

АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО «НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ І ПРОЕКТНО-
КОНСТРУКТОРСЬКИЙ ІНСТИТУТ АТОМНОГО ТА ЕНЕРГЕТИЧНОГО
НАСОСОБУДУВАННЯ»

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Ященко Андрій Сергійович

УДК 621.671

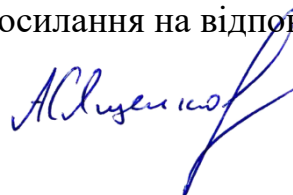
ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОНАДІЙНОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ АЕС НА
ОСНОВІ СТВОРЕННЯ ДОСТОВІРНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ
ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ РОТОР-КОРПУС

05.02.09 – Динаміка та міцність машин

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



А.С. Ященко

Науковий керівник (консультант) – Симоновський Віталій Іович,
доктор технічних наук, професор

Суми – 2018

АНОТАЦІЯ

Яценко А.С. Підвищення вібронадійності відцентрових насосів АЕС на основі створення достовірних математичних моделей динамічної системи ротор-корпус. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – «Динаміка та міцність машин». – Сумський державний університет Міністерства освіти і науки України, Суми, 2018.

У роботі вирішена науково-практична задача підвищення вібронадійності насосних агрегатів АЕС, що реалізовано на основі створення достовірної математичної моделі системи агрегату в цілому.

У процесі роботи відцентрових насосних агрегатів виникають динамічні сили, що викликають різні просторові коливання (вібрації) валопроводу і корпусу насоса, приводного електродвигуна і інших вузлів, що входять до складу агрегату. Однією з найважливіших умов зниження віброактивності насосних агрегатів є відлаштування їх від резонансних режимів роботи. Її значення зростає у зв'язку з тенденцією збільшення одиничної потужності насосів при одночасному зниженні питомої металоємності за рахунок підвищення частоти обертання роторів. В насосних агрегатах під дією збуджуючих сил, що охоплюють широку область частотного спектра, можуть проявитися резонансні вібрації з будь-якою власною частотою. Це вимагає проведення ретельного аналізу динамічних характеристик всієї конструкції.

Проблема коливань роторів відцентрових насосів тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень, що використовуються з метою зменшення об'ємних втрат, та підшипників ковзання чи кочення. Вплив підшипників ковзання або кочення на динаміку ротора може бути істотним і посилюється в разі застосування податливих корпусів підшипникових опор. У відцентрових насосах, особливо у випадках, коли доводиться робити розвинені кінцеві ущільнення (наприклад, в машинах, що працюють на гарячих рідинах), підшипникові опори виявляються недостатньо жорсткими, що може призводити резонансних коливань

корпусу підшипника або динамічної підсистеми «ротор – корпус підшипника». Більш того, в ряді конструкцій опорами ротора служать консольні ділянки корпусу, пружноінерційні характеристики яких можуть виявитися аналогічними з такими ж характеристиками ротора. При цьому наявність пружних сил у шпаринних ущільненнях зумовлює виникнення додаткових взаємодій у системі «ротор – корпус», тому при визначенні динамічних характеристик насосні агрегати потрібно розглядати як динамічну систему в цілому.

Урахування жорсткості конструкції корпусів підшипникових опор дозволить із більшою точністю визначати динамічні характеристики ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса. При обчисленні динамічних характеристик ротора спільно з корпусами підшипникових опор можливе використання як універсального програмного продукту «Ansys Workbench», в основі якого лежить метод скінченних елементів (МСЕ), так і спеціалізованих програм, що реалізують балкові моделі.

Виходячи з результатів проведених числових досліджень, встановлено, що конструкція корпусів підшипникових опор має значний вплив на динамічні характеристики ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса. Розрахунок жорсткості конструкцій корпусів підшипникових опор доцільно виконувати за допомогою універсального програмного продукту «Ansys Workbench», що використовує графічний редактор для побудови розрахункових моделей. Результати розрахунку динаміки ротора за допомогою спеціалізованих програм, що реалізують балкові моделі, виявляються досить близькі до отримуваних за допомогою універсального програмного продукту «Ansys Workbench». Розрахунок за допомогою останніх займає багато часу, тому його доцільно застосовувати в якості заключного, тобто контрольного. При необхідності перегляду багатьох варіантів параметрів конструкції ротора (наприклад, з огляду на діапазон їх змін у процесі експлуатації або при розгляді варіантів конструкції в процесі проектування) доцільніше використовувати спеціалізовані програми, що реалізують балкові моделі.

Відцентрові насосні агрегати, з точки зору динаміки, умовно можна розділити на дві групи – горизонтальні (ротор такого насоса розташований горизонтально) та вертикальні. Конструкція горизонтального відцентрового насосного агрегату в основному має відносно невелику податливість корпусу, що приводить до того, що власні частоти коливань агрегату будуть знаходитись вище 30 Гц. Більшість вертикальних насосних агрегатів мають відносно податливу конструкцію корпусу. Власні частоти коливань таких конструкцій обумовлені як згинними, так і крутильними коливаннями. Ці коливання розташовані поблизу частоти обертання й області найбільш інтенсивних сейсмічних впливів (5 – 30 Гц), що можуть діяти на конструкцію агрегату зі сторони фундаменту.

Для зниження шуму, зменшення динамічних навантажень на будівельні конструкції, а також зниження передачі структурного шуму по конструкціях будівлі, іноді горизонтальний відцентровий насосний агрегат встановлюють на віброплатформу (віброізолюваний фундамент). Досвід експлуатації показує, що маса віброплатформи повинна бути як мінімум в 5 разів більшою, ніж сумарна маса двигуна й насоса. Це сприяє наближенню центру ваги системи до точок опори агрегату та забезпечує стійкий рівноважний стан системи.

Двокорпусний живильний насосний агрегат можна розглядати як неконсервативну динамічну систему «Насосний агрегат – віброплатформа», що складається з основних частин: віброплатформа, електродвигун, насос, ротор електродвигуна, ротор насоса, корпуси підшипникових опор тощо. Виконано розрахунки власних частот коливань неконсервативної динамічної системи «Насосний агрегат – віброплатформа» і власних частот коливань основних підсистем насосного агрегату. Проведено експериментальне визначення власних частот коливань живильного насосного агрегату на місці постійної експлуатації. Порівняно розраховані власні частоти коливань неконсервативної динамічної системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа», власні частоти коливань основних підсистем насосного агрегату та визначені експериментальним шляхом власні частоти коливань двокорпусного відцентрового живильного

насосного агрегату на місці постійної експлуатації. Про методику побудови розрахункової моделі додати та підпункт створити про моделі

При визначенні динамічних характеристик горизонтальні відцентрові насосні агрегати необхідно розглядати систему в цілому. На прикладі двокорпусного живильного насосного агрегату складено характерний частотний спектр системи «Насосний агрегат – віброплатформа». Розроблено алгоритм визначення динамічних характеристик двокорпусного живильного насосного агрегату, що встановлений на віброізолюваному фундаменті. На основі експериментального визначення власних частот коливань живильного насосного агрегату доведено достовірність вибраної розрахункової моделі та методики розрахунку динамічних характеристик.

До деяких вертикальних відцентрових насосних агрегатів висуваються вимоги щодо зміни робочої частоти обертання в діапазоні 50% – 100% від максимальної розрахункової. Поруч з цим, конструкція вертикального насосного агрегату має відносно невелику жорсткість. Висока податливість конструкції приводить до того, що робоча частота обертання ротора знаходиться вище за нижчі власні частоти коливань насоса. Виконані розрахунки показують, що власні частоти коливань динамічної підсистеми «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун» насосного агрегату знаходяться в межах діапазону робочих частот обертання. Проведено числові дослідження взаємовпливу динамічних характеристик ротора з внутрішнім корпусом відцентрового вертикального насосного агрегату. Встановлено, що динамічні характеристики окремих моделей окремих елементів значно відрізняється від динамічних характеристик системи вертикального насосного агрегату в цілому, причому відносний вплив збільшується в залежності від зменшення жорсткості внутрішнього корпусу насоса.

Досліджено вплив ступінчастості насоса на динамічні характеристики вертикального відцентрового вертикального насосного агрегату.

Розглянуто основні конструктивні способи відлаштування відцентрових вертикальних та горизонтальних насосних агрегатів від резонансних режимів

роботи. Одним з найбільш дієвих способів відлаштування від резонансів буде зміна діаметру або довжини елемента насосного агрегату, що викликає резонансні коливання. Експериментальним шляхом доведено адекватність приведених конструктивних способів відлаштування відцентрових вертикальних та горизонтальних насосних агрегатів від резонансних режимів роботи.

Ключові слова: відцентровий насосний агрегат, АЕС, динамічні характеристики, система, підсистема, неконсервативна модель, резонанс.

SUMMARY

Andrii S. Yashchenko. Improvement of Vibrational Reliability of NPP Centrifugal Pumps Based on Generation of Reliable Mathematical Models of Dynamic System Rotor – Pump Casing. Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences (Ph.D.) in the specialty 05.02.09 – “Dynamics and Strength of Machines”. Sumy State University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Sumy, 2018.

In the dissertation, the scientific and practical task of ensuring the vibration stability of the NPP pumping equipment has been solved based on the creation of a reliable mathematic model of the centrifugal pump unit dynamic system as a whole.

While the centrifugal pump units operating, dynamic forces are occurring that cause different spatial oscillations (vibrations) of a shaft line and a centrifugal pump casing, electric drive motor and other assemblies included into the pump unit. Detuning the centrifugal pump units from resonant mode is critical to decreasing their vibration activity. Its significance become larger in the context of the single pump power input increasing followed by simultaneous decreasing of specific metal content caused by the rotor rotational speed increase. Resonant vibrations of any natural frequencies can occur in pump units due to exciting forces covering the wide area of frequency spectrum. It demands to study the dynamic characteristics of the entire structure.

Problem of vibration of centrifugal pump rotors associates with hydrodynamic processes occurring within wear rings that are used to decrease volume losses and within plain or antifriction bearings. Effect of plain or antifriction bearings on the

dynamic characteristics of the rotor can be significant and it increases when compliant bearing housings are used. It emerges that centrifugal pump bearing housings have insufficient stiffness, especially when longer shaft seals are to be used (for example, in pumps handling hot liquids), and that may result in resonant vibrations of the bearing housing or the dynamic subsystem “rotor – bearing housing”. Even more, in some designs the rotor rests on the overhung length of pump casing, their elastically inertial characteristics may be similar to the same characteristics of the rotor. Therein the presence of elastic forces within wear rings induces additional interactions in the “rotor – pump casing” system; for determining the dynamic characteristics therefore it is necessary to study the centrifugal pump unit as the entire dynamic system.

Bearings are placed in bearing housings. Bearing housing designs can have different shapes and arrangements. The bearing housing stiffness being taken into calculations will allow determining the dynamic characteristics of the barrel casing centrifugal feed water pump rotor more accurately. When calculating the dynamic characteristics of the rotor in conjunction with bearing housings, it is possible to use both modern production software and software packages for beam modeling.

Based on the performed numerical studies it was found that the dynamic characteristics of the barrel casing centrifugal pump rotor greatly depend on bearing housing designs. Production software with the graphic editor intended for creating of the simulation model should be used to perform analysis of the stiffness of bearing housing designs. Therein results of calculations of the rotor dynamics are enough close to the results obtained with finite-element analysis software systems. Simulation analysis is a time-consuming process; this should be used as a final, in other words as a validation method. When it is necessary to view many variants of parameters of the rotor design (for example, in consideration of their variation range during operation process or for viewing design variants during the design process) it should be used the software packages for beam modeling.

From the dynamic point of view, centrifugal pump units can be roughly divided into two basic groups: horizontal pump units (the rotor is oriented horizontally) or vertical ones. A horizontal centrifugal pump unit has mainly relatively high stiffness

which leads to the fact that natural frequencies of the pump unit casing vibrations will be above 30 Hz. Most of the vertical pump units are flexible constructions. Natural frequencies of vibrations of the vertical pump unit are caused by both bending vibrations and torsional vibrations. These vibrations are near the rotational frequency and near the strongest ground shaking (from 5 to 30 Hz), they can have an effect on the pump unit through its foundation.

Sometimes the horizontal centrifugal pump unit is mounted on a vibroplatform (vibration-isolating foundation) to reduce noise transmission and dynamic loads applied to building structures as well as to reduce structure-borne noise transmitting through the building structure. Through the field experience it has been found that vibroplatform mass shall be five times as much as total mass of the motor and pump. This helps to approach the system center of gravity to the pump unit supporting points and provides pump unit stable balanced state.

The barrel casing feed water pump unit can be considered as being nonconservative dynamic system “feed water pump unit – vibroplatform” that is comprised from the basic components as follows: a vibroplatform, an electric motor, a pump, an electric motor rotor, a pump rotor, bearing housings, etc. Natural frequencies of vibrations of the nonconservative dynamic system “Feed water pump unit - vibroplatform” and partial natural frequencies of the pump unit main subsystems have been simulated. Natural frequencies of the barrel casing centrifugal pump unit vibrations have been experimentally determined at the place of constant operation. Calculated natural frequencies of vibrations of the nonconservative dynamic system “Feed water pump unit – vibroplatform” and partial natural frequencies of the pump unit main subsystem vibrations, and natural frequencies of the barrel casing centrifugal pump unit vibrations being experimentally determined at the place of constant operation have been compared.

To determine the dynamic characteristics of horizontal centrifugal pump units, the pump unit system shall be analyzed as a whole. Typical frequency spectrum of the system “Feed water pump unit – vibroplatform” has been formed in case of the barrel casing feed water pump unit. Algorithm for determination of the dynamic characteristic

of the barrel casing feed water pump being mounted on the vibration-isolating foundation has been developed. Based on the experimented determination of natural frequencies of the barrel casing centrifugal pump unit vibrations the reliability of the selected simulation model and dynamic characteristic calculation procedure has been proved.

Some series of the vertical centrifugal pump units are required to operate at changed operating rotational frequency, operational range of which should be from 50% to 100% of maximum design rotational frequency. At the same time the vertical centrifugal pump unit structure has relatively low stiffness. As a result almost all pump units of its group are flexible structures and their operating rotational frequency is over, than the low natural frequency of vibration. Performed calculations suggest that natural frequencies of vibrations of the dynamic system “Discharge head – motor stool – electric motor” of the pump unit are within the operational range of operating rotational frequency. Numerical studies of the interactions of the rotor dynamic characteristics with the vertical centrifugal pump unit inner casing with bowl assemblies have been performed. It has been found that the dynamic characteristics of the individual part partial models are much different from the dynamic characteristics of the vertical centrifugal pump unit system as a whole, besides a relative impact is growing when the stiffness of the inner casing with bowl assemblies decreases.

It has been studied the effect of pump stage number on the dynamic characteristics of the vertical centrifugal pump unit.

Basic design approaches for detuning the vertical and horizontal centrifugal pump units from resonant modes of operation have been studied. One of the most effective approaches applied for detuning will be the change the pump unit diameter or the length of the pump unit element that gives rise to resonance vibration. Adequacy of presented design approaches applied to detuning centrifugal vertical and horizontal pump units from resonant modes have been experimentally proved.

Keywords: centrifugal pump unit, NPP, dynamic characteristics, system, subsystem, nonconservative model, resonance

Список публікацій за темою дисертації

Статті у фахових виданнях України:

1. Симоновский В.И. Особенности динамики роторов высокооборотных насосов первого контура АЭС / В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2009. – №4. – С. 90-99.
2. Симоновский В.И. Расчетные оценки критических частот вращения валопроводов электронасосных агрегатов / В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2014. – №3(37). – С. 30-32.
3. Руденко А.А. Особенности динамики вертикальных насосных агрегатов АЭС / А.А. Руденко, А.С. Ященко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 3. – С. 11-16.
4. Ященко А.С. Комплексный анализ динамических характеристик питательных насосных агрегатов АЭС / А.С. Ященко, Д.С. Вакула, А.Ф. Руденко, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2017. – №1(55). – С. 32-40.
5. Ященко А.С. Динаміка вертикальних насосних агрегатів / А.С. Ященко, А.А. Руденко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, О.М. Козлов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2017. – №3(57). – С. 13-20.
6. Ященко А.С. Підвищення вібронадійності відцентрових насосів АЕС // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2018. – №2(60). – С. 29-36.

