0502 & -387 \times 10^{-6} & -387 \times 10^{-6} & 0.0320 \\ 6 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 1.001 & 0.0496 & -209 \times 10^{-6} & -209 \times 10^{-6} & 0.0319 \end{pmatrix}$$

X1 ← csort(M1,1)

$$M2 \leftarrow \begin{pmatrix} 1 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.502 & 0.0352 & -0.0002 & -0.0002 & 0.0172 \\ 2 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.503 & 0.03497 & 0.0003 & 0.0003 & 0.0175 \\ 3 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.496 & 0.03492 & 0.0007 & 0.0007 & 0.0173 \\ 4 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.501 & 0.0351 & -0.0008 & -0.0008 & 0.0172 \\ 5 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.497 & 0.03498 & 0.0005 & 0.0005 & 0.0172 \\ 6 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.502 & 0.0355 & 0.0003 & 0.0003 & 0.0173 \end{pmatrix}$$

X2 ← csort(M2,1)

$$M3 \leftarrow \begin{pmatrix} 1 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.204 & 0 & 0.0003 & 0.0003 & 0.0102 \\ 2 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.203 & 0 & -0.0002 & -0.0002 & 0.0098 \\ 3 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.198 & 0 & 0.0008 & 0.0008 & 0.0101 \\ 4 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.194 & 0 & -0.0003 & -0.0003 & 0.0097 \\ 5 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.203 & 0 & 0.0007 & 0.0007 & 0.0105 \\ 6 & \text{round}(\text{rnd}(100)) & 0.196 & 0 & 0.0003 & 0.0003 & 0.0099 \end{pmatrix}$$

X3 ← csort(M3,1)

$$e_{\text{шт}} \leftarrow \frac{\sqrt{\left[ \overline{(X1^{(2)} \cdot X1^{(4)})} + \overline{(X2^{(2)} \cdot X2^{(4)})} + \overline{(X3^{(2)} \cdot X3^{(4)})} \right]^2 + \left[ \overline{(X1^{(2)} \cdot X1^{(5)})} + \overline{(X2^{(2)} \cdot X2^{(5)})} + \overline{(X3^{(2)} \cdot X3^{(5)})} \right]^2}}{\overline{(X1^{(2)} + X2^{(2)} + X3^{(2)})}}$$

$T_{0,3} \leftarrow e_{\text{шт}}$  if  $|e_{\text{шт}}| \leq \text{едоп}$

$T_{0,3} \leftarrow$  "Комплектування всіх роторів не виконано" otherwise

$T_{0,0} \leftarrow X1^{(0)}$

$T_{0,1} \leftarrow X2^{(0)}$

$T_{0,2} \leftarrow X3^{(0)}$

$T_{0,4} \leftarrow \left( \frac{1}{6} \cdot \sum e_{\text{шт}} \right)$

$Q_k \leftarrow T$

Рисунок Д.1 – Комп'ютерна програма з вхідними даними (Mathcad, спрощений варіант)

$$\begin{aligned}
 & \text{PL1} := \begin{cases} \text{for } k \in 0..K \\ Z_k \leftarrow (PL0_{k,0})_{0,4} \\ Z2 \leftarrow (Z \cdot 10^6) \end{cases} \\
 & \text{match}(\min(\text{PL1}), \text{PL1}) = (325) \quad \text{OPTplan} := \text{stack}(\text{ЗАГОЛОВОК}, PL0_{325}) = \begin{bmatrix} \text{"Тип 1"} & \text{"Тип 2"} & \text{"Тип 3"} & \text{"ешт, м"} & \text{"ешт ср, м"} \\ \begin{pmatrix} 3 \\ 1 \\ 2 \\ 5 \\ 6 \\ 4 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} 3 \\ 4 \\ 6 \\ 5 \\ 2 \\ 1 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} 5 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \\ 6 \\ 4 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} 14 \times 10^{-6} \\ 42 \times 10^{-6} \\ 18 \times 10^{-9} \\ 14 \times 10^{-6} \\ 408 \times 10^{-9} \\ 154 \times 10^{-6} \end{pmatrix} & 37 \times 10^{-6} \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

Рисунок Д.2 – Оптимальне комплектування роторів (приклад)

$$\begin{aligned}
 & \text{match}(\min(\text{PL1}), \text{PL1}) = (279) \\
 & \text{OPTplan} := \text{stack}(\text{ЗАГОЛОВОК}, PL0_{279}) = \begin{bmatrix} \text{"Тип 1"} & \text{"Тип 2"} & \text{"Тип 3"} & \text{"ешт, м"} & \text{"ешт ср, м"} \\ \begin{pmatrix} 2 \\ 5 \\ 6 \\ 1 \\ 4 \\ 3 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} 3 \\ 6 \\ 5 \\ 2 \\ 4 \\ 1 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} 6 \\ 1 \\ 2 \\ 5 \\ 3 \\ 4 \end{pmatrix} & \text{"Комплектування всіх роторів не виконано"} & 267 \times 10^{-6} \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

Рисунок Д.3 – Результат розрахунку у випадку порушення допуску на  $e_{\text{шт } i}$  для окремого ротора

Номер модуля в партії	Допоміжний номер	Маса M1, кг	с1, м	Координати центра маси			
				X1, м	Y1, м	Z1, м	
	1	round(md(100))	1.002	0.0505	$390 \times 10^{-6}$	$390 \times 10^{-6}$	0.0322
	2	round(md(100))	0.9998	0.0495	$-110 \times 10^{-6}$	$-110 \times 10^{-6}$	0.0321
	3	round(md(100))	0.9999	0.0498	$-506 \times 10^{-6}$	$-506 \times 10^{-6}$	0.0318
	4	round(md(100))	1.003	0.0503	$342 \times 10^{-6}$	$342 \times 10^{-6}$	0.0319
	5	round(md(100))	1.009	0.0502	$-387 \times 10^{-6}$	$-387 \times 10^{-6}$	0.0320
	6	round(md(100))	1.001	0.0496	$-209 \times 10^{-6}$	$-209 \times 10^{-6}$	0.0319

M1 ←

Рисунок Д.4 – Позначення характеристик модуля

## Додаток Е

## Статистичні дані значень цільової функції різних варіантів комплектування роторів

Таблиця Е.1

## Результати розрахунку значень цільової функції оптимальних варіантів комплектування

Кількість циклів обчислювань	Значення ЦФ ( $e_{шт.ср}$ , мкм)																
	Номер елемента вибірки * (1-50)																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$10^3$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	52,23	47,53	19,69	33,68	38,58	22,47	30,93	31,03	52,23	41,61	38,81	35,90	39,12	25,17	41,60	35,84	36,12
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
	46,99	41,58	41,56	36,16	41,65	38,88	52,27	35,81	22,51	52,30	52,31	36,16	38,99	36,19	38,66	36,11	22,40
	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	-
47,34	35,90	41,64	47,17	38,80	22,51	38,82	44,52	49,93	35,84	44,27	41,60	38,81	35,81	39,01	35,94	-	
$10^4$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	33,48	35,80	22,41	25,18	22,41	19,69	25,17	30,91	22,51	22,38	30,78	30,78	33,08	25,18	19,70	35,81	36,12
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
	22,40	19,67	25,18	33,48	22,41	22,41	31,03	25,24	22,40	35,84	22,38	22,40	30,91	22,53	22,41	25,18	30,97
	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	-
22,41	22,38	30,93	25,18	22,46	35,78	45,80	35,80	33,05	19,70	28,11	25,22	25,18	35,82	22,51	35,88	-	
$10^5$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	19,69	19,70	19,69	19,67	19,69	22,38	19,67	19,70	19,67	22,40	22,40	19,69	19,69	19,70	19,69	19,70	22,38
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
	19,70	19,67	19,67	19,67	22,48	22,41	22,40	19,69	19,70	19,69	19,69	19,70	22,38	19,67	19,67	22,41	22,47
	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	-
19,67	22,38	22,40	19,67	19,67	19,70	19,69	22,38	22,40	22,41	19,67	22,47	19,69	22,38	19,67	19,67	-	

Продовження таблиці Е.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
10 <sup>6</sup>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	19,67	19,67	19,67	19,67	19,69	19,67	19,67	19,67	19,67	19,69	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,69
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
	19,67	19,69	19,67	19,67	19,67	19,69	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,69	19,67	19,67	19,67	19,67
	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	-
	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,69	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67

Таблиця Е.2

Інтервальний варіаційний ряд значень ЦФ ( $e_{\text{ПІТ.СР}}$ ) при  $K=10^3$ 

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Межі інтервалу, мкм	19,69; 24,35	24,36; 29,01	29,02; 33,67	33,68; 38,33	38,34; 42,99	43,50; 47,65	47,66; 52,31
Частота потрапляння в інтервал	5	1	2	13	17	6	6
Відносна частота потрапляння в інтервал ( $p_1 = \frac{n_1}{50} \dots p_7 = \frac{n_7}{50}$ )	0,1	0,02	0,04	0,36	0,34	0,12	0,12
Представник інтервалу, $\bar{e}_{\text{ПІТ.СР}}$ , мкм	22,02	26,68	31,34	36,0	40,66	45,32	49,98
Математичне очікування $M[E]$ , мкм	38,62						
Дисперсія $D[E]$ , мкм <sup>2</sup>	65,90						

Таблиця Е.3

**Інтервальний варіаційний ряд при  $K=10^4$** 

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Межі інтервалу, мкм	19,67; 22,02	22,03; 24,37	24,38; 26,72	26,73; 29,07	29,08; 31,42	31,43; 33,77	33,78; 36,12
Частота потрапляння в інтервал	4	17	9	0	7	4	9
Відносна частота потрапляння в інтервал	0,08	0,34	0,18	0	0,14	0,08	0,18
Представник інтервалу, мкм	20,84	23,20	25,55	27,90	30,25	32,60	34,95
Математичне очікування, мкм	27,17						
Дисперсія, мкм <sup>2</sup>	31,38						

Таблиця Е.4

**Інтервальний варіаційний ряд при  $K=10^5$** 

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Межі інтервалу, мкм	19,67; 20,07	20,08; 20,47	20,48; 28,87	20,88; 21,27	21,28; 21,67	21,68; 22,07	22,08; 22,48
Частота потрапляння в інтервал	33	0	0	0	0	0	17
Відносна частота потрапляння в інтервал	0,66	0	0	0	0	0	0,34
Представник інтервалу, мкм	19,85	20,27	20,67	21,08	21,48	21,88	22,28
Математичне очікування, мкм	20,61						
Дисперсія, мкм <sup>2</sup>	1,67						



Таблиця Е.5

**Інтервальний варіаційний ряд при  $K=10^6$ .**

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Межі інтервалу, мкм	19,670; 19,673	19,674; 19,676	19,677; 19,679	19,680; 19,681	19,682; 19,684	19,685; 19,687	19,688; 19,690
Частота потрапляння в інтервал	44	0	0	0	0	0	6
Відносна частота потрапляння в інтервал	0,88	0	0	0	0	0	0,12
Представник інтервалу, мкм	19,672	19,675	19,678	19,681	19,683	19,686	19,689
Математичне очікування, мкм	19,672						
Дисперсія, мкм <sup>2</sup>	$4,22 \cdot 10^{-5}$						

Примітка. \* Вибірка (вибіркова сукупність) - частина генеральної сукупності елементів, яка охоплюється Розрахунком.

## Додаток Є

**Виведення математичних виразів для ймовірності досягнення  
глобального оптимуму при комплектуванні роторів модульного типу**

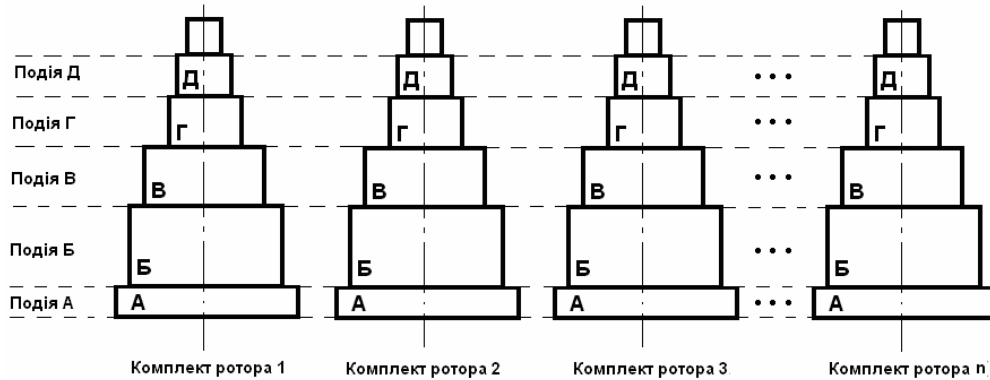


Рисунок Є. 1 - План комплектування партії роторів

На рис. Є.1 умовно показаний план комплектування партії роторів, кожен з яких є складальною одиницею і складається з модулів різних типів (А-Д). Модулі зберігаються і поставляються на збірку в складі відповідних технологічних партій. Кожному модулю в складі партії присвоєно індивідуальний номер (1... $n$ ). Кількість модулів у кожній партії -  $n$ , необхідну кількість скомплектованих роторів -  $n$ , кількість модулів в роторі -  $m$ .

При досягненні ГО значення ЦФ приймає єдине мінімальне (або максимальне, табл. 3.2) значення. При цьому кожен модуль може входити тільки в один (строго певний) ротор. Це можливо за умови, якщо значення параметрів всіх модулів в одній технологічній партії не повторюються.

Комплектування роторів здійснюється шляхом випадкового вибору модулів. Потрібно вивести:

- залежність ймовірності досягнення ГО від  $m$  і  $n$  при одноразовому комплектуванні партії роторів;
- залежність ймовірності досягнення ГО від кількості спроб (обчислень) при багаторазовому комплектуванні роторів.