Статті у фахових виданнях України, що входять до наукометричної бази Scopus:

7. Tkach P. Improvement of Cavitation Erosion Characteristics of the Centrifugal Inducer Stage with the Inducer Bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, V. Panchenko, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. –2018. – №4/8 (94). – С. 24-31. DOI:10.15587/1729-4061.2018.139392.

Статті в іноземних виданнях, які входять до наукометричної бази Scopus:

8. Yashchenko A.S. Effect of Bearing Housings on Centrifugal Pump Rotor Dynamics / A.S. Yashchenko, A.A. Rudenko, V.I. Simonovskiy, O.M. Kozlov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering – «XV International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery HERVICON+PUMPS-2017». doi:10.1088/1757-899X/233/1/012054 (дата звернення: 08.06.2018).

Стаття в монографії:

9. Руденко А.А. Исследование собственных частот колебаний валопровода насосного агрегата системы безопасности АЭС / А.А.Руденко, В.И. Симоновский, А.С. Яценко // Проблемы теории и практики центробежных машин. Монография / под ред. И. Б. Твердохлеба, А.В. Загорулько, С.Н. Гудкова. – Сумы: ООО «ПД «Папирус», 2014. – С. 378-385.

Стаття у збірнику:

10. Яценко А.С. Влияние корпусов подшипников на динамические характеристики ротора центробежного насоса / А.С. Яценко, А.А. Руденко, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Збірник доповідей учасників XV Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН +НАСОСИ-2017». – Суми : Територія, 2017. – С. 230-239.

Тези доповідей:

11. Симоновский В.И. Особенности динамики роторов насосов продувки-подпитки и расхолаживания первого контура АЭС / В.И. Симоновский, А.С. Яценко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 – 23 квітня 2010 року) / Редкол.: О.Г.Гусак, В.Г.Євтухов. – Суми : СумДУ, 2010. – Ч.ІІ. – С. 55.

12. Ященко А.С. Исследование крутильных колебаний валопроводов высокооборотных электронасосных агрегатов / А.С. Ященко, В.И. Симоновский // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч.2. – С. 46-47.

13. Ященко А.С. Динаміка вертикальних насосних агрегатів / А.С. Ященко, А.А. Руденко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика»: матеріали конференції. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С. 55.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ. ПОСТАНОВКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ ЗАДАЧІ, ВИЗНАЧЕННЯ ШЛЯХІВ ЇЇ РОЗВ’ЯЗАННЯ	15
1.1 Огляд літератури.....	15
1.2 Постановка науково-практичної задачі та основні етапи та шляхи її розв’язання	40
1.3 Висновки.....	42
РОЗДІЛ 2 ВИБІР ЕФЕКТИВНОГО МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ Й АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОРПУСІВ ПІДШИПНИКІВ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРА НАСОСА	44
2.1 Одномасова модель ротора.....	44
2.2 Програмна система скінченно-елементного аналізу.....	48
2.3 Метод початкових параметрів.....	51
2.4 Порівняльний аналіз розрахунків різними методами	56
2.4.1 Постановка задачі.....	56
2.4.2 Підшипники ковзання.....	58
2.4.3 Корпус підшипникової опори	60
2.4.4 Шпаринні ущільнення	61
2.4.5 Розрахунок динаміки ротора спеціалізованою програмою	62
2.4.6 Аналіз коливань ротора насоса за допомогою програмної системи кінцево-елементного аналізу.....	64
2.4.7 Порівняння методів розрахунку	64
2.5 Аналіз впливу корпусу підшипникової опори.....	66
2.6 Висновки.....	69
РОЗДІЛ 3 АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРИЗОНТАЛЬНИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ.....	71

3.1 Основні відомості	71
3.2 Аналіз динамічних характеристик системи	74
3.3 Аналіз коливань підшипникових опор насоса.....	75
3.4 Аналіз коливань ротора.....	76
3.5 Аналіз коливань живильного насоса	81
3.6 Аналіз коливань електродвигуна	82
3.7 Аналіз коливань віброплатформи	82
3.8 Порівняння результатів розрахунку	83
3.9 Експериментальне визначення власних частот коливань двокорпусного живильного насосного агрегату	84
3.10 Методика побудови математичної моделі горизонтального насосного агрегату	91
3.11 Вплив податливості кріплення насоса на його динаміку	93
3.12 Висновки.....	95
РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРТИКАЛЬНИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ.....	98
4.1 Основні відомості	98
4.2 Аналіз динамічних характеристик ротора	100
4.3 Аналіз динамічних характеристик внутрішнього корпусу насоса	101
4.4 Аналіз динамічних характеристик системи вертикального насосного агрегату	103
4.5 Залежність динамічних характеристик насосного агрегату від ступінчастості насоса та кріплення до фундаменту.....	106
4.6 Висновки.....	110
РОЗДІЛ 5 КОНСТРУКТИВНІ СПОСОБИ ВІДЛАШТУВАННЯ ВІД РЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ	111
5.1 Ротор.....	111
5.1.1 Шпаринні ущільнення та підшипники.....	111
5.1.2 Вал та деталі ротора.....	112
5.2 Корпус підшипника	113

5.3 Рама насоса	116
5.4 Ліхтар електродвигуна вертикального насоса.....	119
5.4.1 Пропуск частотних діапазонів	123
5.4.2 Зміна конструкції ліхтаря	124
5.5 Внутрішній корпус вертикального насоса	127
5.6 Висновки	128
ВИСНОВКИ.....	130
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	133
ДОДАТОК А	146
ДОДАТОК Б	148
ДОДАТОК В	151

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- B – коефіцієнт демпфуючої сили;
- b – коефіцієнт гіроскопічної сили (коефіцієнт «перехресного» демпфування);
- C – жорсткість конструкції корпусів підшипникових опор;
- c_{ij} – коефіцієнти жорсткості масляної плівки підшипника ковзання;
- c_{ij}^* і d_{ij}^* – безрозмірні коефіцієнти, що залежать від відношення осьової довжини до діаметру підшипника ковзання (L / D) і числа Зоммерфельда;
- D – діаметр вала під підшипником;
- d_{ij} – коефіцієнти демпфування масляної плівки підшипника ковзання;
- d_u – діаметр тіл кочення підшипника кочення;
- E – модуль пружності матеріалу;
- e – ексцентриситет ротора;
- F – сила, що прикладена на вкладиш підшипника;
- f_0 – обертова частота;
- f_i – власні частоти коливань;
- G – модуль пружності другого роду;
- g – гравітаційна стала;
- h – середній радіальний зазор шпаринного ущільнення і підшипника ковзання;
- i_p – радіус інерції перерізу відносно осі обертання ротора;
- K – коефіцієнт жорсткості гідростатичної сили;
- k – коефіцієнт циркуляційної сили (коефіцієнт «перехресної» жорсткості);
- $k_1 = 1, 2, 3, \dots$ – номер гармоніки;
- L – осьова довжина підшипника;
- l – осьова довжина шпаринного ущільнення;
- M – коефіцієнт «приєднаної» маси рідини;
- $M_{из}$ – згинний момент балки;
- $M_{кр}$ – крутильний момент балки;

- m – коефіцієнт «перехресної приєднаної» маси рідини;
 P – тиск у зазорі шпаринного ущільнення;
 Q – перерізуюча сила;
 R – радіус вала під підшипником;
 r – радіус шпаринного ущільнення;
 U – середня швидкість течії в окружному напрямку шпаринного ущільнення;
 W – навантаження на підшипник;
 W_z – середня швидкість течії в осьовому напрямку шпаринного ущільнення;
 w_u – тангенціальна швидкість рідини, що входить в шпаринне ущільнення;
 x – прогин балки;
 z_0 – кількість тіл кочення підшипника кочення;
 z_1 – число лопаток робочого колеса;
 z_2 – число лопаток крильчатки вентилятора;
 Δx – переміщення опорної конструкції підшипника;
 γ – кут контакту тіл кочення підшипника кочення;
 θ – кут повороту балки;
 λ_z – коефіцієнт опору тертя осьового течії в кільцевому зазорі шпаринного ущільнення;
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;
 ξ_{11} – коефіцієнт вхідних втрат;
 ξ_{12} – коефіцієнт відновлення швидкісного напору;
 ρ – густина рідини;
 φ – кут закручування балки;
 ρ_i – маса одиниці довжини;
 ω – кутова частота обертання ротора;
 ВНА – відцентровий насосний агрегат;
 ДХ – динамічні характеристики.

ВСТУП

Актуальність теми. У 2005 р. на 4 діючих атомних електростанцій (АЕС) працювали 15 енергоблоків, що у відпрацювали половину передбаченого технічною документацією строку експлуатації. Останнім часом досягнуто покращення технічних та економічних параметрів роботи АЕС. У 2005 р. атомні станції виробили 88,8 млрд. кВтг або 47,9% від всього виробітку електроенергії в Україні [1]. Для виробництва в 2030 р. на АЕС 219,0 млрд. кВтг електроенергії потрібно мати 29,5 ГВт встановленої потужності.

Створення нових потужностей АЕС до 2030 р. потрібно точно знати яка кількість нині діючих енергоблоків буде знаходитися в експлуатації в цей період з урахуванням, що їх експлуатація буде продовжена на 15 років. В експлуатації до 2030 року будуть знаходитися дев'ять енергоблоків АЕС, що працюють в даний час, – сім енергоблоків з строком експлуатації, що продовжено понад проектний (№ № 3, 4, 5, 6 ЗАЕС, № 3 РАЕС, № 1 ХАЕС, № 3 ЮУАЕС) та два енергоблоки, які створено в 2004 році (№ 2 ХАЕС та № 4 РАЕС). Отже, в рамках Стратегії [1], що визначає обсяг виробництва електроенергії потрібно ввести в експлуатацію до 2030 року 20-21 ГВт додаткових та нових потужностей на АЕС.

Вибір на користь будівництва нових енергоблоків із реакторними установками (РУ) з водою під тиском, тобто типу PWR / ВВЕР, дозволяє зробити як світовий досвід використання ядерної енергетики, так і експлуатація РУ водояного типу в нашій країні. Одинична потужність на попередньому етапі нових енергоблоків АЕС повинна бути 1000 – 1500 МВт.

Для конкретного майданчика при виборі типу блоку краще буде створювати однотипні енергоблоки. Принципом однотипності краще керуватися в рамках періоду 3-5 років.

Практичне втілення Стратегії [1] потребує підвищення ефективності використання палива, що можливо зробити шляхом переходу на 4-річний, а потім і на 5-річний паливний цикл, при цьому скоротити тривалість планово-попереджувальних ремонтів (ППР). Це можливо шляхом удосконалення

періодичності проведення ППР та більш якісних робіт. Важливо виконати заходи з реконструкції і модернізації основних систем та обладнання АЕС, продовжити строк експлуатації елементів, що мають велике значення для експлуатації АЕС та вкрай витратні. Необхідно виконати ряд умов для ефективного виводу з експлуатації енергоблоків АЕС тоді, коли завершується їх життєвий цикл, своєчасно створити нові потужності заміни тих енергоблоків, що знімаються з експлуатації.

Завдання розвитку ядерної енергетики нерозривно пов'язані з модернізацією діючого і створенням нового насосного обладнання для процесів теплообміну і водопідготовки, попередження, локалізації і ліквідації наслідків аварій. Надійність є головною вимогою, що пред'являються до таких насосних агрегатів, тому що вони забезпечують працездатність і радіаційну безпеку атомних станцій.

Вібрація – одна з найбільш поширених причин, що обмежує надійність і довговічність насосних агрегатів. У той же час збільшення потужності одиничних блоків АЕС потребує створення насосів на більш високі технологічні параметри, що, поряд з тенденцією зниження металоємності, зумовлює зростання їх енергоємності та динамічної напруженості, тому дослідження, спрямовані на зниження віброактивності насосних агрегатів, є актуальними. Важливе місце в цих дослідженнях займає аналіз вільних коливань із метою відлаштування агрегатів від резонансів.

У практиці атомного енергетичного насособудування набули поширення вертикальні конструкції відцентрових електронасосних агрегатів різного призначення. Потужність деяких із них перевищує 10 тисяч кВт, маса перевищує 100 тонн, а висота сягає 17 і більше метрів. Вертикальні відцентрові електронасосні агрегати в порівнянні з аналогічними горизонтальними є менш жорсткими і при інших рівних умовах мають більш низькі власні частоти коливань, що часто розташовуються поблизу основних збуджуючих навантажень і найбільш інтенсивних сейсмічних впливів, що призводить до підвищених

вібрацій і сейсмічних навантажень. Тому для таких насосів завдання відлаштування від резонансів залишається актуальним.

Вирішення зазначених завдань буде найбільш доцільним, коли вони ставляться вже на етапі проектування, що дає можливість вносити істотні зміни в конструкції на основі розрахункових і (або) експериментальних досліджень. У наш час при проектуванні насосного агрегату традиційно багато уваги приділяється підсистемі ротора насоса, а також локальним дослідженням коливань корпусу насоса. Причому залишається недослідженою проблема взаємовпливу динамічних характеристик корпусу на коливання ротора та навпаки, що потребує розгляду складних математичних моделей, що описують агрегат як єдину динамічну систему.

Аналіз динамічних характеристик відцентрових електронасосних агрегатів вимагає розгляду спільних коливань системи ротор-корпус з урахуванням як гідродинамічних зв'язків між ними в шпаринних ущільненнях і підшипниках, так і жорсткості опорних кріплень. Відсутність відповідних розрахункових методик стосовно великих багатоступеневих насосних агрегатів АЕС не дозволяє на етапі проектування провести достовірний аналіз їх динамічних якостей і визначити шляхи оптимізації конструкцій з метою зниження віброактивності. Неповний же аналіз може привести до грубих помилок або великих ускладнень уже на стадії доведення і пізніше при експлуатації, коли виявляється недостатня довговічність або відмова, при цьому виправлення недоліків вимагає великих часових і матеріальних витрат.

Викладене вище обумовлює актуальність вибраної теми дисертаційної роботи, спрямованої на вирішення важливої науково-практичної задачі – розробка математичної моделі (достовірної) динамічної системи відцентрового насосного агрегату, аналіз її динамічних характеристик та внесення коректив в конструкцію на етапі проектування для відлаштування від резонансних режимів роботи агрегату.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконана згідно з планом науково-дослідних робіт

АТ «ВНДІАЕН». Результати дисертаційної роботи відображені в науково-дослідних роботах: договір №5964 «Розробка методики розрахунку власних частот крутильних і згинно-крутильних коливань валопроводів електронасосних агрегатів, в т.ч. і високооберткових», державний реєстраційний номер 0112U003121; договір №6174 «Дослідження динамічних характеристик насосних агрегатів». Внесок здобувача: участь у якості відповідального виконавця, розробка методики розрахунку крутильних та згинно-крутильних коливань валопроводів насосних агрегатів, розробка методики побудови математичної моделі динамічної моделі насосного агрегату, складання звітів про виконання науково-дослідних робіт. Мета роботи – підвищення технічного рівня відцентрових насосних агрегатів шляхом створення достовірних математичних моделей динамічної системи «ротор – корпус – фундамент».

Основні задачі дослідження:

- створити математичну модель динамічної підсистеми «ротор – корпуси підшипників» двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату, встановити вплив податливості корпусу підшипникової опори на динамічні характеристики ротора;
- створити математичну модель системи «ротор – корпус – фундамент» двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату, визначити динамічні характеристики підсистем та системи насосного агрегату в цілому, провести порівняння розрахункових власних частот коливань з частотами, що отримані експериментальним шляхом, розробити методику побудови адекватної математичної моделі, дослідити вплив податливості рами на динаміку насоса;
- створити математичну модель системи «ротор – корпус – фундамент» вертикального відцентрового насосного агрегату, оцінити взаємозв'язок між ДХ ротора та корпусу відцентрового насоса, встановити залежність ДХ насосного агрегату від зміни ступінчастості насоса, дослідити вплив податливості кріплення на динаміку агрегату;

– розробити практичні рекомендації доопрацювання та напрями модернізації конструкцій відцентрових насосних агрегатів для покращення їх вібронадійності та подовження строку експлуатації.

Об’єкт дослідження – коливання конструкцій відцентрових насосних агрегатів.

Предмет дослідження – динамічні характеристиками ротора та корпусу відцентрового насосного агрегату.