Розіб'ємо завдання на кілька етапів. Подією А будемо вважати розподіл

модулів типу «А» по роторам, відповідний ГО. Оскільки не повинно бути незавершеного виробництва, всі модулі мають бути розподілені по роторам. Це можна зробити в будь-якому порядку. Наприклад, перший модуль увійде до першого ротора, другий модуль увійде - до другого ротора і т. д. Ймовірність цієї події дорівнює одиниці:

$$p_A = 1.$$

Подією Б назвемо розподіл модулів типу «Б», відповідний ГО. У загальному випадку розподілити модулі по роторам можна  $n!$  способами ( $n!$  перестановок). Глобальному оптимуму буде відповідати тільки один з них. Ймовірність події Б дорівнює

$$p_B = \frac{1}{n!}.$$

Подіями В-Д, відповідно, будемо вважати розподіли модулів типу В-Д, за якими досягається ГО. Ймовірності цих подій, відповідно, дорівнюють

$$p_V = \frac{1}{n!}, \quad p_\Gamma = \frac{1}{n!}, \quad p_D = \frac{1}{n!}.$$

Події А-Д незалежні, бо виконання одного з них не впливає на виконання (ймовірність) інших. Досягнення ГО означає одночасне виконання всіх подій А-Д. Вірогідність його досягнення дорівнює [124-126]

$$P_{\text{ОДН}} = p_A \cdot p_B \cdot p_V \cdot p_\Gamma \cdot p_D = 1 \cdot \frac{1}{n!} \cdot \frac{1}{n!} \cdot \frac{1}{n!} \cdot \frac{1}{n!} = (n!)^{-4}.$$

На підставі методу математичної індукції можна стверджувати, що ймовірність досягнення ГО при одноразовому комплектуванні в загальному випадку дорівнює

$$P_{\text{ОДН}} = (n!)^{-m+1}. \quad (\text{Є.1})$$

Кількість варіантів при повному переборі дорівнює

$$N = (n!)^{m-1}. \quad (\text{Є.2})$$

Очевидно, що при багаторазових спробах комплектування ймовірність досягнення ГО зростає. Всі групові спроби являють собою незалежні події. При кількості спроб  $k$  ймовірність досягнення ГО принаймні в одній з них дорівнює

$$P(k) = 1 - \prod_{i=1}^k (1 - P_{\text{ОД}}) = 1 - \prod_{i=1}^k (1 - (n!)^{-m+1}) = 1 - [1 - (n!)^{-m+1}]^k. \quad (\text{Є.3})$$

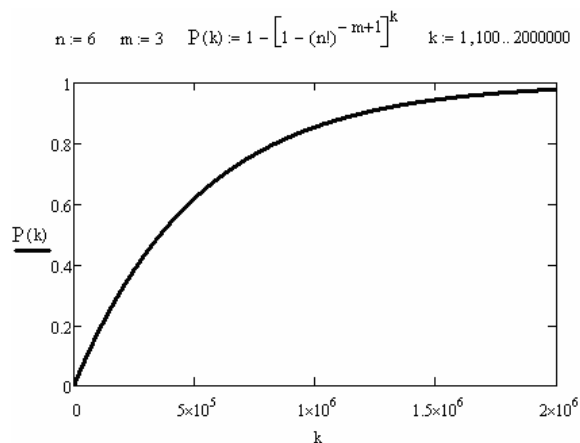


Рисунок Є.2 - Залежність ймовірності досягнення ГО від кількості спроб комплектування (Mathcad)

**Додаток Ж**

**Комп'ютерна програма розрахунку оптимального шумопоглинального покриття (Mathcad)**

```

x1 := 2  y1 := 2  z1 := 1  x := 18  y := 13  z := 1.8
C1 := 3  C2 := 5  C3 := 1  C := 344  Smax := 5000
Nmax := 105  Sпок := A·B  S := 2·A·B + 2·H·(A + B)
A := 20  B := 15  H := 5
Sдв := 8  ρ := 1.2
Sок := 64

```

"Мат-л (об'єкт)"	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
"Мат. 1"	0	0	0.07	0.12	0.19	0.45	0.89	0.89
"Мат. 2"	0.28	0.43	0.83	1	1	0.85	0.8	0.75
"Мат. 3"	0.15	0.42	0.81	0.82	0.69	0.58	0.59	0.58
"Двери"	0.22	0.18	0.11	0.19	0.39	0.95	0.56	0.32
"Окна"	0.42	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04	0.01
"Пол"	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04
"Непокр. части стін"	0.02	0.02	0.05	0.06	0.08	0.08	0.05	0.04

$$3M := \begin{pmatrix} 63 & 125 & 250 & 500 & 1000 & 2000 & 4000 & 8000 \\ 8 \cdot 10^{-6} & 6 \cdot 10^{-6} & 4 \cdot 10^{-6} & 4 \cdot 10^{-5} & 3 \cdot 10^{-6} & 1 \cdot 10^{-5} & 4 \cdot 10^{-6} & 1.2 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix}$$

$$PC := \begin{pmatrix} 63 & 125 & 250 & 500 & 1000 & 2000 & 4000 & 8000 \\ 79 & 70 & 63 & 58 & 55 & 52 & 50 & 49 \end{pmatrix}$$

```

Smax := A·B + 2·H·(A + B) - Sок - Sдв  S1 := round(md(Smax))  S2 := round(md(Smax - S1))  S3 := round(md(Smax - S1 - S2))
Ssum := round(md(Smax)) + round(md(Smax - S1)) + round(md(Smax - S1 - S2))
Csum := C1·round(md(Smax)) + C2·round(md(Smax - round(md(Smax)))) + C3·round(md(Smax - round(md(Smax)) - round(md(Smax - round(md(Smax))))))
Sшпс := A·B + 2·H·(A + B) - Sок - Sдв - Tn,3
for n ∈ 0..Nmax
    Tn,0 ← round(md(Smax))
    Tn,1 ← round(md(Smax - Tn,0))
    Tn,2 ← round(md(Smax - Tn,0 - Tn,1))
    Tn,3 ← Tn,0 + Tn,1 + Tn,2
    Tn,4 ← C1·Tn,0 + C2·Tn,1 + C3·Tn,2
    Tn,5 ← 20·log √ [ (4π) [ (x-x1)2 + (y-y1)2 + (z-z1)2 ] + 4(3M1,0) [ 1 - (Tn,0·KF1,1 + Tn,1·KF2,1 + Tn,2·KF3,1 + Sдв·KF4,1 + Sок·KF5,1 + Sпок·KF6,1 + [A·B + 2·H·(A + B) - Sок - Sдв - Tn,3]·KF7,1) / S ] ] · ρ·C
    Tn,6 ← 20·log √ [ (4π) [ (x-x1)2 + (y-y1)2 + (z-z1)2 ] + 4(3M1,1) [ 1 - (Tn,0·KF1,2 + Tn,1·KF2,2 + Tn,2·KF3,2 + Sдв·KF4,2 + Sок·KF5,2 + Sпок·KF6,2 + [A·B + 2·H·(A + B) - Sок - Sдв - Tn,3]·KF7,2) / S ] ] · ρ·C

```

Рисунок Ж.1 - Частина 1 (продовження на рис. Ж.2)

$$\begin{aligned}
 T_{n,7} &\leftarrow 20 \cdot \log \left[ \frac{1}{(4\pi)} \left[ \frac{3M_{1,2}}{[(x-x_l)^2 + (y-y_l)^2 + (z-z_l)^2]} \right] + \frac{4(3M_{1,2}) \left[ 1 - \frac{T_{n,0} \cdot KF_{1,3} + T_{n,1} \cdot KF_{2,3} + T_{n,2} \cdot KF_{3,3} + S_{дв} \cdot KF_{4,3} + S_{ок} \cdot KF_{5,3} + S_{пол} \cdot KF_{6,3} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,3}}{S} \right]}{T_{n,0} \cdot KF_{1,3} + T_{n,1} \cdot KF_{2,3} + T_{n,2} \cdot KF_{3,3} + S_{дв} \cdot KF_{4,3} + S_{ок} \cdot KF_{5,3} + S_{пол} \cdot KF_{6,3} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,3} \cdot S} \right] \cdot \rho \cdot C \\
 &\quad 2 \cdot 10^{-5} \\
 T_{n,8} &\leftarrow 20 \cdot \log \left[ \frac{1}{(4\pi)} \left[ \frac{3M_{1,3}}{[(x-x_l)^2 + (y-y_l)^2 + (z-z_l)^2]} \right] + \frac{4(3M_{1,3}) \left[ 1 - \frac{T_{n,0} \cdot KF_{1,4} + T_{n,1} \cdot KF_{2,4} + T_{n,2} \cdot KF_{3,4} + S_{дв} \cdot KF_{4,4} + S_{ок} \cdot KF_{5,4} + S_{пол} \cdot KF_{6,4} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,4}}{S} \right]}{T_{n,0} \cdot KF_{1,4} + T_{n,1} \cdot KF_{2,4} + T_{n,2} \cdot KF_{3,4} + S_{дв} \cdot KF_{4,4} + S_{ок} \cdot KF_{5,4} + S_{пол} \cdot KF_{6,4} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,4} \cdot S} \right] \cdot \rho \cdot C \\
 &\quad 2 \cdot 10^{-5} \\
 T_{n,9} &\leftarrow 20 \cdot \log \left[ \frac{1}{(4\pi)} \left[ \frac{3M_{1,4}}{[(x-x_l)^2 + (y-y_l)^2 + (z-z_l)^2]} \right] + \frac{4(3M_{1,4}) \left[ 1 - \frac{T_{n,0} \cdot KF_{1,5} + T_{n,1} \cdot KF_{2,5} + T_{n,2} \cdot KF_{3,5} + S_{дв} \cdot KF_{4,5} + S_{ок} \cdot KF_{5,5} + S_{пол} \cdot KF_{6,5} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,5}}{S} \right]}{T_{n,0} \cdot KF_{1,5} + T_{n,1} \cdot KF_{2,5} + T_{n,2} \cdot KF_{3,5} + S_{дв} \cdot KF_{4,5} + S_{ок} \cdot KF_{5,5} + S_{пол} \cdot KF_{6,5} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,5} \cdot S} \right] \cdot \rho \cdot C \\
 &\quad 2 \cdot 10^{-5} \\
 T_{n,10} &\leftarrow 20 \cdot \log \left[ \frac{1}{(4\pi)} \left[ \frac{3M_{1,5}}{[(x-x_l)^2 + (y-y_l)^2 + (z-z_l)^2]} \right] + \frac{4(3M_{1,5}) \left[ 1 - \frac{T_{n,0} \cdot KF_{1,6} + T_{n,1} \cdot KF_{2,6} + T_{n,2} \cdot KF_{3,6} + S_{дв} \cdot KF_{4,6} + S_{ок} \cdot KF_{5,6} + S_{пол} \cdot KF_{6,6} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,6}}{S} \right]}{T_{n,0} \cdot KF_{1,6} + T_{n,1} \cdot KF_{2,6} + T_{n,2} \cdot KF_{3,6} + S_{дв} \cdot KF_{4,6} + S_{ок} \cdot KF_{5,6} + S_{пол} \cdot KF_{6,6} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,6} \cdot S} \right] \cdot \rho \cdot C \\
 &\quad 2 \cdot 10^{-5} \\
 T_{n,11} &\leftarrow 20 \cdot \log \left[ \frac{1}{(4\pi)} \left[ \frac{3M_{1,6}}{[(x-x_l)^2 + (y-y_l)^2 + (z-z_l)^2]} \right] + \frac{4(3M_{1,6}) \left[ 1 - \frac{T_{n,0} \cdot KF_{1,7} + T_{n,1} \cdot KF_{2,7} + T_{n,2} \cdot KF_{3,7} + S_{дв} \cdot KF_{4,7} + S_{ок} \cdot KF_{5,7} + S_{пол} \cdot KF_{6,7} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,7}}{S} \right]}{T_{n,0} \cdot KF_{1,7} + T_{n,1} \cdot KF_{2,7} + T_{n,2} \cdot KF_{3,7} + S_{дв} \cdot KF_{4,7} + S_{ок} \cdot KF_{5,7} + S_{пол} \cdot KF_{6,7} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,7} \cdot S} \right] \cdot \rho \cdot C \\
 &\quad 2 \cdot 10^{-5}
 \end{aligned}$$

Рисунок Ж.2 - Частина 2 (початок на рис. Ж.1)

$$T_{n,12} \leftarrow 20 \cdot \log \left[ \frac{1}{(4\pi) \left[ (x-x_l)^2 + (y-y_l)^2 + (z-z_l)^2 \right]} + \frac{4 \cdot (3M_{1,7}) \cdot \left[ 1 - \frac{T_{n,0} \cdot KF_{1,8} + T_{n,1} \cdot KF_{2,8} + T_{n,2} \cdot KF_{3,8} + S_{дв} \cdot KF_{4,8} + S_{ок} \cdot KF_{5,8} + S_{нон} \cdot KF_{6,8} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,8}}{S} \right]}{T_{n,0} \cdot KF_{1,8} + T_{n,1} \cdot KF_{2,8} + T_{n,2} \cdot KF_{3,8} + S_{дв} \cdot KF_{4,8} + S_{ок} \cdot KF_{5,8} + S_{нон} \cdot KF_{6,8} + [A \cdot B + 2 \cdot H \cdot (A + B) - S_{ок} - S_{дв} - T_{n,3}] \cdot KF_{7,8}} \cdot \rho \cdot C} \right]$$

$$T_{n,13} \leftarrow 10 \cdot \log \left[ \frac{2 \cdot 10^{-5} \cdot \left[ \frac{10^{0.1(T_{n,5}-26.2)} + 10^{0.1(T_{n,6}-16.1)} + 10^{0.1(T_{n,7}-8.6)} + 10^{0.1(T_{n,8}-3.2)} + 10^{0.1(T_{n,9}-0)} + 10^{0.1(T_{n,10}+1.2)} + 10^{0.1(T_{n,11}+1)} + 10^{0.1(T_{n,12}-1.1)} \right] \cdot 4 \cdot 10^{-10}}{\rho \cdot C} \right]}{10^{-12}}$$

ЗАГ := ("Мат. 1, кв.м" "Мат. 2, кв.м" "Мат. 3, кв.м" "Стоим., у.е" "Лр63, дб" "Лр125, дб" "Лр250, дб" "Лр500, дб" "Лр1000, дб" "Лр2000, дб" "Лр4000, дб" "Лр8000, дб" "Л, д6А")

```

for n ∈ 0..Nmax
  Qn,0 ← DXn,0
  Qn,1 ← DXn,1
  Qn,2 ← DXn,2
  Qn,3 ← DXn,4 if DXn,4 ≤ Cmax ∧ DXn,5 ≤ PC1,0 ∧ DXn,6 ≤ PC1,1 ∧ DXn,7 ≤ PC1,2 ∧ DXn,8 ≤ PC1,3 ∧ DXn,9 ≤ PC1,4 ∧ DXn,10 ≤ PC1,5 ∧ DXn,11 ≤ PC1,6 ∧ DXn,12 ≤ PC1,7
  Qn,3 ← 108 otherwise
  Qn,4 ← DXn,5
  Qn,5 ← DXn,6
  Qn,6 ← DXn,7
  Qn,7 ← DXn,8
  Qn,8 ← DXn,9
  Qn,9 ← DXn,10
  Qn,10 ← DXn,11
  Qn,11 ← DXn,12
  Qn,12 ← DXn,13
Q1 ← csort(Q,12)
Q2 ← submatrix(Q1,0,0,0,12)
QQ ← stack(ЗАГ, Q2)
QQ
    
```