Методи дослідження. Основними методами досліджень були метод початкових параметрів та метод скінченних елементів. Для оцінки достовірності математичної моделі горизонтального відцентрового живильного насосного агрегату, який встановлено на постійному місці експлуатації, проведені експериментальні дослідження вібрацій за допомогою методу імпульсного збудження власних частот коливань.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому що:

– для обчислення динаміки відцентрових насосів знайшла подальший розвиток методика поєднання програм різного рівня деталізації (3D-моделі та балочні моделі), що реалізують отримання достовірних даних розрахунку вільних і вимушених коливань як насосних агрегатів в цілому, так і підсистеми «ротор – корпус підшипника»;

– вперше отримано залежність впливу податливості корпусів підшипників на динамічні характеристики ротора живильного насоса;

– вперше на основі розробленої методики побудови математичної моделі горизонтального насосного агрегату отримано залежність власних частот коливань живильного насоса від податливості рами та фундаменту;

– вперше на основі розробленої методики побудови математичної моделі насосного агрегату отримано залежність впливу податливості кріплення на динамічні характеристики вертикального насосного агрегату при зміні ступінчастості ротора.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій, які захищаються, забезпечені шляхом проведення

експериментальних випробувань коливань відцентрових насосних агрегатів, що працюють в місці постійної експлуатації. Достовірність даних комп'ютерного моделювання забезпечено застосуванням апробованих методів розрахунку (метод скінченних елементів) з прийнятним ступенем адекватності розроблених математичних моделей реальним фізичним процесам (розбіжність менше 5%).

Достовірність результатів дослідження забезпечується коректністю постановок математичних задач, застосуванням фундаментальних законів та рівнянь механіки як вихідних положень, відповідністю змісту математичних моделей фізичній суті описуваних робочих процесів.

Практичне значення одержаних результатів полягає у побудові математичної моделі і відповідного комплексу програм розрахунку динамічних характеристик системи «ротор – корпус – фундамент» різного рівня деталізації (3D і балочні моделі), що становлять нову базу для проектування відцентрових насосів та аналізу їх робочих та вібраційних характеристик. Розрахунки за створеними методиками й алгоритмами дають кращий збіг результатів із реальними динамічними характеристиками насосного агрегату. Результати досліджень у вигляді розроблених методик і алгоритмів розрахунку системи «ротор – корпус – фундамент» впроваджено у виробничий процес АТ «Науково-дослідний та проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування», а методика розрахунку згинно-крутильних коливань впроваджена в навчальний процес кафедри загальної механіки та динаміки машин СумДУ (додаток А).

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення та практичні результати роботи, що виносяться на захист, отримані особисто автором. Формулювання задачі і завдань дослідження здійснювалися разом із науковим керівником.

В опублікованих працях здобувач зробив наступне. Розроблено математичну модель валопроводу, проведено розрахунки динамічних характеристик моделі валопроводу та встановлено, що розрахунки власних частот системи мають меншу розбіжність з експериментальними даними, ніж розрахунки

підсистем [2, 3, 4]. Розроблено експериментальний стенд для визначення власних частот коливань балки, проведено експериментальні та числові дослідження власних частот коливань балки, встановлено, що власні частоти моделі згинно-крутильних коливань мають кращий збіг з експериментальними даними, ніж моделі згинних та крутильних коливань [5]. Проведено експериментальні та числові дослідження динамічних характеристик насоса ЦНСА 750-140а-2, встановлено, що розрахунок власних частот коливань моделі згинно-крутильних коливань має кращу кореляцію з експериментальними даними, ніж парціальні моделі [6]. Створено геометричну модель вертикального насосного агрегату зливу сепарата, проведено розрахунки ДХ за допомогою «Ansys Workbench», встановлено, що власні частоти коливань насосного агрегату обумовлені як згинними, так і крутильними коливаннями, запропоновано два шляхи відлаштування від резонансів [7]. Створено математичну модель горизонтального живильного насосного агрегату, проведено розрахунки ДХ за допомогою «Ansys Workbench» як системи в цілому, так і підсистем окремих елементів агрегату, встановлено, що власні частоти підсистем відрізняються від відповідних власних частот коливань системи в цілому [8]. Створено математичну модель ротора живильного насоса, проведено розрахунки динамічних характеристик ротора за допомогою вузькоспеціалізованого програмного забезпечення на основі методу початкових параметрів та за допомогою «Ansys Workbench», встановлено значний вплив конструкцій корпусів підшипників на динамічні характеристики ротора [9, 10]. Розроблено математичну модель вертикального насосного агрегату, проведено розрахунки динамічних характеристик за допомогою «Ansys Workbench» системі агрегату в цілому та основних підсистем агрегату, встановлено, що ДХ консервативних моделей окремих елементів значно відрізняється від динамічних характеристик системи вертикального насосного агрегату в цілому [11, 12]. Взято участь у модернізації випробувального стенду для можливості отримання вібраційних характеристик надроторних елементів шнекововідцентрового ступеня, проведенні фізичного експерименту, аналізі

вібраційних характеристик [13]. Отримано спектрограму власних частот коливань живильного насосного агрегату [14].

Апробація результатів роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на:

- Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (Суми, 2010 р.);
- Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (Суми, 2011 р.);
- XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН + НАСОСИ-2014» (Суми, 2014 р.);
- XV Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН + НАСОСИ-2017» (Суми, 2017 р.);
- XVIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (Вінниця, 2017 р.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи відображено у 13 наукових роботах: 7 статей опубліковано в фахових наукових виданнях України, 1 з яких входить до наукометричної бази Scopus; 1 статтю опубліковано в іноземному виданні, що входить до наукометричної бази Scopus; 1 стаття у складі збірника; 1 стаття у складі монографії; тези 3 доповідей на науково-технічних конференціях. Матеріали дисертаційної роботи використовувались у звітах по НДР.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Робота складається з анотації, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних літературних джерел і двох додатків. Повний обсяг дисертації складає 152 сторінки. Дисертаційна робота містить 65 рисунків, 16 таблиць по тексту, 3 додатки на 7 сторінках, список використаних літературних джерел із 123 найменувань на 13 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ. ПОСТАНОВКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ ЗАДАЧІ, ВИЗНАЧЕННЯ ШЛЯХІВ ЇЇ РОЗВ'ЯЗАННЯ

1.1 Огляд літератури

У даний час досить широко розвинені питання нормування вібрації роторних машин різної потужності, частоти обертання і призначення. Міжнародні стандарти серії ISO 10816 [15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22], що нормують вібрацію на корпусних елементах, охоплюють практично весь парк роторних машин і встановлюють критерії оцінки інтенсивності вібрації машин, що створюються і / або знаходяться в експлуатації. Оцінка інтенсивності вібрації проводиться за рівнем і тривалістю.

Діюча нормативно-технічна документація по нормуванню вібрації до цих пір не регламентує допустимі рівні вібрації роторних машин на нестационарних режимах і за межами встановлених робочих діапазонів. Відцентрові насосні агрегати працюють у широкому діапазоні подач і піддаються впливу нестационарних процесів на режимах пуску і при технологічних переходах із одного режиму роботи на інший. Нестационарні процеси характеризуються виникненням широкого спектру динамічних сил, що можуть приводити до виникнення резонансних коливань відцентрових насосних агрегатів (ВНА) внаслідок збігу власної частоти коливань зі збуджуючою.

У процесі роботи ВНА виникають динамічні сили, що викликають різні просторові коливання (вібрації) валопроводу і корпусу відцентрового насоса, приводного електродвигуна і інших вузлів, що входять до складу агрегату. За своєю природою сили можуть бути механічного, гідродинамічного, електромагнітного й аеродинамічного походження. У таблиці 1.1 наведені основні джерела збуджень, що викликають вібрації ВНА в широкій області частотного спектра.

Таблиця 1.1 – Основні джерела збуджень вібрації відцентрових насосних агрегатів

Джерело збудження	Частота збудження
Дисбаланс роторів	$k_1 \cdot f_0$
Неспівпадіння осей обертання роторів	$k_1 \cdot f_0$
Муфта	$k_1 \cdot f_0$
Мережева частота електродвигуна	$2 \cdot f_0$
Підшипники кочення	$f_0, 2 \cdot f_0, 3 \cdot f_0$ та більш високі (до десятків тисяч Гц)
Підшипники ковзання та шпаринні ущільнення	$\frac{1}{2} \cdot f_0, \frac{1}{3} \cdot f_0, (0,42 - 0,48) \cdot f_0$
Неоднорідність потоку рідини	$k_1 \cdot z_1 \cdot f_0$
Кавітація	10 – 10 000 Гц [13]
Електромагнітній ланцюг двигуна	800–2000 Гц
Вентилятор електродвигуна	$k_1 \cdot z_2 \cdot f_0$
<p>Використано наступні позначення:</p> <p>$k_1 = 1, 2, 3, \dots$ – номер гармоніки;</p> <p>f_0 – обертова частота;</p> <p>z_1 – число лопаток робочого колеса;</p> <p>z_2 – число лопаток крильчатки вентилятора.</p>	

Найбільш характерними для ВНА, за виключенням різних форм кавітації, є вібрації з обертовою f_0 , подвійною обертовою $2 \cdot f_0$, потрійною обертовою $3 \cdot f_0$ та основною лопатевою $k_1 \cdot z_1 \cdot f_0$ частотами. Основними джерелами, що викликають вібрації на обертовій частоті f_0 , є дисбаланс роторів насоса й електродвигуна та неспівпадіння їх осей обертання. Вібрації з обертовою частотою f_0 різної інтенсивності можуть бути викликані також технологічними похибками з'єднувальної муфти, нерівномірністю розподілу тиску в проточних

каналах насоса й іншими джерелами [23, 24, 25]. Вібрації з основною лопатевою частотою $k_1 \cdot z_1 \cdot f_0$ визначаються в першу чергу гідродинамічними силами від неоднорідності потоку на виході з робочих коліс.

Більшість робіт, що відносяться до проблеми зниження віброактивності ВНА, присвячено боротьбі з вібрацією в джерелах її виникнення. Так у роботах [25, 26, 27, 28, 29] проводиться дослідження і розробка заходів щодо зниження збуджуючих сил, обумовлених неоднорідністю потоку, в [13, 23, 25, 30, 31] – кавітацією, в [25, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40] – підшипниками, в [25, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62] – ущільненнями, в [24, 63, 64] – сполучними муфтами. Незважаючи на численні рекомендації, ефективного зменшення динамічних навантажень іноді досягти не вдається або це представляється економічно недоцільним, тому ставиться задача мінімізації вироблених ними вібрацій. До способів досягнення цієї мети відносяться збільшення жорсткості конструкцій і їх елементів, використання засобів віброізоляції (амортизації) і вібропоглинання (вібропоглинаючих матеріалів, спеціальних демпферів і гасителів коливань). Для підвищення жорсткості корпусних елементів ВНА широко використовується постановка ребер жорсткості, що дозволяє уникнути значного збільшення металоємності. У деяких типах насосних агрегатів використовується амортизація при кріпленні до фундаменту [65] і гнучкі вставки між патрубками насоса і трубопроводами [66], що дозволяє зменшити рівні переданих вібрацій. Для гасіння дискретних складових коливань ВНА іноді використовують динамічні гасителі [67]. Однак використання засобів віброізоляції і вібропоглинання відносяться до способів боротьби з вібрацією на шляху її поширення, тому в насосних агрегатах АЕС ці засоби не знайшли широкого поширення.

Однією з найважливіших умов зниження віброактивності ВНА є відлаштування їх від резонансних режимів роботи. Її значення зростає у зв'язку з тенденцією збільшення одиничної потужності насосів при одночасному зниженні питомої металоємності за рахунок підвищення частоти обертання роторів [68].

В насосних агрегатах під дією збуджуючих сил, що охоплюють широку область частотного спектра, можуть проявитися резонансні вібрації з будь-якою власною частотою. Це вимагає проведення ретельного аналізу динамічних характеристик всієї конструкції.

Головний пріоритет у динамічних дослідженнях турбомашин, в тому числі ВНА, належить підсистемі ротора. До теперішнього часу розроблені досить універсальні числові методи розрахунку вільних і вимушених коливань складних роторних систем. До них відносяться методи динамічної податливості (МДП) і жорсткості (МДЖ) [69, 70, 71], метод початкових параметрів (МПП) [69, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78], метод скінченних елементів (МСЕ) [77, 79, 80]. Для деяких роторних систем розроблені методики, засновані на різному поєднанні зазначених вище методів, на побудові різних схем або кінематичних ланцюгів.

На сьогоднішній день одним із найкращих програмних середовищ для виконання динамічних розрахунків за допомогою електронно-обчислювальних машин (ЕОМ) є «Ansys Workbench». Середовище «Ansys Workbench» є основним інструментом, на якому базується концепція «Проектування виробів на підставі результатів інженерних розрахунків». Тісна інтеграція між компонентами додатків дає легкість використання при підготовці і проведенні розрахунків, а також при вирішенні складних міждисциплінарних задач. Побудова складних пов'язаних розрахунків, що включають у себе різні галузі фізики, здійснюється за допомогою простої операції «drag-and-drop» («перенеси і відпусти»). Потрібно просто взяти наступний розрахунок, перетягнути його і відпустити на вихідному розрахунку, при цьому автоматично сформулюються необхідні зв'язки для передачі даних [81].

Проблема коливань роторів відцентрових насосів тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень, що використовуються з метою зменшення об'ємних втрат. Теоретичне обґрунтування такого зв'язку вперше викладено в роботах [82, 83], де показано, що радіальні гідростатичні сили в залежності від параметрів шпарин можуть бути спрямовані як у сторону зменшення ексцентриситетів і призводити до підвищення критичної частоти ротора, так і в

бік їх збільшення і приводити до втрати стійкості. Подальше дослідження впливу шпаринних ущільнень на динаміку роторів відцентрових насосів проводиться в роботах [36, 41, 42, 56, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92]. У них аналізується вплив гідростатичних, циркуляційних, гіроскопічних, інерційних і демпфуючих сил, які обчислені на основі розгляду різних режимів течії в шпаринах (ламінарний, турбулентний, автотурбулентний) з урахуванням різних параметрів (конусності, перекосу осей, руху стінок та інших). У роботах [36, 56, 91, 92, 93, 94] проводиться аналіз співвідношення між власними частотами згинних коливань роторів відцентрових насосів з урахуванням жорсткості шпарин і їх критичними швидкостями обертання. Встановлено, якщо запас відлаштування від резонансів власних частот витриманий, то він свідомо буде витриманий для критичних частот, тому оцінку запасів відлаштування від резонансів слід проводити в першу чергу по власних частотах коливань.

Оцінка динамічних характеристик відцентрового насосного агрегату тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень та підшипників ковзання. Як показують дослідження [56, 95], шпаринні ущільнення суттєво впливають на динамічні характеристики ротора, тобто в ущільненні виникають гідродинамічні сили, які залежать від конструкції і умов роботи, що можуть або знижувати віброактивність ротора, або навпаки, обумовлювати втрату динамічної стійкості ротора насоса.

Питанню обчислення радіальної сили, що виникає в шпаринному ущільненні, присвячено чимало робіт, однак дана задача вивчена недостатньо. Існуючі методики аналітичного і числового розрахунку коефіцієнтів гідродинамічних сил, що виникають у шпаринних ущільненнях, дають результати, що суттєво відрізняються між собою. Це пов'язано зі складністю процесів, що відбуваються в турбулентному потоці, яким є течія рідини в кільцевому зазорі ущільнювального вузла.

Оскільки існує ряд підходів до дослідження турбулентної течії в тонких шарах, то виникає наступне питання: яка з теорій турбулентної течії найбільш відповідає результатам експериментальних даних?

Теорії, що існують, приводять рівняння руху рідини після певних перетворень до одного і того ж виду:

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\rho}{h_0} \int \frac{d\omega}{dt} dy = -\frac{k_z \mu}{h^2} W_z \\ \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\rho}{h_0} \int \frac{du}{dt} dy = -\frac{k_x \mu}{h^2} U \end{cases}, \quad (1.1)$$

де P – тиск у зазорі;

ρ – густина рідини;

h – середній радіальний зазор шпаринного ущільнення;

ω – кутова частота обертання;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

W_z, U – середня швидкість течії відповідно в осьовому й окружному напрямках.

Відмінності теорій обумовлені коефіцієнтами k_z та k_x , що входять в систему рівнянь як турбулентні функції $k_z = k_z(\text{Re})$, $k_x = k_x(\text{Re})$ (Re – число Рейнольдса).

Однак дослідження показують, що адекватність математичної моделі залежить не стільки від того, яка теорія турбулентної течії покладена в його основу, скільки від тих припущень, що були прийняті при вирішенні нелінійних рівнянь нестационарної течії рідини в кільцевих каналах.

Сили в ущільненнях робочого колеса або в розвантажувальному пристрої осьових сил мають вирішальний вплив на ДХ ротора насоса. У значній мірі вони визначають частоти та форми власних коливань, амплітуди вимушеної реакції і межу стабільності багатоступеневих насосів.

Динамічні сили рідини, що виникли в шпаринному ущільненні, зазвичай розраховуються згідно з лінеаризованою моделлю. Радіальні і тангенціальні компоненти сили визначаються за коефіцієнтами жорсткості K , демпфування B і

маси M , що пропорційні переміщенням, швидкості та прискоренню руху ротора насоса.

У загальному вигляді проекції радіальних сил шпаринного ущільнення в матричній формі можна представити у вигляді:

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B & b \\ -b & B \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix}, \quad (1.2)$$

де K – коефіцієнт жорсткості гідростатичної сили;

k – коефіцієнт циркуляційної сили (коефіцієнт «перехресної» жорсткості);

B – коефіцієнт демпфуючої сили;

b – коефіцієнт гіроскопічної сили (коефіцієнт «перехресного» демпфування);

M – коефіцієнт «приєднаної» маси;

m – коефіцієнт «перехресної приєднаної» маси.

Коефіцієнти K , B і M дають реакції, що мають спільний напрямок із вібропереміщенням, віброшвидкістю чи віброприскоренням. У той час члени k , b , m (члени з перехресними зворотними зв'язками) дають реакції, що діють перпендикулярно до вказаних векторів. Рівнодіючі сили можуть бути виражені як інтеграли по розподілу тиску і напруги зсуву стінки в ущільненні. Рівняння (1.2) було отримано для коливань навколо центрального положення ротора, але рівняння (1.2) може використовуватися для статичних ексцентриситетів у межах 50% зазору ущільнення. У рівнянні (1.2) прийнята осьова симетрія (діагональні члени в матрицях рівні). Це припущення виконується для коротких ущільнень, тобто відношення довжини l ущільнення до його радіусу r не перевищує 0,5 ($l/r \leq 0,5$). Для довгих ущільнень ($l/r > 0,5$), наприклад, розвантажувального барабана чи шпаринного ущільнення перед гідроп'ятою, до рівняння (1.2) повинна бути додана четверта матриця, для того, щоб врахувати нахил осі ротора

по відношенню до ущільнення. Четверта матриця необов'язкова, якщо в довгому ущільненні є кільцеві канавки, що дозволяють вирівнювати тиск на периферії.

Радіальна сила безпосередньо визначається жорсткістю, тому що вона домінує над масовим членом рівняння і членом рівняння, що визначає перехресно пов'язане демпфування. Безпосередня жорсткість короткого шпаринного ущільнення викликана наступним механізмом: швидкість потоку на боці з меншим зазором менше, ніж на стороні з великим зазором. Через більші втрати на вході, на стороні з більш високою швидкістю, виникає перепад тиску між вузьким і широкими зазором. Цей перепад тиску створює силу, що перешкоджає зсуву ротора і діє як центруюча сила на ротор. Цей механізм часто згадується під назвою «ефект Ломакіна».

Визначення коефіцієнтів рівняння (1.2) необхідно для розрахунку динамічних характеристик шпаринного ущільнення ротора відцентрового насоса. Існує чимало теоретичних і експериментальних робіт, присвячених дослідженню гідродинамічних сил і їх впливу на динаміку ротора. У більшості випадків розглядаються так звані короткі шпаринні ущільнення, в яких відношення довжини l ущільнення до його радіусу r не перевищує 0,5 ($l/r \leq 0,5$). Для розрахунку гідродинамічних коефіцієнтів сил шпаринних ущільнень, де $l/r > 0,5$, пропонується використовувати поправочні коефіцієнти. Однак зустрічаються роботи, де наведені універсальні формули, що дають можливість знайти коефіцієнти гідродинамічних сил будь-якого шпаринного ущільнення циліндричної форми.

Проведено аналітичне дослідження [95] впливу коефіцієнтів гідродинамічних сил шпаринного ущільнення, що розраховані за різними методиками, на динамічні характеристики ротора відцентрового насоса, з'ясовано, що найбільш задовільний збіг коефіцієнтів гідродинамічних сил шпаринних ущільнень, у порівнянні з експериментальними даними, показала робота [96], для довгого – роботи [97, 98].

В роботі [97] приведено дослідження впливу початкової закрутки потоку в шпаринному ущільненні на циркуляційні сили при використанні

експериментальної установки, що дозволило розробити методику оцінювання сил в ущільненні. Розглянуто залежність коефіцієнта, що визначає циркуляційні сили, від частоти обертання ротора при повній відсутності початкової закрутки потоку і показано, що циркуляційні сили, які діють у шпаринному ущільненні, за величиною на порядок менше демпфуючих сил. Це дозволило знехтувати циркуляційною силою і дало можливість оцінити величину демпфування в ущільненні.

У разі, якщо повне виключення впливу циркуляційних сил не є можливим (ущільнення з великою осьовою довжиною або малим зазором, недостатнім перепадом тиску), приймається варіант методики, заснований на розкладанні коефіцієнта циркуляційних сил χ по ступеням ω .

$$\chi = \chi_0 + \chi_1\omega + \chi_2\omega^2 + \dots \quad (1.3)$$

На підставі проведених теоретичних досліджень ущільнень з гладкою циліндричної шпариною, експериментальної перевірки відомих і вперше розроблених методів їх розрахунку, автором роботи [96] пропонується наступна методика обчислення коефіцієнтів жорсткості і демпфування для короткої шпарини.

Коефіцієнт жорсткості короткого шпаринного ущільнення ($l/r \leq 0,5$) для турбулентного режиму:

$$K = 0,7 \frac{\pi r l}{h_0} \alpha_1 \alpha_2 \Delta P, \quad (1.4)$$

де r – радіус шпаринного ущільнення;

$$\alpha_1 = \frac{\xi_{11} + \xi_{12}}{\xi_{11} - \xi_{12} + \xi_{20}};$$

$$\alpha_2 = \frac{\xi_{20}}{\xi_{11} - \xi_{12} + \xi_{20}};$$

ξ_{11} – коефіцієнт вхідних втрат;

ξ_{12} – коефіцієнт відновлення швидкісного напору;

$$\xi_{20} = \frac{\lambda_z l}{2h_0};$$

λ_z – коефіцієнт опору тертя осьового течії в кільцевому зазорі;

ΔP – перепад тиску в зазорі.

Коефіцієнт жорсткості короткого шпаринного ущільнення ($l/r \leq 0,5$) для автомодельної області турбулентного режиму:

$$K = 0,5 \frac{\pi r l}{h_0} \alpha_1 \alpha_2 \Delta P. \quad (1.5)$$

Коефіцієнт демпфування короткого шпаринного ущільнення ($l/r \leq 0,5$):

$$B = k_{c1} \left[1 + 600 \frac{h_0}{l} [(\alpha_1)(\alpha_2 + 1)(0,5\xi_{20} - \xi_{12}) - \xi_{12}] \right], \quad (1.6)$$

де
$$k_{c1} = \frac{\pi r l^3}{850 h_0^2} \sqrt{\frac{\rho \Delta P}{\xi_{11} - \xi_{12} + \xi_{20}}} (1 + 0,5 \alpha_2).$$

Коефіцієнт циркуляційних сил короткого шпаринного ущільнення ($l/r \leq 0,5$) визначається за формулою, що приведено нижче, причому закрутка потоку приймається $\bar{\omega} = 0,5\omega$:

$$k = 0,5\omega B, \quad (1.7)$$

Допускається в оціночному розрахунку приймати $\lambda_z = 0,04$ для турбулентного режиму.

Осьове число Рейнольдса:

$$\text{Re}_0 = \frac{2\rho\omega_0 h_0}{\mu}, \quad (1.8)$$

Так само для розрахунку демпфування в шпаринному ущільненні необхідно враховувати вплив геометричних розмірів вхідної та вихідної кромки на величину коефіцієнтів ξ_{11} і ξ_{12} . Значення цих коефіцієнтів наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Вплив вхідної та вихідної кромки на гідравлічні характеристики ущільнень

	Гостра кромка	R= 0,5 мм	R= 2,0 мм	Фаска 2x45°
ξ_{11}	1,10	1,10	1,00	1,05
ξ_{12}	0,05	0,07	0,30	0,10

У роботах [97, 98] вирішується задача визначення гідродинамічних коефіцієнтів сил довгого ($l/r > 0,5$) шпаринного ущільнення відцентрового насоса при малих радіальних переміщеннях вала щодо його статичної рівноваги з урахуванням наступних припущень:

- розглядаються кільцеві канали, для яких радіальний зазор значно менший діаметра;
- режим руху по всій довжині ущільнення – турбулентний (автомодельна область);
- граничні умови – умови прилипання частинок рідини до стінок каналу шпаринного ущільнення;
- допускається, що тепло, яке виділяється в результаті внутрішнього тертя рідини, практично миттєво відводиться з кільцевого каналу шпаринного ущільнення;
- розглядається вал, що не обертається, тому інерційними складовими нехтують.

Відповідно до робіт [97, 98] коефіцієнти сил знаходяться за наступними формулами.

Коефіцієнт гідростатичної жорсткості:

$$K = \frac{\Delta Pr l \pi \xi_{20}}{\xi_0 h_0} \left[\frac{l_2}{l_1} \frac{1}{\sqrt{b_0}} sh \sqrt{b_0} - \left(1 - \frac{\xi_{20} l_2}{\xi_{12} l_1} \right) \frac{1}{b_0} (ch \sqrt{b_0} - 1) \right], \quad (1.9)$$

де $\xi_0 = \xi_{11} - \xi_{12} + \xi_{20}$;

$$l_1 = ch \sqrt{b_0} + \frac{\xi_{20}}{\xi_{11}} \frac{sh \sqrt{b_0}}{\sqrt{b_0}} - \frac{\xi_{12}}{\xi_{11}} - 2 \xi_{12} \left(\frac{l}{r} \right)^2 \frac{1}{\xi_{20}} \left[\frac{sh \sqrt{b_0}}{\sqrt{b_0}} + \frac{1}{b_0} \frac{\xi_{20}}{\xi_{11}} (ch \sqrt{b_0} - 1) \right];$$

$$b_0 = 2 \left(\frac{l}{r} \right)^2;$$

$$l_2 = \frac{sh \sqrt{b_0}}{\sqrt{b_0}} - 2 \xi_{12} \left(\frac{l}{r} \right)^2 \frac{1}{\xi_{20}} \frac{1}{b_0} (ch \sqrt{b_0} - 1).$$

Коефіцієнт демпфування:

$$B = r^2 \sqrt{2 \rho \Delta P} \frac{\pi s^2}{\sqrt{\xi_0}} \cdot \frac{L_1}{L_2} \times \\ \times \left[\xi_{20} \frac{ch(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} + \xi_{11} \frac{sh(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - \xi_{20} r_h \frac{1}{b_0} \frac{L_2}{L_1} \left(\frac{sh(\sqrt{b_0} \bar{z})}{\sqrt{b_0}} - 1 \right) \right], \quad (1.10)$$

де $L_1 = \xi_{20} r_h \frac{ch(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} - 2 \xi_{12} s^2 r_h \frac{1}{b_0} \left(\frac{1}{\sqrt{b_0}} sh(\sqrt{b_0}) - 1 \right) - \xi_{12} r_h$;

$$L_2 = -\xi_{12} - 2 \xi_{12} s^2 \frac{ch(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} - \xi_{12} \xi_{11} \frac{s}{r_h} \frac{4}{\lambda_z} \frac{sh(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} + \xi_{11} \cdot ch(\sqrt{b_0}) +$$

$$+ \xi_{20} \frac{sh(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}};$$

$$s = \frac{l}{r};$$

$$r_h = \frac{r}{h_0};$$

$$\bar{z} = \frac{z}{l}.$$

$$z = l.$$

Коефіцієнт циркуляційних сил:

$$k = q_1 \cdot \omega, \quad (1.11)$$

де $q_1 = 0,5 \cdot B$.

Коефіцієнти гіроскопічної сили (коефіцієнт «перехресного» демпфування) «приєднаної» маси та «перехресної приєднаної» маси шпаринного ущільнення в роботах [97, 98] не приводяться. Розрахунки власних частот коливань ротора, отримані з використанням формул (1.3), (1.4) досить добре узгоджуються з експериментальними результатами [99].

Існуючі методи розрахунку податливості підшипників кочення і рідинної плівки підшипників ковзання [32, 36, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107] дозволяють врахувати їх характеристики при аналізі динамічних властивостей роторів відцентрових насосів.

Радіальні підшипникові опори включають ділянку вала круглого поперечного перетину (цапфу), що обертається усередині підшипникового вкладиша, який, як правило, має круглу форму. Діаметр цапфи в більшості випадків становить 99,8 – 99,9% діаметра вкладиша, а зазор між ними частково заповнюється мастилом. При нульовій частоті обертання ротора за умови постійного навантаження цапфа спирається на вкладиш у нижній точці зазору. При обертанні цапфа вала захоплює масло завдяки його в'язкості, утворюючи тим самим тонку плівку між цапфою і вкладишем. Таким чином, при нормальних умовах експлуатації прямий контакт між двома поверхнями відсутній.

За розподіл тиску в мастильній плівці підшипників ковзання відповідає сила реакції, яка врівноважує зовнішні сили, що діють на вкладиш зі сторони

вала. Оскільки зміни товщини шару мастила знаходяться в межах декількох десятків мікрон (мкм), то радіальні підшипники ковзання мають достатню жорсткість. Підшипники ковзання забезпечують демпфування в широкому діапазоні умов експлуатації. Приймавши нульове значення маси, динамічний стан підшипників ковзання можна описати рівнянням (1.2), якщо прийняти переміщення вала насоса невеликими відносно його радіусу, що, по суті, завжди має місце при роботі підшипників ковзання у складі відцентрового насоса або іншої відцентрової машини.

Циліндричні підшипники з осью розточкою не придатні для роботи в високошвидкісних насосах, швидкість обертання яких перевищує 6000 об/хв, оскільки можуть виникнути автоколивальні процеси, що означають втрату стійкості системи.

Втрата стійкості системи виникає, коли робоча частота обертання в два рази більше критичної швидкості. У високошвидкісних насосах найчастіше використовуються багатопелюсткові підшипники через їх здатність до високого демпфування. У підшипників кочення дуже висока жорсткість, але здатність демпфування майже відсутня, тому вони також не використовуються для роботи при високих частотах обертання і високих навантаженнях.

В'язкість мастильних матеріалів підшипника ковзання напряму впливає на температуру мастила. Вплив температури також необхідно враховувати при розрахунках динамічних характеристик ВНА.

Слід уважно ставитись до навантаження на підшипник ковзання, бо при невеликому навантаженні підшипники ковзання можуть втратити стійкість, що приведе до підвищеної вібрації відцентрового корпусів підшипникових опор або всього насоса.

Часто обчислення навантаження на підшипник, що безпосередньо визначає динамічні коефіцієнти сил, виконується з суттєвими похибками. У той час як вагу ротора можна визначити з достатньою точністю, інтенсивність радіальних гідравлічних сил, що виникають у напрямному апараті або в насосі зі спіральним відводом, визначаються за статистичними даними чи приблизними розрахунками.

Напрямок радіальних гідравлічних сил передбачити ще важче. Крім того, інтенсивність і напрямки радіальних гідравлічних сил залежать від подачі, тому може статися, що вага ротора і радіальні сили при питомій витраті діють в одному напрямку, що приводить до підвищення навантаження на підшипник, у той час як при інших подачах вони спрямовані протилежно один до одного і розвантажують підшипники. Такі ефекти можуть бути причиною багатьох очевидних парадоксів, що спостерігаються при аналізі вібраційної характеристики ВНА.