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	"Мат. 1, кв.м "	"Мат. 2, кв.м"	"Мат. 3, кв.м"	"Стоим., у.е"	"Лр63, дб"	"Лр125, дб"	"Лр250, дб"	"Лр500, дб"	"Лр1000, дб"	"Лр2000, дб"	"Лр4000, дб"	"Лр8000, дб"	"Л, д6А"
1	154	356	26	2.268·10 <sup>3</sup>	53.106	50.105	44.766	53.574	42.217	47.659	42.904	48.067	54.396

Рисунок Ж.3 - Частина 3

Примітка. На рис. Ж.1...Ж.3 прийняті наступні позначення вхідних даних:  $x; y; z$  - координати розрахункової точки, м;  $x_1; y_1; z_1$  - координати джерела звуку, м;  $C_1 - C_3$  - відповідні вартості одного квадратного метра покриття, у.о.;  $\rho$  - щільність повітря в нормальних умовах,  $\text{кг/м}^3$ ;  $C$  - швидкість звуку в нормальних умовах, м/сек;  $A; B; H$  - габарити приміщення, м;  $S_{\text{дв}}$ ,  $S_{\text{ок}}$  - відповідно, площі дверей та вікон, м;  $N_{\text{max}}$  - загальна кількість циклів обчислювань;  $C_{\text{max}}$  - максимально допустима вартість, у. о .;  $KF$  - частотна залежність коефіцієнта звукопоглинання матеріалів;  $ЗМ$  - звукова потужність джерела на частотах (63-8000 Гц), Вт;  $ПС$  - максимально допустимі рівні звукового тиску на частотах (63-8000 Гц), дБ;  $ЗАГ$  - заголовок таблиці вихідних даних.



## Додаток З

## Статистичні дані розрахунку оптимального шумопоглинального покриття приміщення

Таблиця 3.1

## Дані розрахунків рівня шуму та площі шумопоглинального покриття

Номер спроби $n$ (1... $N$ )	Кількість циклів розрахунку															
	$k = 10^2$				$k = 10^3$				$k = 10^4$				$k = 10^5$			
	$SI,$ $m^2$	$S2,$ $m^2$	$S3,$ $m^2$	$L,$ дБА	$SI,$ $m^2$	$S2,$ $m^2$	$S3,$ $m^2$	$L,$ дБА	$SI,$ $m^2$	$S2,$ $m^2$	$S3,$ $m^2$	$L,$ дБА	$SI,$ $m^2$	$S2,$ $m^2$	$S3,$ $m^2$	$L,$ дБА
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	163	408	4	<b>73,82</b>	11	566	1	<b>72,63</b>	20	542	12	<b>72,79</b>	1	576	1	<b>72,57</b>
2	91	383	46	<b>74,19</b>	11	551	10	<b>72,76</b>	1	567	8	<b>72,62</b>	0	578	0	<b>72,56</b>
3	349	83	142	<b>76,31</b>	20	556	1	<b>72,71</b>	8	569	0	<b>72,62</b>	1	576	1	<b>72,57</b>
4	49	509	18	<b>72,98</b>	26	550	0	<b>72,76</b>	4	566	2	<b>72,69</b>	0	578	0	<b>72,56</b>
5	38	520	9	<b>73,0</b>	44	552	9	<b>72,93</b>	20	556	1	<b>72,71</b>	0	578	0	<b>72,56</b>
6	112	446	15	<b>73,48</b>	20	542	12	<b>72,79</b>	11	551	10	<b>72,75</b>	1	576	1	<b>72,57</b>
7	61	467	45	<b>73,21</b>	11	566	1	<b>72,63</b>	44	522	9	<b>72,93</b>	1	576	1	<b>72,57</b>
8	60	490	13	<b>73,23</b>	20	556	1	<b>72,71</b>	1	567	8	<b>72,62</b>	0	578	0	<b>72,56</b>
9	130	433	6	<b>73,64</b>	11	551	10	<b>72,76</b>	21	557	0	<b>72,70</b>	0	578	0	<b>72,56</b>
10	0	432	116	<b>73,41</b>	11	551	10	<b>72,76</b>	26	550	0	<b>72,76</b>	0	578	0	<b>72,56</b>

Таблиця 3.2

## Математичне очікування та дисперсія рівня шуму

	Кількість циклів розрахунку			
	$k = 10^2$	$k = 10^3$	$k = 10^4$	$k = 10^5$
Математичне очікування рівня шуму $M[L] = \sum_{i=1}^m L_i p_i$ , дБА	73,81	72,73	72,68	72,57
Дисперсія рівня шуму $D[L] = \sum_{i=1}^m (L_i - M[L])^2 p_i$ , (дБА) <sup>2</sup>	9,78	2,68	0,82	0,28

Примітки: - значення площі шумопоглинальних матеріалів, м<sup>2</sup>;  $L_i$  - рівень шуму, дБА;  $p_i$  - частота (статистична ймовірність);  $N$  - загальна кількість спроб розрахунку (обсяг статистичної сукупності,  $N=100$ );  $k$  - кількість циклів розрахунку в окремій спробі).

## Додаток И

## Комп'ютерна програма розрахунку оптимальних координат джерел шуму всередині приміщення

Звукова потужність джерел, Вт  
 $W1 := 10^{-6}$   $W2 := 10^{-6}$

Координати людей (умовні точки, м)  
 $X11 := 1$   $X12 := 9$   $X13 := 5$   
 $Y11 := 1$   $Y12 := 1$   $Y13 := 7$

Тривалість дії на людину, год  
 $t1 := 8$   $t2 := 8$   $t3 := 8$

Розміри приміщення, м  
 $A := 10$   $B := 8$   $H := 4$

$S := 2 \cdot A \cdot B + 2 \cdot A \cdot H + 2 \cdot B \cdot H$   $Lpдоп := 60$   $\rho := 1.29$   $C := 343$   $\alpha_{ср} := 0.7$   $\Delta := 0.001$   $P_0 := 10^{-5}$

Кінцеві дані  
 $ЗАГ1 := ("X1, м" "X2, м" "Y1, м" "Y2, м" "EH1, Дж/кв.м" "EH2, Дж/кв.м" "EH3, Дж/кв.м" "Lp1, дБ" "Lp2, дБ" "Lp3, дБ" "EHср, Дж/кв.м")$

for k ∈ 0..600

```

X1 ← (round(md(A - 1)) + 1)
Kk,0 ← X1
X2 ← (round(md(A - 1)) + 1)
Kk,1 ← X2
Y1 ← (round(md(B - 1)) + 1)
Kk,2 ← Y1
Y2 ← (round(md(B - 1)) + 1)
Kk,3 ← Y2
Q ← 1 if (X1 ≠ X2 ∨ Y1 ≠ Y2)
Q ← 100 otherwise
EH1 ← t1 · Q ·  $\left[ \frac{W1}{4\pi \cdot [(X1 - X11)^2 + (Y1 - Y11)^2 + \Delta]} + \frac{W2}{4\pi \cdot [(X2 - X11)^2 + (Y2 - Y11)^2 + \Delta]} + \frac{4 \cdot (W1 + W2) \cdot (1 - \alpha_{ср})}{\alpha_{ср} \cdot S} \right]$ 
Kk,4 ← EH1
EH2 ← t2 · Q ·  $\left[ \frac{W1}{4\pi \cdot [(X1 - X12)^2 + (Y1 - Y12)^2 + \Delta]} + \frac{W2}{4\pi \cdot [(X2 - X12)^2 + (Y2 - Y12)^2 + \Delta]} + \frac{4 \cdot (W1 + W2) \cdot (1 - \alpha_{ср})}{\alpha_{ср} \cdot S} \right]$ 
Kk,5 ← EH2
EH3 ← t3 · Q ·  $\left[ \frac{W1}{4\pi \cdot [(X1 - X13)^2 + (Y1 - Y13)^2 + \Delta]} + \frac{W2}{4\pi \cdot [(X2 - X13)^2 + (Y2 - Y13)^2 + \Delta]} + \frac{4 \cdot (W1 + W2) \cdot (1 - \alpha_{ср})}{\alpha_{ср} \cdot S} \right]$ 
Kk,6 ← EH3