Навантажений упорний сегментний підшипник створює відновлювальний момент, який не дає валу згинатися, тим самим забезпечує додаткове демпфування. Це явище відіграє важливу роль тоді, коли форма власних коливань ротора насоса залежить від податливості опори упорного підшипника, тобто, якщо біля нього найбільші амплітуди коливань ротора.

Мастильні плівки в гідродинамічних підшипниках ковзання мають пружні властивості. Іншими словами, при дії динамічного навантаження на підшипник (дисбаланс) цапфа буде рухатися по орбіті навколо центру статичної рівноваги. Жорсткість і демпфування, що пов'язані з пружністю мастильної плівки, роблять значний вплив на критичні частоти обертання і стійкість системи в цілому. Виходячи з цих причин, на етапі проектування відцентрового насоса важливо зуміти правильно оцінити динамічні характеристики підшипників ковзання.

При відсутності динамічного навантаження на цапфу вала статичні сили в мастильній плівці в горизонтальному і вертикальному положенні можна було б подати у вигляді функцій переміщень – x і y , і швидкостей – \dot{x} і \dot{y} цапфи щодо центру підшипника, тобто

$$\begin{aligned} F_x &= f_1(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \\ F_y &= f_2(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \end{aligned} \quad (1.12)$$

де \dot{x} і \dot{y} – обидва дорівнюють нулю. При наявності змін у переміщеннях і швидкостях, нові значення сил у мастильній плівці приймуть вид $F_x + dF_x$ і $F_y + dF_y$ відповідно.

Ці сили також можна виразити у вигляді ряду Тейлора з чотирма змінними, при цьому нехтуючи малими членами рівняння

$$\begin{aligned} F_x + dF_x &= f_1(x, y, \dot{x}, \dot{y}) + dx \frac{\partial F_x}{\partial x} + dy \frac{\partial F_x}{\partial y} + d\dot{x} \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} + d\dot{y} \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \\ F_y + dF_y &= f_2(x, y, \dot{x}, \dot{y}) + dx \frac{\partial F_y}{\partial x} + dy \frac{\partial F_y}{\partial y} + d\dot{x} \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} + d\dot{y} \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \end{aligned} \quad (1.13)$$

Зміна сили в мастильній плівці виражається як

$$\begin{aligned} dF_x &= (F_x + dF_x) - F_x = dx \frac{dF_x}{dx} + dy \frac{dF_x}{dy} + d\dot{x} \frac{dF_x}{d\dot{x}} + d\dot{y} \frac{dF_x}{d\dot{y}} = \\ &= c_{xx} dx + c_{xy} dy + d_{xx} d\dot{x} + d_{xy} d\dot{y} \\ dF_y &= (F_y + dF_y) - F_y = dx \frac{dF_y}{dx} + dy \frac{dF_y}{dy} + d\dot{x} \frac{dF_y}{d\dot{x}} + d\dot{y} \frac{dF_y}{d\dot{y}} = \\ &= c_{yx} dx + c_{yy} dy + d_{yx} d\dot{x} + d_{yy} d\dot{y} \end{aligned} \quad (1.14)$$

де c_{ij} і d_{ij} відомі як коефіцієнти жорсткості і демпфування масляної плівки, i і j можуть набувати значень x і y . Саме ці коефіцієнти необхідно знати для виконання розрахунків динамічних характеристик ротора відцентрового насоса та його динамічної стійкості.

У роботі [105] для визначення коефіцієнтів гідродинамічних сил підшипників ковзання використовується критерій (число) Зоммерфельда:

$$S = \frac{\mu \cdot \omega \cdot D \cdot L}{W} \cdot \left(\frac{R}{h} \right)^2, \quad (1.15)$$

де D – діаметр вала під підшипником;

L – осьова довжина підшипника;

W – навантаження на підшипник;

R – радіус вала під підшипником;

h – радіальний зазор.

Залежно від відношення осьової довжини до діаметру підшипника ковзання (L / D) і числа Зоммерфельда коефіцієнти жорсткості і демпфування c_{ij} і d_{ij} підшипника ковзання визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} c_{xx}, c_{xy}, c_{yx}, c_{yy} &= \frac{W \cdot \bar{K}_{xx}}{h}, \frac{W \cdot \bar{K}_{xy}}{h}, \frac{W \cdot \bar{K}_{yx}}{h}, \frac{W \cdot \bar{K}_{yy}}{h} \\ d_{xx}, d_{xy}, d_{yx}, d_{yy} &= \frac{W \cdot \bar{B}_{xx}}{\omega \cdot h}, \frac{W \cdot \bar{B}_{xy}}{\omega \cdot h}, \frac{W \cdot \bar{B}_{yx}}{\omega \cdot h}, \frac{W \cdot \bar{B}_{yy}}{\omega \cdot h} \end{aligned} \quad (1.16)$$

де \bar{K}_{ij} , \bar{B}_{ij} – коефіцієнти, що не мають розмірності та залежать від відношення осьової довжини до діаметру підшипника ковзання (L / D) і числа Зоммерфельда.

У роботі [106] основним критерієм для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування c_{ij} і d_{ij} циліндричного підшипника ковзання також є число Зоммерфельда, що визначається за формулою (1.13).

Самі ж коефіцієнти жорсткості і демпфування c_{ij} і d_{ij} знаходяться за такими формулами:

$$\begin{aligned} c_{ij} &= \frac{2 \cdot L \cdot \mu \cdot \omega}{\psi^3} \cdot c_{ij}^* \\ d_{ij} &= \frac{2 \cdot L \cdot \mu}{\psi^3} \cdot d_{ij}^* \end{aligned} \quad (1.17)$$

де c_{ij}^* і d_{ij}^* – коефіцієнти без розмірності, що мають залежність від відношення довжини (осьової) до діаметру підшипника ковзання (L / D) і числа Зоммерфельда.

У роботі [105] наведено методику розрахунку коефіцієнтів гідродинамічних сил для чотирьох- і п'ятиколових підшипників ковзання. Коефіцієнти жорсткості і демпфування c_{ij} і d_{ij} знаходяться за формулами (1.15) та відрізняються безрозмірними коефіцієнтами c_{ij}^* і d_{ij}^* .

Для радіальних і радіально-упорних підшипників кочення формула розрахунку радіальної жорсткості K , що отримана на основі контактної теорії Герца, має вигляд [32]:

$$K = 535000g(d_u W z_0^2 \cos^2 \gamma)^{\frac{1}{3}}, \quad (1.18)$$

де g – гравітаційна стала;

d_u – діаметр тіл кочення;

z_0 – кількість тіл кочення;

γ – кут контакту тіл кочення (для радіального підшипника кочення $\gamma = 0$).

Оскільки насосний агрегат може складатися з електродвигуна, в деяких випадках гідromуфти, насоса, то потрібно мати уявлення про динамічні характеристики валопроводу насосного агрегату. Валопровід – це система послідовно з'єднаних між собою роторів електродвигуна, гідromуфти, насоса, за допомогою з'єднувальних муфт, наприклад, муфти пружної пластинчатої. У роботах [2, 3, 4] виконаний аналіз динамічних характеристик валопроводу насосного агрегату ЦНА 60-180, що призначений для ущільнення головних циркуляційних насосів АЕС із реактором ВВЕР-1000, а також для байпасного очищення теплоносія, борного регулювання реактивності шляхом зміни концентрації борної кислоти в теплоносії. За результатами числових розрахунків динамічних характеристик консервативних систем роторів насоса і гідromуфти та валопроводу в цілому, встановлено, що розгляд системи роторів дає кращий збіг із даними, отриманими експериментальним шляхом.

Тенденції розвитку сучасного машинобудування, в тому числі насособудування, ведуть до посилення вимог до динамічних характеристик електронасосних агрегатів. Згідно [108], розрахунок і аналіз крутильних коливань необхідно проводити в разі, якщо привід здійснюється від однієї з наведених нижче машин: електродвигун або турбіна номінальною потужністю від 1500 кВт і вище; двигун внутрішнього згоряння номінальною потужністю від 250 кВт і

вище; синхронний електродвигун номінальною потужністю від 500 кВт і вище; електродвигуном з частотно-регульованим керуванням (ЧРК) номінальною потужністю від 1000 кВт і вище.

Для визначення зон резонансних коливань необхідно знайти власні частоти агрегату, прийнявши коефіцієнт відлаштування від власної частоти рівним як мінімум 20% [5].

Валопроводи деяких електронасосних агрегатів досягають довжини двадцять і більше метрів при максимальному діаметрі вала насоса 0,1 м. Такі параметри валопроводів можуть призводити до збігу власної частоти крутильних коливань із робочою частотою обертання, подвійною робочою частотою обертання, лопатковою частотою та іншими детермінованими частотами коливань валопроводів, що викликають резонансні коливання.

Традиційно для оцінки відлаштування від резонансних режимів роторних систем ВНА проводяться розрахунки критичних частот на основі розгляду моделі згинних коливань, іноді – крутильних коливань [108]. Як показали експериментальні дослідження, для валопроводів електронасосних агрегатів розгляд подібних моделей, які по суті є спрощеними, може привести до істотних похибок. У роботі [5] була поставлена мета зменшити похибку розрахунку власних частот коливань валопроводів електронасосних агрегатів шляхом введення додаткових критеріїв в алгоритм методики розрахунку. Як наслідок розроблена методика, яка реалізує на основі методу початкових параметрів динамічну модель спільних згинно-крутильних коливань валопроводу електронасосного агрегату.

Вплив підшипників ковзання або кочення на динамічні характеристики ротора може бути істотним і посилюється в разі застосування податливих корпусів підшипникових опор, наприклад, при використанні амортизації. Дослідження коливань таких роторних конструкцій проводиться в [9, 10, 109, 110, 111, 112] та інших роботах.

У відцентрових насосах, особливо у випадках, коли доводиться робити розвинені кінцеві ущільнення (наприклад, в насосах, що працюють на гарячих

рідинах), підшипникові опори виявляються недостатньо жорсткими [8, 36], що може призводити до описаних явищ. Більш того, в ряді конструкцій опорами ротора служать консольні ділянки корпусу, пружноінерційні характеристики яких можуть виявитися аналогічними з такими ж характеристиками ротора. При цьому наявність пружних сил у шпаринних ущільненнях зумовлює виникнення додаткових взаємодій у системі «Ротор – корпус», т тому при визначенні динамічних характеристик ВНА потрібно розглядати як динамічну систему в цілому.

Кожен елемент ВНА, як окрема спрощена динамічна система, має власні частоти, що теоретично можуть буди максимально близькі до відповідних власних частот системи в цілому. ДХ спрощених систем розрахувати значно простіше в силу побудови менш трудомісткої математичної моделі та менших часових затрат на розрахунки. Проте розгляд спрощених систем вимагає визначення певних еквівалентних жорсткостей та демпфувань, що характерні для системи в цілому, для достовірної практичної оцінки ДХ.

Відцентрові насосні агрегати, з точки зору динаміки, умовно можна розділити на дві групи – горизонтальні (ротор такого насоса розташований горизонтально) та вертикальні. Конструкція горизонтального ВНА в основному має відносно велику жорсткість, яка приводить до того, що власні частоти коливань корпусу агрегату будуть знаходитись вище 30 Гц. Щоправда такі насосні агрегати не завжди можна вважати жорсткими конструкціями, позаяк частота обертання їх ротора може сягати до 90, 150 и вище Гц.

На відміну від горизонтальних ВНА, більшість вертикальних насосних агрегатів мають податливу конструкцію. Власні частоти вертикального ВНА обумовлені згинними та крутильними коливаннями [7, 11, 12]. Ці коливання розташовані поблизу частоти обертання й області найбільш інтенсивних сейсмічних впливів, що можуть діяти на агрегат зі сторони фундаменту.

Аналіз динаміки ротора відцентрового насоса виконується на електронно-обчислювальній машині (ЕОМ) за допомогою спеціалізованих програм чи програмних продуктів для створення математичної моделі ротора, розрахунків

динамічних реакцій підшипників, шпаринних ущільнень і гідравлічних навантажень, що виникають у протічній частині насоса. Мета аналізу динамічних характеристик ротора полягає у визначенні демпфованих власних частот коливань, побудові залежності демпфованих власних частот коливань від частоти обертання ротора, побудові форм власних коливань. Результати розрахунку динамічних характеристик ротора наводяться у вигляді діаграми Кемпбелла [108, 113].

На діаграмі Кемпбелла власні частоти наведені у вигляді окремих графіків для номінальних, тобто відповідних спроектованим, і для подвоєних номінальних зазорів шпаринних ущільнень. Пряма лінія синхронних коливань перетинає ці криві в точках, що відповідають критичним частотам обертання. Критичну частоту обертання потрібно чітко відрізнити від власних частот коливань при робочій частоті обертання. Власна частота – це частота вільних коливань системи при робочій частоті обертання ротора. Критична частота обертання – це співпадіння частоти обертання ротора з власною частотою коливань, що розрахована при цій частоті обертання. Резонансні режими на власних частотах коливань виникають тоді, коли на ротор, що обертається на деякій робочій частоті, діють періодичні сили, що співпадають з тією чи іншою власними частотами. Критичні частоти викликають резонансні режими тоді, коли ротор відцентрового насоса у режимі розгону або вибігу проходить ту чи іншу критичну частоту обертання.

Деякі коефіцієнти демпфування відповідають аперіодичному демпфуванню або «критичному демпфуванню». При подвоєних зазорах шпаринного ущільнення демпфування на даній частоті обертання зменшується приблизно до 40%. Вихрове гальмування в розвантажувальному барабані підсилює демпфування, але практично не впливає на частоти власних коливань ротора.

Вал багатоступеневого відцентрового насоса не коливається в площині, як це відбувається з простою балкою на двох опорах, але кожне значення власної частоти коливань пов'язане з певною «власною формою». Власна форма коливань

є тривимірною лінією прогину вала, по якій ротор вібрує на частоті власних коливань.

Кожна власна форма коливань пов'язана зі ступенем демпфування. Оскільки демпфування пропорційно швидкості вібрації, то застосовується наступний механізм: якщо підшипник або шпаринне ущільнення розташовані поблизу або на максимумі амплітуд, демпфування ротора посилюється. Якщо підшипник або ущільнення розташовані близько до вузла вібрації (мінімальний розмах амплітуди), то демпфування мінімальне. Навпаки, негативний вплив елементів, що вносять дестабілізацію, найменше відчувається у вузлі вібрації, а найбільше – при максимальній вібрації.

Зазвичай зазори шпаринних ущільнень повільно розширюються протягом терміну експлуатації через зношення, в результаті чого знижуються жорсткість і рівень демпфування ротора відцентрового насоса. Цей факт необхідно враховувати, виконуючи аналіз динамічних характеристик ротора. Цей аналіз часто виявляє, що критична частота обертання при зносі ущільнень переходить у діапазон робочої частоти обертання ротора. При досить високому рівні демпфування це не приводить до втрати стійкості підсистеми ротора тому, що резонанс протягом експлуатації навряд чи можна виявити. Зовсім по-іншому працюють турбокомпресори, які не можна експлуатувати на критичній частоті обертання в силу того, що еквівалентне демпфування його ротора занадто мале. Досвід експлуатації високонапірних відцентрових насосів показав, що робота поблизу або при критичній частоті обертання цілком допустима в силу значного демпфування в шпаринних ущільненнях між ротором та статором.

Окрім врахування демпфованих власних частот коливань за допомогою діаграми Кемпбелла, в динамічний аналіз ротора входить аналіз вимушених коливань. З цією метою враховуються синхронні збуджуючі сили, що визначені розрахунковим шляхом. Амплітуди коливань ротора порівнюються з зазорами шпаринних ущільнень.

Автоколивання можуть бути причиною підвищеної вібрації і шуму відцентрових машин. Одне із завдань динаміки – це повністю виключати

автоколивання з процесу роботи ВНА. Це можна досягнути шляхом забезпеченням запасу стійкості, але на практиці це не завжди вдається. У силу великого демпфування автоколивання можуть бути виражені відносно слабко і без досконального дослідження вібраційного стану можуть залишатись непоміченими [77].