```

	0	1
0	"X1, м"	1
1	"X2, м"	9
2	"Y1, м"	7
3	"Y2, м"	7
4	"EH1, Дж/кв.м"	$1.143 \cdot 10^{-7}$
5	"EH2, Дж/кв.м"	$1.143 \cdot 10^{-7}$
6	"EH3, Дж/кв.м"	$1.698 \cdot 10^{-7}$
7	"Lp1, дБ"	38.977
8	"Lp2, дБ"	38.977
9	"Lp3, дБ"	40.696
10	"EHср, Дж/кв.м"	$1.328 \cdot 10^{-7}$

Рисунок И.1 - Частина 1 (продовження на рис. И.2)

```

Lp1 ← 20·log $\left(\frac{\sqrt{\rho \cdot C \cdot EH1}}{P_{o-t1}}\right)$ 
Kk,7 ← Lp1
Lp2 ← 20·log $\left(\frac{\sqrt{\rho \cdot C \cdot EH2}}{P_{o-t2}}\right)$ 
Kk,8 ← Lp2
Lp3 ← 20·log $\left(\frac{\sqrt{\rho \cdot C \cdot EH3}}{P_{o-t3}}\right)$ 
Kk,9 ← Lp3
EHcp ←  $\frac{EH1 + EH2 + EH3}{3}$  if  $20 \cdot \log\left(\frac{\sqrt{\rho \cdot C \cdot EH1}}{P_{o-t1}}\right) \leq L_{pдоп} \wedge 20 \cdot \log\left(\frac{\sqrt{\rho \cdot C \cdot EH2}}{P_{o-t2}}\right) \leq L_{pдоп} \wedge 20 \cdot \log\left(\frac{\sqrt{\rho \cdot C \cdot EH3}}{P_{o-t3}}\right) \leq L_{pдоп}$ 
EHcp ← 106 otherwise
Kk,10 ← EHcp
R0 ← csort(K,10)
R1 ← submatrix(R0,0,0,0,10)
R2 ← stack(3AГ1,R1)
R3 ← R2T

```

Рисунок И.2 – Частина 2 (початок на рис. И.1)

## Додаток К

**Експериментальні дані з вимірювання просторових характеристик  
звукового поля всередині виробничого приміщення**

Таблиця К.1

**Квазі-ізотропні джерела шуму, розташовані в кутах приміщення уздовж  
загальної стіни (рис. 5.5)**

Рівень шуму, дБА									
Координати точок вимірювання									
У, м	Х, м								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	47,7	47,7	47,7	47,8	47,8	47,7	47,7	47,6	47,6
2	48,6	48,5	48,4	48,4	48,4	48,4	48,4	48,5	48,5
3	50,9	50,0	49,6	49,5	49,4	49,5	49,6	49,9	50,8
4	55,7	52,8	51,5	50,7	50,5	50,6	51,4	52,8	55,6
5	-	55,7	52,8	51,2	50,8	51,4	52,6	55,7	-

Таблиця К.2

**Квазі-ізотропні джерела шуму, розташовані в кутах приміщення уздовж  
діагоналі (рис. 5.6)**

Рівень шуму, дБА									
Координати точок вимірювання									
У, м	Х, м								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	43,6	44,0	44,9	46,6	48,4	50,8	53,7	57,2	-
2	45,8	46,1	46,7	47,4	48,3	49,4	50,5	51,8	53,3
3	48,8	48,8	48,7	48,7	48,8	48,8	48,8	48,7	48,6
4	53,0	51,4	50,3	49,3	48,2	47,3	46,6	46,0	45,7
5	-	57,1	53,6	51,0	48,4	46,4	44,9	43,9	43,5

Таблиця К.3

**Квазі-ізотропне джерело шуму, розташоване в центрі приміщення  
(рис. 5.7)**

Рівень шуму, дБА									
Координати точок вимірювання									
У, м	Х, м								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	47,6	47,8	48,3	48,5	48,6	48,5	48,3	47,9	47,8
2	47,9	48,2	49,0	50,1	51,9	50,2	48,9	48,2	48,0
3	48,1	48,8	49,8	51,8	-	51,6	49,6	48,7	48,2
4	47,8	48,3	49,1	50,3	51,7	50,1	49,0	48,2	47,9
5	47,7	47,9	48,1	48,6	48,7	48,5	48,0	47,7	47,8

Таблиця К.4

**Анізотропні джерела шуму, спрямовані в центр приміщення  
(рис. 5.8)**

Рівень шуму, дБА									
Координати точок вимірювання									
У, м	Х, м								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	47,6	47,6	47,9	48,6	48,9	48,6	48,2	47,6	47,5
2	47,8	48,1	49,2	51,3	51,8	51,1	49,2	48,1	47,8
3	49,3	50,2	53,0	52,2	51,7	51,7	53,0	50,2	49,2
4	53,0	57,1	53,3	51,0	50,5	50,8	53,2	56,5	53,2
5	-	55,6	51,4	49,3	49,2	50,3	52,5	56,3	-

## **Додаток Л**

### **Акти впровадження результатів дослідження**

**«ЗАТВЕРДЖУЮ»**

Проректор з НМР  
Харківського національного  
університету радіоелектроніки  
д.т.н., проф. Рубан І.В.

« 19 » \_\_\_\_\_ 2018 р.

### АКТ

щодо впровадження в навчальний процес Харківського національного університету радіоелектроніки результатів наукових досліджень кандидатської дисертаційної роботи Мамонтова Олександра Вікторовича за темою «Зниження шуму та вібрації від компресорних установок на робочих місцях підприємств будіндустрії»

Комісія у складі: зав. каф. охорони праці, к.т.н., доц. Стиценко Т.Є.; к.т.н., доц. Березуцької Н.Л.; стар. викл. Сердюк Н.М. розглянула результати наукових досліджень та прийняла рішення щодо впровадження їх в навчальний процес кафедри охорони праці при викладанні дисциплін «Безпека життєдіяльності» та «Основи охорони праці», а саме:

- методів вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів. Дані методи спрямовані на зниження шуму та вібрації в джерелах виникнення та застосовуються при читанні лекцій за темою «Шум та вібрація»;

- лабораторної установки вимірювання статичної невірноваженості жорстких роторів. Установка застосовується в лабораторній роботі «Дослідження методів і засобів захисту людини від технологічної вібрації»;



- алгоритму розрахунку оптимального розміщення джерел шуму у виробничих приміщеннях. Алгоритм спрямований на зниження шуму на шляху розповсюдження за рахунок віддалення та просторової орієнтації джерел, і застосовується при читанні лекцій за темою «Шум та вібрація»;

- лабораторної установки з дослідження якостей звукового сприйняття та розповсюдження звуку. Установка дозволяє експериментально отримувати характеристики звукового поля в приміщенні, і застосовується в лабораторній роботі «Дослідження якостей звукового сприйняття та розповсюдження звуку в приміщенні».

Розглянуті результати дозволяють студентам отримати більш якісну теоретичну підготовку при проведенні лекцій та глибший досвід експериментальних досліджень при проведенні лабораторних робіт за вказаними вище дисциплінами.