Автоколивання (нестабільність) ротора можуть бути викликані радіальними підшипниками ковзання, шпаринними ущільненнями або гідравлічною взаємодією як закритих, так і відкритих робочих коліс (ефект Елфорда) відцентрового насоса. Така нестабільність виникає в такий спосіб: розподіл тиску на виході з робочого колеса створює складову сили, що діє в напрямку руху орбіти вібрації ротора. Таким чином, енергія передається ротору, і його рух по орбіті прискорюється. Щоб виникли автоколивання, енергія, яка живить ротор, повинна перевищити пряме демпфування, що гасить амплітуду коливань (розмір орбіти).

Нестабільність ротора відцентрового насоса може бути викликана декількома механізмами, що викликають рух орбіти в напрямку обертання, основні з яких є [25]:

- турбулентний потік, що проходить по шпаринним ущільненням у робочому колесі та розвантажувальному барабані;
- ламінарний потік у підшипнику ковзання, що збуджує вібрації на частоті $(0,42-0,48) \cdot f_0$;
- гідравлічна взаємодія робочого колеса з напрямним апаратом;
- збуджуючі сили, що виникли у відкритих робочих колесах (ефект Елфорда);
- внутрішнє тертя в роторі, наприклад, мікроскопічні переміщення в компонентах з гарячою посадкою, яка занадто довга і / або занадто слабка, збуджує коливання на частоті $(0,2-1,0) \cdot f_0$;
- скупчення рідини в роторі, наприклад, якщо вал або муфта мають повітряні порожнини, в які потрапляє рідина, збуджує коливання на частоті $(0,5-1,0) \cdot f_0$.

Декількох впливів можна легко уникнути, якщо врахувати вищеописане при проектуванні насоса.

При автоколиваннях ротор вібрує на низьких частотах, які нижче фактичної частоти обертання, тому автоколивання вважаються підсинхронними коливаннями ротора. Якщо частоту обертання ротора відцентрового насоса збільшувати після початку автоколивального процесу, то частота коливань залишається майже незмінною, тоді як амплітуди різко збільшуються доти, доки не виникнуть обмеження нелінійного характеру, типу тертя в шпаринних ущільненнях.

Можна припустити, що механізми, які приводять до втрати стійкості в шпаринному ущільненні або зазорі бічної стінки робочого колеса (який є важливим аспектом гідравлічного взаємодії робочого колеса зі статором), якісно подібні до тих, що обумовлюють втрату стійкості в підшипниках ковзання, навіть при тому, що в шпаринних ущільненнях потік зазвичай є турбулентним. Відмінності між вимушеними коливаннями й автоколиваннями ротора насоса наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Відмінності між вимушеними і автоколиваннями ротора насоса

Особливість	Вимушені коливання	Автоколивання
1	2	3
Частота	Частота вібрації відповідає частоті збудження: частоті обертання, лопатевій частоті і їх гармонікам	Частота вібрації відповідає власній частоті коливань ротора і є практично незмінною, трохи залежить від частоти обертання; характеризується підсинхронною вібрацією

Продовження таблиці 1.3

1	2	3
Амплітуда	Амплітуда з'являється в спектрі у вигляді піку, який збільшується з частотою обертання. При резонансі та слабкому демпфуванні спостерігається сильне збільшення амплітуди	Вібрація з'являється раптово, вище межі частоти обертання (стійкості), далі збільшується при збільшенні частоти обертання
Рух орбіти	Завжди в напрямку обертання	Головним чином у напрямку обертання
Напруга ротора	Якщо збудження проявляється при частоті обертання, ротор приймає власну деформовану форму (вигнута вісь); немає знакозмінних напружень	Ротор піддається знакозмінним напруженням, частоти яких дорівнюють різниці між частотою обертання і частотою вібрації
Вплив демпфування	Додаткове демпфування зменшує амплітуди, але має невеликий вплив на власну частоту коливань	Додаткове демпфування розширює межі стійкої частоти обертання ротора, але не робить ніякого впливу на амплітуди коливань
Вплив геометрії	Збудження визначається механічним і / або гідравлічним дисбалансом	Амплітуда коливань не залежить від обертальної симетрії: самозбудження ротора відбувається за межами стійкості

Продовження таблиці 1.3

1	2	3
Заходи усунення	<ul style="list-style-type: none"> - Механічне балансування; - зменшення гідравлічного дисбалансу (точність лиття); - збільшення демпфування для зменшення амплітуд; - зміна критичної частоти обертання з метою уникнення резонансу 	<ul style="list-style-type: none"> - Збільшення демпфування для отримання більш високої межі стійкості; - зменшити перехресно пов'язані жорсткісні властивості (вихрове гальмування, статор з проточкою); - збільшити власну частоту коливань

У рідкісних випадках спостерігалася субсинхронна нестабільність, яку можна пояснити рідиною, що входить в ущільнення, з тангенціальною швидкістю вище $w_u > \omega r$. При такому положенні справ, для субсинхронних автоколивань можна застосувати вихрове гальмо [25].

1.2 Постановка науково-практичної задачі та основні етапи та шляхи її розв'язання

Процес роботи ВНА нерозривно пов'язаний з динамічними силами, що збуджують просторові коливання насосного агрегату, тому існує потреба ретельного визначення зон резонансних коливань ВНА з урахуванням максимальної кількості елементів, що так чи інакше впливають на його динаміку. Причому ДХ конструкції ВНА залежать від податливості його елементів, у першу чергу, ротора, корпусу, лап, рами тощо. Таким чином, розробка нової методики розрахунку дозволить точніше визначати власні частоти коливань та відлаштовувати їх від збуджуючих частот, що суттєво підвищить показники технічного рівня насосного обладнання, ефективність функціонування,

надійність, розширить область використання, зменшить масогабаритні характеристики. Все це є важливою задачею, що існує в машинобудуванні.

Всі методики розрахунку динамічних характеристик ВНА орієнтуються на розгляд окремих елементів – ротора, корпусу, ліхтаря електродвигуна і т.п. Власні частоти коливань окремих елементів динамічної системи в принципі можуть співпадати з відповідними власними частотами системи ВНА в цілому. Але для цього потрібно провести комплекс досліджень з визначення еквівалентних жорсткостей та демпфувань, що характерні для системи в цілому. Такі дослідження досить трудомісткі та повторювати їх потрібно для кожної нової машини заново. Тому зазвичай дослідження ДХ ВНА проводять в спрощеному вигляді, тобто розглядають окремі підсистеми ВНА з деякими спрощеннями, наприклад, що ротор через рідинний шар в підшипниках та шпаринних ущільненнях абсолютно жорстко кріпиться до абсолютно жорсткої поверхні.

Оскільки визначення достовірних власних частот коливань машин в машинобудуванні є однією з найважливіших задач по забезпеченню надійності обладнання, а розгляд динамічної системи в цілому дає більш достовірні результати, ніж розгляд окремих підсистем, наприклад, ротора, то **визначення динамічних характеристик системи в цілому є важливою задачею**, яка існує в промисловості.

Вплив масово-інерційних та жорсткісних характеристик системи ВНА на власні частоти коливань окремих елементів має ключове значення при визначенні достовірних значень власних частот коливань агрегату, тому **це є важливою науково-практичною задачею**.

Розв'язання поставленої науково-практичної задачі проведено наступним чином:

на першому етапі розглянуто ротор насосного агрегату, виконано розрахунки його ДХ, проведено аналіз впливу податливості корпусів підшипникових опор на динаміку ротора;

на другому етапі розроблено та верифіковано математичну модель горизонтального ВНА; проведено порівняння власних частот коливань системи

ВНА з власними частотами коливань окремих елементів як консервативних динамічних систем, проаналізовано впливу податливості конструкції кріплення насоса на його динаміку;

на третьому етапі використано розроблену методику для побудови математичної моделі вертикального ВНА, проведено порівняльний аналіз власних частот окремих підсистем та системи вертикального ВНА в цілому, досліджено вплив кількості ступенів насосу на динаміку агрегату, побудовано графік залежності власних частот від податливості кріплення з урахуванням зміни ступінчастості ротора;

на четвертому етапі розроблено конструктивні шляхи відлаштування конструкцій насосних агрегатів від резонансних режимів роботи.

1.3 Висновки

1.3.1 Проведено аналіз літературних джерел. Цей аналіз дозволив установити, що достовірне виявлення причин недопустимого рівня віброактивності та визначення відповідних рекомендацій щодо підвищення рівня вібронадійності відцентрових насосів та агрегатів залежить від вибраної математичної моделі.

1.3.2 На основі огляду літературних джерел встановлено, що існуючі методики розрахунку динамічних характеристик ВНА ґрунтуються на розгляді окремих підсистем, що призводить до недопустимих похибок при розрахунках власних частот коливань насосних агрегатів.

1.3.3 Сформульована актуальна науково-практична задача – підвищення вібронадійності ВНА на основі створення достовірної математичної моделі динамічної системи «валопровід – корпус – фундамент».

1.3.4 Запропоновано алгоритм розв'язання поставленої науково-практичної задачі, який дозволяє використати увесь комплекс досліджень, що складається з визначення гідродинамічних коефіцієнтів сил, що діють у шпаринному ущільненні та підшипниках ковзання, моделюванні ротора (валопроводу),

моделюванні корпусу, створенню взаємозв'язку ротора й корпусу та моделюванні фундаменту ВНА.

Далі розв'язання задачі полягає в перевірці адекватності створеної математичної моделі динамічної системи, отриманні експериментальних результатів коливальних процесів на горизонтальному ВНА, що знаходиться в експлуатації, та розробці ефективних конструктивних способів відлаштування власних частот коливань від резонансних режимів роботи.

РОЗДІЛ 2

ВИБІР ЕФЕКТИВНОГО МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ Й АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОРПУСІВ ПІДШИПНИКІВ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРА НАСОСА

2.1 Одномасова модель ротора

При розгляді одномасової моделі ротора відцентрового насоса (рис. 2.1) до пружних сил валу необхідно додати реакції рідинного шару в шпаринних зазорах робочих коліс [77].

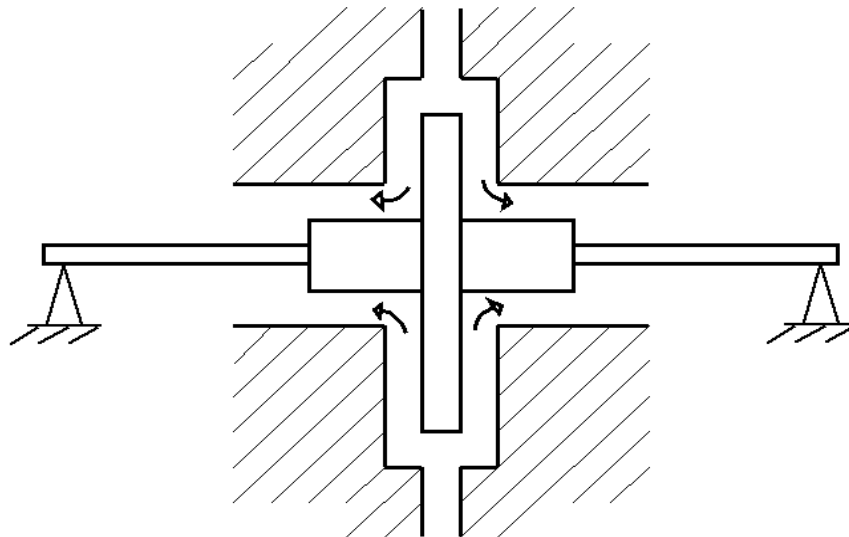


Рисунок 2.1 – Одномасова модель ротора

У разі ізотропності валу і квазіпружних сил в ущільненнях рівняння малих коливань незрівноваженого ротора записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{x} + B\dot{x} + c_{екв} x + ky &= em\omega^2 \cos \omega t, \\ m_0 \ddot{y} + B\dot{y} + c_{екв} y - kx &= em\omega^2 \sin \omega t, \end{aligned} \quad (2.1)$$

де m_0 – маса ротора;

$$c_{екв} = c_g + K;$$

c_e – жорсткість валу;

e – ексцентриситет ротора.

В «стисненій» формі рівняння (2.1) матиме вигляд:

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + cz - jqz = em\omega^2 e^{j\omega t}, \quad (2.2)$$

Вимушені коливання ротора шукають у вигляді прямої синхронної прецесії:

$$z = r e^{j(\omega t - \varphi)}, \quad (2.3)$$

або

$$x = r \cos(\omega t - \varphi), \quad y = r \sin(\omega t - \varphi). \quad (2.3)$$

Після підстановки (2.3) в (2.2) та скорочення на $e^{j(\omega t - \varphi)}$ отримаємо

$$-r\omega^2 m + rbj\omega + rc - jqr = me\omega^2 (\cos\varphi + j\sin\varphi) \quad (2.4)$$

Останнє рівняння можна записати в вигляді

$$mr\omega^2 - jbr\omega - cr + jqr + me\omega^2 e^{j\varphi} = 0, \quad (2.4)$$

де $\bar{F}_e = mr\omega^2$ – переносна сила інерції;

$\bar{F}_{mp} = -jbr\omega$ – сила опору;

$\bar{F}_{yup} = -cr$ – сила пружності;

$\bar{F}_{цк} = jqr$ – циркуляційна сила;

$\bar{F}_{цб} = me\omega^2 e^{j\varphi}$ – відцентрова сила незрівноваженості.

Рівняння (2.4) розглядають як векторну умову рівноваги в системі координат, що обертається з частотою ω , деякої матеріальної точки масою m , на яку діють сили: опору \bar{F}_{mp} , пружності \bar{F}_{yup} , циркуляційна сила $\bar{F}_{цк}$, відцентрова сила незрівноваженості $\bar{F}_{цб}$ и переносна сила інерції \bar{F}_e . Їх положення, якщо дійсну вісь направити по лінії прогину OO_1 , показано на рисунку 2.2.

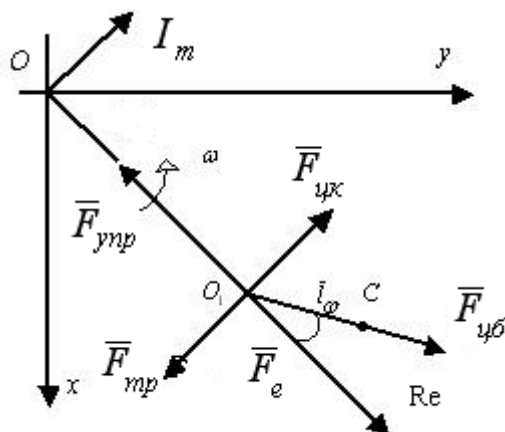


Рисунок 2.2 – Положення сил, що діють на одномасовий ротор

Важливо зауважити, що циркуляційна сила $\bar{F}_{цк}$ спрямована в бік обертання, тобто вона прискорює прецесію ротора. Саме наявність циркуляційної сили $\bar{F}_{цк}$ є причиною (за певних умов) втрати стійкості ротора.

З комплексного рівняння (2.4) отримуємо систему скалярних рівнянь:

$$\begin{cases} r(c - m\omega^2) = me\omega^2 \cos \varphi \\ r(\omega b - q) = me\omega^2 \sin \varphi \end{cases} \quad (2.5)$$

Після розв'язання рівняння (2.5), отримують відповідно амплітудно- (АЧХ) та фазо-частотну (ФЧХ) характеристики (рис.2.3):

$$r = \frac{me\omega^2}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\omega b - q)^2}}, \quad (2.6)$$

$$\varphi = \begin{cases} \operatorname{arctg} \frac{\omega b - q}{c - m\omega^2}, \omega < \sqrt{\frac{c}{m}}, \\ \operatorname{arctg} \frac{\omega b - q}{c - m\omega^2} + \pi, \omega > \sqrt{\frac{c}{m}}. \end{cases} \quad (2.7)$$

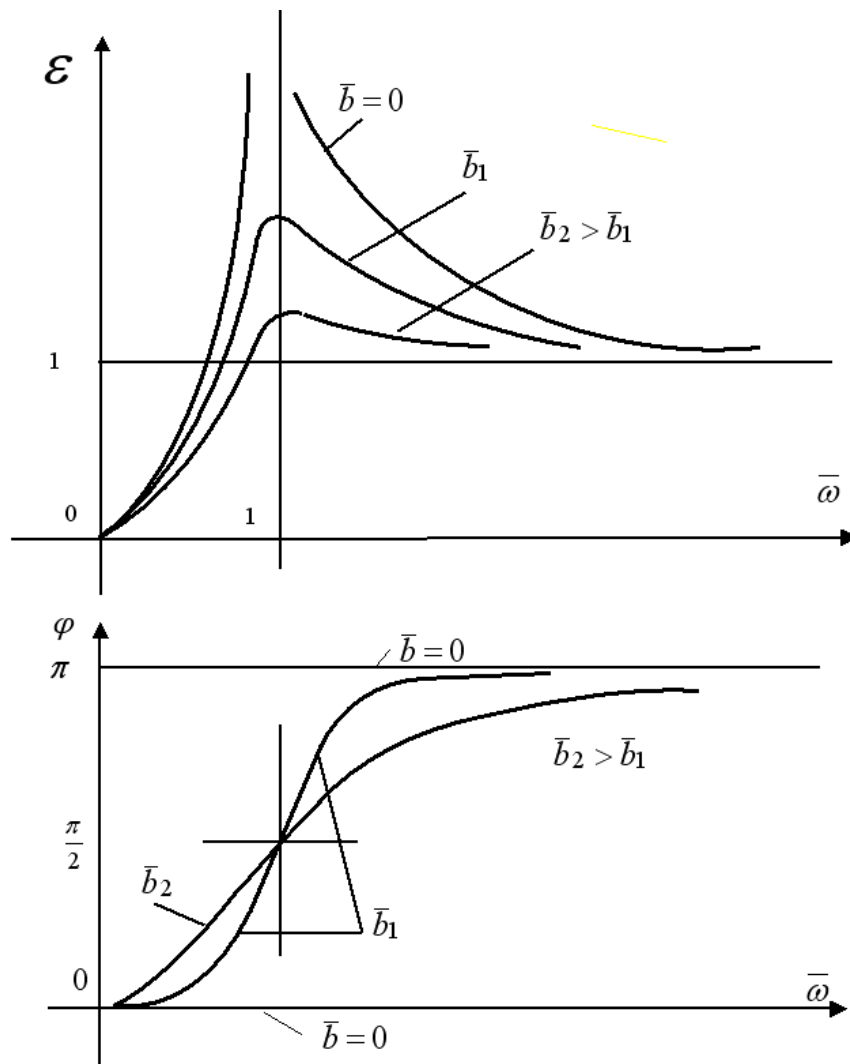


Рисунок 2.3 – АЧХ і ФЧХ ротора

Якщо розглядати ротор в системі ВНА, то визначення аналітичним шляхом еквівалентних жорсткості $c_{екв}$ і демпфування $b_{екв}$ системи проблематично. В такому разі доцільно використовувати числові методи для визначення ДХ ВНА, що базуються або на модальному аналізі за допомогою «Ansys Workbench», або на спеціалізованих програмах, що реалізують балкові математичні моделі.

2.2 Програмна система скінченно-елементного аналізу

В основі МСЕ лежить кілька принципів. У першу чергу, досліджувана область ділиться на підобласті (скінченні елементи). У кожному елементі невідома функція апроксимується простою функцією, зазвичай многочленом малого ступеня. При такому поданні невідомої функції параметри апроксимації стають невідомими значеннями, що підлягають знаходженню. Підстановка апроксимацій у вихідні рівняння дає систему для знаходження параметрів апроксимації, які називаються вузловими значеннями. Саме вузлові значення – це невідомі, які також називають ступенями свободи. У якості ступенів свободи в залежності від розглядуваного завдання можуть бути компоненти швидкості, переміщень, напруги, температури та інші величини [114].

Результуюча система для визначення значень ступенів свободи виходить або при мінімізації функціоналу, що відповідає математичній постановці завдання (в механіці, наприклад, мінімізується потенційна енергія системи), або за допомогою методу Гальоркіна. Метод Гальоркіна визначає вимогу ортогональності нев'язки й обраних апроксимуючих функцій.

МСЕ створювався для вирішення рівнянь теорії пружності та будівельної механіки. Він незамінний, якщо потрібно враховувати геометричні особливості областей, оскільки крайові умови набагато простіше поставити уздовж сторони трикутника або прямокутника, ніж відразу на всій межі області. При цьому варто відзначити, що точність розрахунку підвищується за рахунок більш дрібного розбиття області. Однак виникає основний недолік МСЕ – вимоглива до обчислювальної потужності комп'ютера.

Говорячи про вибір математичної моделі, слід зазначити, що вибір повинен ґрунтуватися на тому, який результат потрібно отримати. Найефективнішою називається така математична модель, яка дає достовірне рішення (наприклад, з прийнятною похибкою) з найменшими витратами часу і обчислювальних потужностей. У той же час, рішення за допомогою МСЕ не дає інформації більше, ніж закладено у вхідній математичній моделі. Наприклад, якщо спочатку в модель

не закладені нелінійні властивості матеріалу, то вона не може виявити динамічні явища, що характерні для нелінійних систем.

Поняття достовірності математичної моделі тісно пов'язане з оцінкою точності отриманого рішення обраної математичної моделі в порівнянні з рішенням найбільш повної математичної моделі. На практиці найбільш повна математична модель не вирішується, замість цього використовується інженерний досвід для відповіді на питання, чи є обрана математична модель адекватною, тобто достовірною.

Ansys – універсальна програмна система скінченно-елементного аналізу – є досить популярною у фахівців у сфері автоматизованих інженерних розрахунків (САПР, або CAE, Computer-Aided Engineering) і кінцево-елементного рішення лінійних і нелінійних, стаціонарних і нестаціонарних просторових задач механіки деформованого твердого тіла і механіки конструкцій (включаючи нестаціонарні геометрично і фізично нелінійні задачі контактної взаємодії елементів конструкцій), завдань механіки рідини і газу, теплопередачі і теплообміну, електродинаміки, акустики, а також механіки зв'язаних полів [115, 116].

У наш час рішення Ansys охоплюють практично всі сегменти інженерної галузі: від важкого машинобудування, оборонної промисловості та аерокосмічної техніки до мікроелектроніки, медицини і симуляторів для тестування ПО [117].

Моделювання й аналіз у деяких областях промисловості дозволяє уникнути дорогих і тривалих циклів розробки типу «проекування – виготовлення – випробування». Система працює на основі геометричного ядра Parasolid [118].

Модальний аналіз за допомогою «Ansys Workbench» використовується з метою визначення власних частот і форм коливань. Алгоритм методу розрахунку зводиться до вирішення системи звичайних однорідних диференціальних рівнянь, що описують вільні коливання конструкції

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (2.8)$$

де $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень;

$[M]$ – матриця мас;

$[K]$ – матриця жорсткості.

Для лінійної динамічної системи переміщення є гармонійними функціями, вектор переміщень має такий вигляд

$$\{u_i\} = \{u_{0i}\} \cdot \cos \omega_i \cdot t. \quad (2.9)$$

Заміною $\{u_i\}$ і $\{\ddot{u}_i\}$ в (2.9) система рівнянь приводиться до вигляду

$$(-\omega_i^2 \cdot [M] + [K]) \cdot \{u_{0i}\} = \{0\}. \quad (2.10)$$

Вектор форм вільних коливань $\{u_{0i}\}$ є рішенням лінійної однорідної системи алгебраїчних рівнянь (6).

Для існування нетривіального рішення детермінант системи (2.10) має дорівнювати нулю

$$\det \cdot ([K] - \omega_i^2 \cdot [M]) = 0. \quad (2.11)$$

Рішенням системи (2.11) є квадрати власних частот ω_1^2 , ω_2^2 , ω_n^2 .

Підстановка власних частот ω_1 , ω_2 , ..., ω_n в рівняння (2.10) дозволяє знайти власні форми вільних коливань $\{u_{0i}\}$. Для проведення модального аналізу з використанням програмного комплексу Ansys реалізований метод Ланцоша, який використовує повні матриці жорсткостей і мас системи. Метод ефективно використовується для складних просторових моделей з великим числом ступенів свободи. Метод дає можливість обчислювати певне число власних частот побудованої моделі.

2.3 Метод початкових параметрів

Опис методу початкових параметрів (МПП) досить широко висвітлено в літературі [72, 75, 77], тому має сенс показати тільки особливості даного методу стосовно до розрахунків власних крутильних і згинально-крутильних коливань валопроводів електронасосних агрегатів.

Валопровід агрегату моделюється балкою, яка складається з ланцюжкового набору ділянок різних типів. При коливаннях системи роторів геометричні (θ – кут повороту від дії крутильного моменту $M_{кр}$, x – прогин, φ – кут повороту від дії згинного моменту $M_{уз}$) і силові ($M_{кр}$ – крутильний момент, $M_{уз}$ – згинний момент, Q – перерізуюча сила) параметри на кінцях ділянок пов'язані диференціальними залежностями. У матричній формі ці рівняння мають вигляд:

$$\Pi_j^\kappa = A_j^i \Pi_j^n, \quad (2.12)$$

де Π_j^κ и Π_j^n – вектори-стовпці геометричних і силових параметрів відповідно в кінці і на початку j -ї ділянки. У разі крутильних коливань:

$$\Pi_j^\kappa = \begin{bmatrix} \theta^\kappa \\ M_{кр}^\kappa \end{bmatrix}, \quad \Pi_j^n = \begin{bmatrix} \theta^n \\ M_{кр}^n \end{bmatrix}. \quad (2.13)$$

У разі згинно-крутильних коливань:

$$\Pi_j^\kappa = \begin{bmatrix} \theta^\kappa \\ x^\kappa \\ \varphi^\kappa \\ M_{уз}^\kappa \\ Q^\kappa \\ M_{кр}^\kappa \end{bmatrix}_j, \quad \Pi_j^n = \begin{bmatrix} \theta^n \\ x^n \\ \varphi^n \\ M_{уз}^n \\ Q^n \\ M_{кр}^n \end{bmatrix}_j. \quad (2.14)$$

A_j^i – матриця переходу через j -у ділянку типу i другого порядку, в разі крутильних коливань, або п'ятого порядку, в разі згинно-крутильних коливань.

Нижче наведені матриці переходу через ділянки і перерізи деяких типів, що застосовуються при розрахунках власних крутильних частот коливань валопроводів.

Ділянка першого типу – ділянка довжиною l_i і жорсткості GJ_i . Матриця переходу:

$$A_{кр}^1 = \begin{bmatrix} \cos \lambda_i & \frac{l_i}{\lambda_i GJ_i} \sin \lambda_i \\ -\frac{\lambda_i GJ_i}{l_i} \sin \lambda_i & \cos \lambda_i \end{bmatrix}, \quad (2.15)$$

де

$$\lambda_i = \sqrt{\frac{i_p^2 \rho_i l_i \omega^2}{GJ_i}};$$

i_p – радіус інерції перерізу відносно осі обертання ротора;

ρ_i – маса одиниці довжини;

ω – кутова частота обертання ротора;

G – модуль пружності другого роду;

$J_i = \frac{\pi d_i^4}{32}$ – полярний момент інерції круглого перетину діаметром d_i .

Ділянка восьмого типу – перетин з обертовим диском, момент інерції якого I_x . Матриця переходу:

$$A_{кр}^8 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_x \omega^2 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.16)$$

Ділянка одинадцятого типу – шарнір з кутовою жорсткістю C_{θ} . Матриця переходу:

$$A_{кр}^{11} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{C_{\theta}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.17)$$

Нижче наведені матриці переходу через ділянки і перерізи деяких типів, що використовуються при розрахунках власних частот згинно-крутильних коливань валопроводів ВНА.

Ділянка першого типу – ділянка довжиною l_i , згинальної жорсткості EI_i і жорсткості на GJ_i . Матриця переходу:

$$A_{з.-кр.}^1 = \begin{bmatrix} \cos \lambda_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_i}{\lambda_i GJ_i} \sin \lambda_i \\ 0 & S(\alpha_i) & \frac{1}{K_i} T(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i^2} U(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i^3} V(\alpha_i) & 0 \\ 0 & K_i V(\alpha_i) & S(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i} T(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i^2} U(\alpha_i) & 0 \\ 0 & EI_i K_i^2 U(\alpha_i) & EI_i K_i V(\alpha_i) & S(\alpha_i) & \frac{1}{K_i} T(\alpha_i) & 0 \\ 0 & EI_i K_i^3 T(\alpha_i) & EI_i K_i^2 U(\alpha_i) & K_i V(\alpha_i) & S(\alpha_i) & 0 \\ -\frac{\lambda_i GJ_i}{l_i} \sin \lambda_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \lambda_i \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

де

$$K_i = \sqrt[4]{\frac{\rho_i \omega^2}{EI_i}},$$

E – модуль пружності матеріалу,

$$I_i = \frac{\pi d_i^4}{64} \text{ – осьовий момент інерції круглого перетину діаметром } d_i,$$

$$\alpha_i = K_i l_i,$$

$$S(\alpha_i) = \frac{1}{2}(ch(\alpha_i) + \cos(\alpha_i)),$$

$$T(\alpha_i) = \frac{1}{2}(sh(\alpha_i) + \sin(\alpha_i)),$$

$$U(\alpha_i) = \frac{1}{2}(ch(\alpha_i) - \cos(\alpha_i)),$$

$$V(\alpha_i) = \frac{1}{2}(sh(\alpha_i) - \sin(\alpha_i)).$$

Ділянка третього типу – перетин із зосередженою масою m_i . Матриця переходу:

$$A_{з.-кр.}^3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & m_i \omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.19)$$

Ділянка четвертого типу – перетин з пружною опорою, що має лінійну жорсткість C_{Qi} . Матриця переходу:

$$A_{з.-кр.}^4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -C_{Qi} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.20)$$

Ділянка восьмого типу – перетин з обертовим диском масою m_i і моментом інерції I_i . Матриця переходу:

$$A_{з.-кр.}^8 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -I_i \omega^2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & m_i \omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -I_i \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

Ділянка дев'ятого типу – шарнір із кутовою (згинною) жорсткістю C_{ϕ_i} і кутовою (крутильною) жорсткістю C_{θ_i} . Матриця переходу:

$$A_{з.-кр.}^9 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{C_{\theta_i}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \frac{1}{C_{\phi_i}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.22)$$

Коли частота обертання ротора f_0 виявляється рівною власній частоті коливань ω_i , ротор скручується за відповідною своєю формою, а його кути повороту θ_i можуть досягти небезпечних величин. Розподіл значень θ_i за довжиною валопроводу є формою крутильних коливань.

Форма коливань, відповідна власній частоті, визначається з точністю до постійного множника. Для цього невідомий початковий параметр, наприклад, кут повороту θ_n – приймається рівним 0,1. Висловлюючи інші невідомі параметри через θ_n , будується форма крутильних коливань кусково-постійної балкової системи.

У разі згинно-крутильних коливань власні форми будуть приймати значення, аналогічні власним формам згинних і (або) крутильних коливань на відповідних частотах.

На основі описаного МПП створена методика розрахунку власних згинно-крутильних частот коливань валопроводів ВНА [119]. Результати цієї роботи впроваджені в навчальний процес кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету (додаток А).

2.4 Порівняльний аналіз розрахунків різними методами

2.4.1 Постановка задачі

У зв'язку з тим, що ротор насоса є рухомим елементом і джерелом передачі енергії, то він також є причиною всіх коливань, що відбуваються в насосі. Тому для безпечної експлуатації високоенергетичних насосів важливо точно прогнозування вібрацій валу і обмеження гідравлічних сил збудження. Завданням аналізу ДХ ротора є визначення власних частот і форм коливань, визначення вимушених реакцій і збуджуючих сил.

Ротор насоса піддається впливу наступних сил.

1. Статичні сили, типу ваги ротора, гідравлічні радіальні і осьові сили визначають сили реакцій в підшипниках. Сили підшипників визначають коефіцієнт жорсткості й демпфування та дуже впливають на динамічний стан ротора.

2. Збуджуючі сили, що виникають в результаті механічного дисбалансу та періодичних і випадкових гідравлічних сил в радіальному (й осьовому) напрямку. Їх синхронні компоненти часто самі значущі. Інші збуджуючі сили виникають через обертовий зрив, невірноважені сили лопаті та випадкові сили, що викликані поділом потоку, рециркуляцією та турбулентністю. Збуджуючі динамічні сили є завжди, незалежно від вібрації ротора.