**Голова комісії:**

зав. каф. охорони праці,  
к.т.н., доц.



СТИЦЕНКО Т.Є.

**Члени комісії:**

к.т.н., доц.



БЕРЕЗУЦЬКА Н.Л.

к.т.н., доц.



ПРОНЮК Г.В.

стар. викл.



СЕРДЮК Н.М.

УЗГОДЖЕНО  
Проректор з наукової роботи  
ДВНЗ ПДАБА



д.т.н. проф.  
Савицький М. В.

2018 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ  
головний інженер заводу ЗБК



Дорошенко В. В.

2018 р.

### АКТ

впровадження методів і засобів вимірювання статичної та моментної  
неврівноваженості жорстких роторів

Комісія у складі представників ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» д.т.н. проф. Белікова А.С., к.т.н. проф. Сафонова В.В., здобувача Мамонтова О.В. з одного боку і від підприємства начальника енергосилового цеху Абакумова Ю. Г. з іншого боку склали акт в тому, що з лютого 2017р. по січень 2018 р. на даному підприємстві були впроваджені і до цього моменту використовуються методи та засоби вимірювання статичної та моментної невірноваженості жорстких роторів.

Методи, основані на вимірюванні частот вільних коливань маятникової рами з установленим на неї невірноваженим ротором (див. рис. 1). Для вимірювання статичної невірноваженості ротор 1 встановлюють на раму 2 (див. рис. 1 а), збуджують вільні коливання рами і вимірюють їх частоти в чотирьох положеннях ротора, обертаючи його кожен раз відносно своєї вісі на  $90^\circ$  (точки А, В, С, D повернуті до вісі s-s).

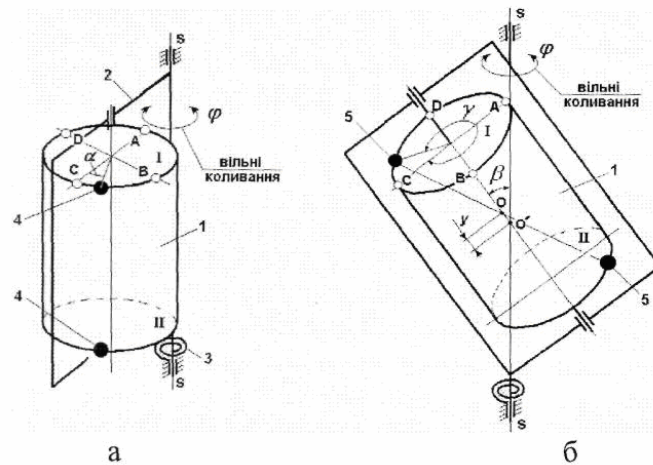


Рисунок 1 – Схеми пристроїв вимірювання нерівноваженостей жорстких роторів: а – статичної; б – моментної; 1 - ротор; 2 - маятникова рама; 3 - пружний елемент; 4 і 5 - маси, які призводять до статичної та моментної нерівноваженості, відповідно

Величину статичної нерівноваженості (дисбаланс) розраховують за формулою (1)

$$D = mr = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{\left(\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{v_B^2} - \frac{1}{v_D^2}\right)^2} = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{(T_A^2 - T_C^2)^2 + (T_B^2 - T_D^2)^2}, \quad (1)$$

де  $m$  - величина нерівноважених мас 4;  $G$  - коефіцієнт жорсткості пружного елемента при крученні;  $v_A \dots v_C$  і  $T_A \dots T_C$  - виміряні частоти та періоди вільних коливань рами, відповідно;  $R$  - плече рами.

Кут  $\alpha$  дисбалансу розраховують за допомогою алгоритму на рис. 2.

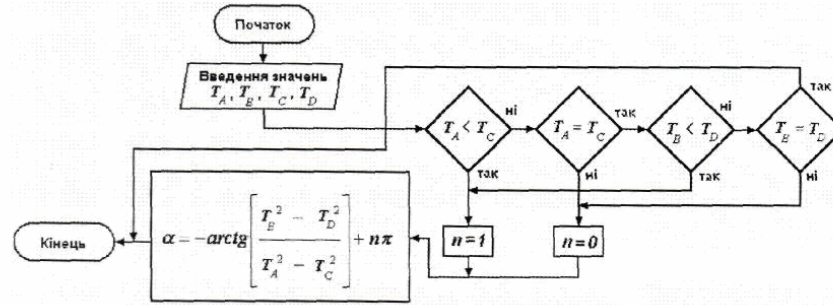


Рисунок 2 – Алгоритм розрахунку кута дисбалансу

Для вимірювання моментної нерівноваженості ротор встановлюють на раму (див. рис. 16). Порушення вільних коливань рами і вимірювання частот здійснюють аналогічно.

Величину моментної нерівноваженості розраховують за формулою (2)

$$M_D = \frac{1}{\sin 2\beta} \times \sqrt{\left[ \frac{G}{4\pi^2} (T_{*A}^2 - T_{*C}^2) - 2Dy \sin 2\beta \cdot \cos \alpha \right]^2 + \left[ \frac{G}{4\pi^2} (T_{*B}^2 - T_{*D}^2) + 2Dy \sin 2\beta \cdot \sin \alpha \right]^2}, \quad (2)$$

де  $y$  - відстань між точками  $O$  і  $O'$  ( $O$  - точка, рівновіддалена від площин корекції I і II;  $O'$  - точка на перетині осей ротора та вісі s-s)

Кут моментної нерівноваженості  $\gamma$  розраховують за допомогою алгоритму, див. рис. 3.

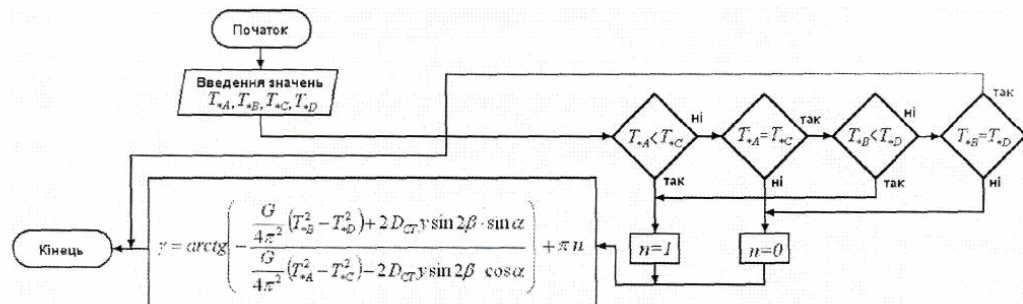


Рисунок 3 – Алгоритм розрахунку кута моментної нерівноваженості

Впровадження вказаних методів та пристроїв на ремонтній ділянці підприємства ЗБК дозволило зменшити шум і вібрацію робочих місць та продовжити експлуатацію компресорних установок шляхом самостійного виконання ремонтно-профілактичних робіт без використання спеціалізованих підприємств, а також дозволило відкласти планову заміну (закупку) двох компресорних установок ТМВ3-15. Річний економічний ефект від впровадження даних методів та пристроїв склав 125 тис. грн.

Методологічні аспекти даної роботи викладені в наступних джерелах, автором (співавтором) яких є здобувач Мамонтов О.В.:

1. А. с. 825996 СССР, МКИ G01M1/10. Способ определения статического дисбаланса изделий / А. В. Мамонтов, Ю. Г. Хижняк (СССР) – 4937754/28; заявл. 04.08.91; опубл. 07.07.93. Бюл. №25 – 4 с.: ил.

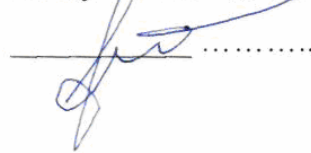
2. Мамонтов А. В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования / А.В. Мамонтов // Радиоэлектроника и информатика. - 2002. - №3. – С. 68-70.

3. Пат. 41467 Україна, МПК G01M1/10. Спосіб визначення головного моменту дисбалансів роторів/ Мамонтов О. В., Дзюндзюк Б. В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № и 2008 14357; заявл. 15.12.2008; опубл. 25.05.2009, Бюл. №10. – 4 с.: іл.

4. Belikov A.S., Increase of safety of operation of compressor units due to balancing of rotors / A.S. Belikov, A.V. Mamontov, N.N. Nalisko, A.A. Klimenko //The scientific heritage. - 2018.- №21. – P. 68-72.

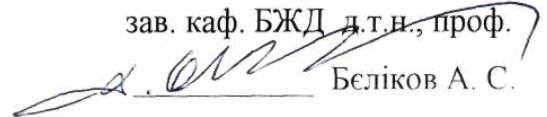
Від підприємства:  
начальник енергосилового цеху  
заводу залізобетонних конструкцій

Абакумов Ю. Г. ....



Від ДВНЗ ПДАБА :

зав. каф. БЖД д.т.н., проф.



Беліков А. С.

к.т.н, проф. каф. БЖД

Сафонов. В. В.



здобувач



Мамонтов О. В.

## Додаток М

### Список публікацій здобувача за темою дисертації

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації*

1. Мамонтов А.В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования / А.В. Мамонтов // Радиозлектроника и информатика. - 2002. - № 3. - С. 68-70.
2. Мамонтов А.В. Снижение акустического шума при производстве и эксплуатации РЭС / А.В. Мамонтов, Т.Е. Стыщенко // Радиотехника. – Харків: ХНУРЕ, 2004. – Вып. 139. – С. 163-166.
3. Мамонтов А.В. Расчет оптимального звукопоглощающего покрытия помещения при многотональном шуме / А.В. Мамонтов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2013. - № 4/5 (64). – С. 7-11. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus).*
4. Мамонтов А.В. Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов / А.В. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. - Вып. 31 (1074). - С. 99-104. *(Видання включено у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory).*
5. Мамонтов А.В. Сравнительный анализ точности авторского и дорезонансного методов измерения дисбаланса роторов / А.В. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. - Харків: НТУ «ХПІ», 2015. - Вып. 34 (1143). - С. 79-84. *(Видання включено у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory).*
6. Мамонтов О. Порівняльний аналіз впливу нелінійності поновлюючої сили на точність балансувальних верстатів / О. Мамонтов // Метрологія та прилади. - Харків: УкрНДНЦ, 2016. - № 4. - С. 55-60. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus).*

7. Мамонтов О.В. Метод оптимального розміщення джерел шуму та ЕМП у виробничому приміщенні / О.В. Мамонтов, Ю.М. Колтун, О.О. Мамонтов // Метрологія та прилади. - 2017. - № 3. - С. 67-72. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus).*

8. Беликов А.С. Повышение безопасности на рабочих местах при эксплуатации компрессорных агрегатов за счет усовершенствования расчета звукопоглощающих покрытий / А.С. Беликов, И.А. Соколов, В.А. Шаломов, А.В. Мамонтов // Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. пр. – Дніпро: ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України, 2017. – Вип. 135. - С. 246-257.

9. Беликов А.С. Повышение безопасности на рабочих местах при эксплуатации компрессорных установок за счет снижения шума и вибрации / А.С. Беликов, А.В. Мамонтов, В.А. Шаломов // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпро: ПДАБА, 2018. - № 1. - С. 27-34.

10. Kliuchnik I. Methods of modular type rotors optimal complexing in the process of the composition / I. Kliuchnik, A. Mamontov, R. Umiarov, V. Shalayeva // Метрологія та прилади. - 2018. - № 1. - С. 53-57. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus).*

11. А.с. 1825996 СССР, МКИ G01M1/10. Способ определения статического дисбаланса изделий / А.В. Мамонтов, Ю.Г. Хижняк (СССР) – 4937754/28; заявл. 04.08.91; опубл. 07.07.93. Бюл. №25. – 4 с.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації*

12. Дзюндзюк Б.В. Методы и средства вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования / Б.В. Дзюндзюк, А.В. Мамонтов // Безпека людини у сучасних умовах: матеріали Міжнародної науково-методичної конференції. - Харків: ФОП «Азамаєв В.Р.», 2009. – С. 41-42.

13. Мамонтов А.В. Сравнение точности авторского и дорезонансного способов измерения дисбаланса роторов / А.В. Мамонтов // Безпека людини у сучасних умовах: матеріали VI Міжнародної науково-методичної

конференції. – Харків: Видавництво ТОВ «Щедра садиба плюс», 2014. – С. 139-141.

14. Мамонтов А.В. Вибрационный способ измерения дисбаланса ротора / А.В. Мамонтов // Безпека людини у сучасних умовах: матеріали VII Міжнародної науково-методичної конференції та 105 Міжнародної конференції Європейської Асоціації Безпеки. – Харків: «Смугаста типорафія», 2015. – С. 52.

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації*

15. Мамонтов А.В. Оптимальная комплектация конструктивно-функциональных узлов электрорадиоэлементами / А.В. Мамонтов // Радиотехника. – Харків: ХДТУРЕ, 2001. – Вып. 117. – С. 125-126.

16. Мамонтов А.В. Метод оптимальной комплектации конструктивно-функциональных узлов / А.В. Мамонтов // Автоматизированные системы управления и приборы автоматики. – Харьков: ХНУРЕ, 2006. – Вып. 135. – С. 30-34.

17. Дзюндзюк Б.В. Математическое моделирование шума в лабораторном практикуме по дисциплине «Основы охраны труда» / Б.В. Дзюндзюк, А.В. Мамонтов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 59. – С. 21-25.

18. Руженцев І. Порівняльний аналіз точності запропонованого й зарезонансного методів вимірювання дисбалансу роторів / І. Руженцев, О. Мамонтов // Метрологія та прилади. – 2015. - № 3. - С. 29-32.

19. Belikov A.S. Increase of safety of operation of compressor units due to balancing of rotors / A.S. Belikov, A.V. Mamontov, N.N. Nalisko, A.A. Klimenko // The scientific heritage. - 2018. - № 21. – P. 68-72.

20. Пат. 38863 Україна, МПК G01M1/00. Пристрій для визначення головного вектора дисбалансів ротора / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 09208; заявл. 14.07.2009; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2. – 4 с.: іл.



21. Пат. 39118 Україна, МПК G01M1/00. Пристрій для визначення головного вектора дисбалансів ротора / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 09207; заявл. 14.07.2008; опубл. 10.02.2009, Бюл. №3. – 4 с.: іл.

22. Пат. 41467 Україна, МПК G01M1/10. Спосіб визначення головного моменту дисбалансів роторів / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № u 2008 14357; заявл. 15.12.2008; опубл. 25.05.2009, Бюл. №10. – 4 с.: іл.

23. Пат. 111764 Україна, G01M1/10, G01M1/02, G01M1/16. Стенд балансування автомобільних і мотоциклетних коліс / Мамонтов О.В., Дзюндзюк Б.В.; заявник і власник Харківський національний ун-т радіоелектроніки. - № а 201407958; заявл. 14.07.14; опубл. 10.06.15, Бюл. №11. – 4 с.: іл.