3. Гідравлічні сили, що виникають в результаті руху ротора по орбіті. Через радіальне зміщення змінюється розподіл тиску навколо робочого колеса, що дійсно як для закритих, так і для відкритих робочих коліс («ефект Елфорда»)

[25]. Таким чином, у високонапірних насосах можуть створюватися значні сили реакції, навіть при тому, що амплітуди вібрації зазвичай нижче 0,1 мм. Ротор, який обертається по орбіті, створює неоднорідний розподіл тиску в шпаринних ущільненнях, що призводить до високих сил реакції. Сили реакції цього роду діють тільки при вібрації ротора.

4. Сили реакції в підшипниках ковзання виникають аналогічно, оскільки розподіл тиску в мастильній плівці залежить від руху ротора по орбіті.

5. З'єднувальна муфта може викликати коливання роторів насоса та електродвигуна через помилки при установці.

Ротор відцентрового насоса – це один з найбільш складних і відповідальних складальних елементів і в основному визначає надійність насоса в цілому. До основних деталей ротора відносяться вал, робочі колеса, з'єднувальні муфти, захисні гільзи, деталі торцевих ущільнень, розвантажувальні пристрої тощо. Залежно від конструкції насоса ротор виконують із різним взаємним розташуванням деталей. У консольних насосах робоче колесо розташоване на кінці валу. В одноступінчатих насосах, що мають робоче колесо двостороннього входу, і насосах секційного типу ротор розташований, як правило, у виносних, симетрично розташованих підшипниках.

Підшипники розташовуються в корпусах підшипникових опор. Конструкції корпусів підшипникових опор можуть бути різної форми і конфігурації. На рисунку 2.4 наведено конструкції корпусів підшипникових опор двокорпусного відцентрового живильного насоса [90], який призначений для подачі живильної води з деаератора в парогенератор блоку АЕС.

Динамічні характеристики ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса залежать від багатьох факторів, основними з яких є гідродинамічні процеси в підшипниках ковзання і шпаринних ущільненнях, а також статична жорсткість конструкції корпусів підшипникових опор. Урахування жорсткості конструкції корпусів підшипникових опор дозволить із більшою точністю визначати динамічні характеристики ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса.

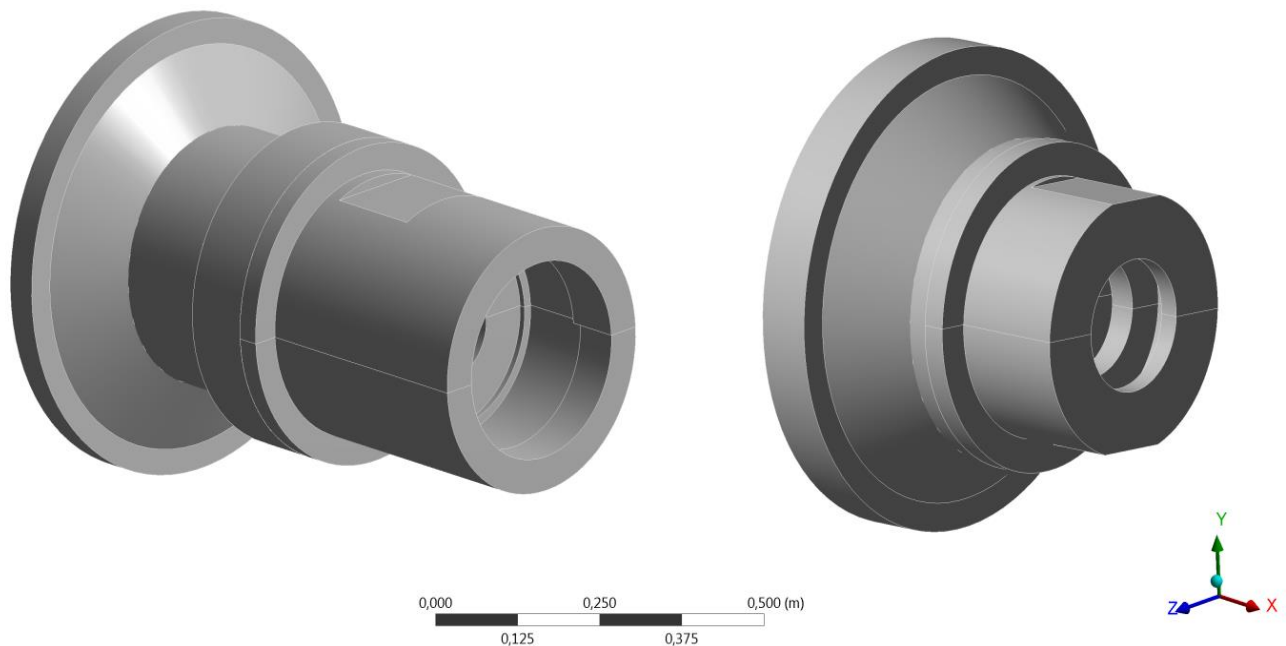


Рисунок 2.4 – Конструкції корпусів підшипникових опор живильного насоса

При обчисленні динамічних характеристик ротора спільно з корпусами підшипникових опор можливе використання як сучасних спеціалізованих програмних продуктів, так і програм, що реалізують балкові моделі. Але виникає два головних питання при їх використанні: час виконання розрахунку при використанні сучасних програмних продуктів і точність розрахунку програм, що реалізують балкові моделі.

Для дослідження динаміки системи були прийняті наступні математичні моделі опорних елементів конструкції.

2.4.2 Підшипники ковзання

Радіальні підшипникові опори включають ділянку вала круглого перетину (цапфу), що обертається усередині підшипникового вкладиша, який, як правило, має круглу форму. Діаметр цапфи вала зазвичай становить 99,8 – 99,9% діаметра вкладиша, а утворений між ними зазор частково заповнюється мастильною рідиною.

Мастильні плівки в гідродинамічних підшипниках ковзання мають властивість пружності. Іншими словами, якщо прикласти динамічне навантаження до підшипника, як наслідок, наприклад, дисбалансу, цапфа змушена рухатися по орбіті навколо положення статичної рівноваги, яке вона б зайняла, якби прикладалося лише статичне навантаження. Ефективна жорсткість і демпфування, пов'язані з цією пружністю мастильної плівки, роблять значний вплив на критичні частоти коливань і стійкість системи. Виходячи з цих причин, на етапі проектування важливо зуміти оцінити динамічні характеристики підшипників ковзання.

У роботі [106] для визначення коефіцієнтів жорсткості гідродинамічних підшипників ковзання в основі лежить критерій (число) Зомерфельда (1.15). Залежно від відношення L/D і критерію Зомерфельда коефіцієнти жорсткості і демпфірування підшипника ковзання визначаються за формулою (1.16).

У таблиці 2.1 наведені результати розрахунку жорсткості та демпфування мастильної плівки, що утворюються між валом і вкладишем, підшипників ковзання відцентрового живильного насоса.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку жорсткості та демпфування мастильної плівки підшипників ковзання

Підшипник	Жорсткість, Н/м		Демпфування, Нс/м	
	c_{xx}	c_{yy}	d_{xx}	d_{yy}
Бік муфти	$4,81 \cdot 10^8$	$8,65 \cdot 10^8$	$5,92 \cdot 10^4$	$9,05 \cdot 10^4$
Бік вільного кінця вала	$4,81 \cdot 10^8$	$8,65 \cdot 10^8$	$5,91 \cdot 10^4$	$9,02 \cdot 10^4$

Результати розрахунку жорсткості мастильної плівки підшипників ковзання мають відносно велике значення. Що характерно для підшипників ковзання з відношенням L/D більше чим 1 та діаметром валу більше 100 мм.

2.4.3 Корпус підшипникової опори

Жорсткість C конструкції корпусів підшипникових опор принципово визначається за формулою:

$$C = \frac{W}{\Delta x} \quad (2.24)$$

де W – сила, що прикладена на вкладиш підшипника, Н;

Δx – переміщення опорної конструкції підшипника під дією сили W , м;

Розрахунок жорсткості конструкції корпусів підшипникових опор відцентрового живильного насоса виконаний за допомогою програмного комплексу «Ansys Workbench 14.5» [120].

У результаті навантаження конструкції корпусу підшипникової опори силою, що діє з боку ротора насоса, отримані переміщення у вертикальному і горизонтальному напрямках. У таблиці 2.2 наведені жорсткості конструкції корпусів підшипникових опор двокорпусного відцентрового живильного насоса.

Таблиця 2.2 – Результати статичного аналізу податливості корпусу підшипникової опори

Елемент	Дія навантаження	Жорсткість конструкції C , Н/м
Підшипник з боку муфти	по горизонталі	$4,02 \cdot 10^9$
	по вертикалі	$4,50 \cdot 10^9$
Підшипник з боку вільного кінця валу	по горизонталі	$2,50 \cdot 10^8$
	по вертикалі	$3,95 \cdot 10^8$

Маса конструкцій корпусів підшипникових опор відцентрового живильного насоса складає: з боку муфти – 127 кг, з боку вільного кінця вала – 270 кг.

2.4.4 Шпаринні ущільнення

Сили в шпаринних ущільненнях робочого колеса або в розвантажувальному пристрої осьових сил, в цілому, мають вирішальний вплив на динаміку ротора насоса. У великій мірі вони визначають частоти власних коливань, форми власних коливань, амплітуди вимушеної реакції і межу стабільності багатоступеневих насосів.

Жорсткості коротких циліндричних шпаринних ущільнень ротора насоса K , Н/м обчислюються відповідно до методики [53] за формулою (1.5), а довгого – за формулою (1.9) відповідно до методики [97, 98]. У таблиці 2.3 приведено результати розрахунку коефіцієнтів жорсткості циліндричних шпаринних ущільнень ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку коефіцієнтів жорсткості шпаринних ущільнень ротора

Шпаринне ущільнення	K , Н/м
Переднє 1 ступеня	$2,26 \cdot 10^7$
Проміжне 1–2 ступенів	$6,72 \cdot 10^6$
Переднє проміжного ступеня	$1,81 \cdot 10^7$
Проміжне проміжного ступеня	$8,30 \cdot 10^6$
Барабан	$8,72 \cdot 10^7$

Для визначення динамічних характеристик ротора в наступному розділі необхідно виконати розрахунки демпфування ротора в шпаринних ущільненнях.

Коефіцієнти демпфування коротких циліндричних шпаринних ущільнень ротора насоса B , Нс/м обчислюються відповідно до методики [53] за формулою (1.6), а довгого – за формулою (1.10) відповідно до методики [97, 98]. У таблиці 2.4 приведено результати розрахунку коефіцієнтів демпфування циліндричних шпаринних ущільнень ротора живильного ВНА.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку коефіцієнтів демпфування шпаринних ущільнень ротора

Шпаринне ущільнення	B , Нс/м
Переднє 1 ступеня	$4,01 \cdot 10^3$
Проміжне 1–2 ступенів	$1,27 \cdot 10^3$
Переднє проміжного ступеня	$3,81 \cdot 10^3$
Проміжне проміжного ступеня	$1,30 \cdot 10^3$
Барабан	$1,81 \cdot 10^5$

Розраховані коефіцієнти є вхідними даними для розрахунку динамічних характеристик ротора насоса.

2.4.5 Розрахунок динаміки ротора спеціалізованою програмою

При вирішенні задачі вільних згинних коливань підсистеми ротора спеціалізованою програмою, в основу якої покладено МПП, ротор насоса моделюється балкою круглого поперечного перерізу кусочно-постійної згинальної жорсткості і погонної маси з дискретно розташованими на ній масами насаджених на вал деталей (робочих коліс, втулок, напівмуфти і т.д.).

Зв'язки між ротором і корпусом насоса моделюються пружними опорами в місцях розташування підшипників і шпаринних ущільнень. Корпуси підшипникових опор моделюються масою і жорсткістю конструкції корпусу.

Побудована таким чином розрахункова модель ротора насоса представлена на рисунку 2.5. Вона є стрижневою консервативною нерозгалуженою системою, що складається з ланцюжка набору ділянок різних типів.

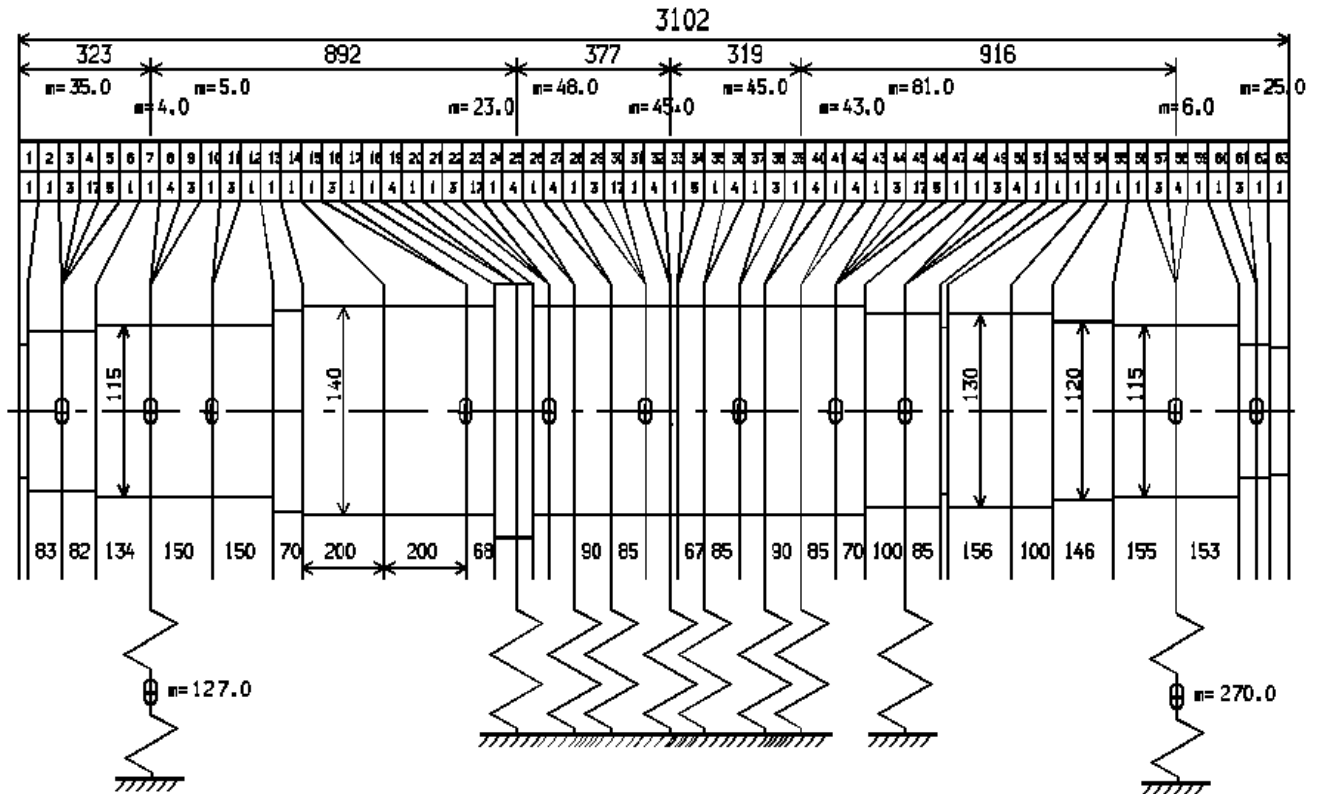


Рисунок 2.5 – Розрахункова модель ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса

Розрахунок вільних коливань ротора виконується методом початкових параметрів в матричній формі [72, 75, 77].

Значення перших трьох власних частот згинних коливань ротора насоса з урахуванням конструкцій корпусів підшипників і без них представлені в таблиці 2.5.

Вплив конструкції корпусів підшипникових опор на динамічні характеристики, що отримані за допомогою спеціалізованої програми, ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса досить суттєвий. Врахування конструкції корпусів підшипникових опор при визначенні динамічних характеристик допоможе підвищити вібронадійність відцентрового насоса.

Таблиця 2.5 – Значення перших трьох власних частот коливань ротора розраховані за допомогою спеціалізованої програми

Частоти вільних коливань	f_1	f_2	f_3
Без урахування конструкції корпусу підшипникової опори, Гц	79,10	123,85	218,56
З урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори, Гц	74,20	119,76	209,11
Відносний вплив корпусу підшипникової опори, %	-6,2	-3,3	-4,3

2.4.6 Аналіз коливань ротора насоса за допомогою програмної системи кінцево-елементного аналізу

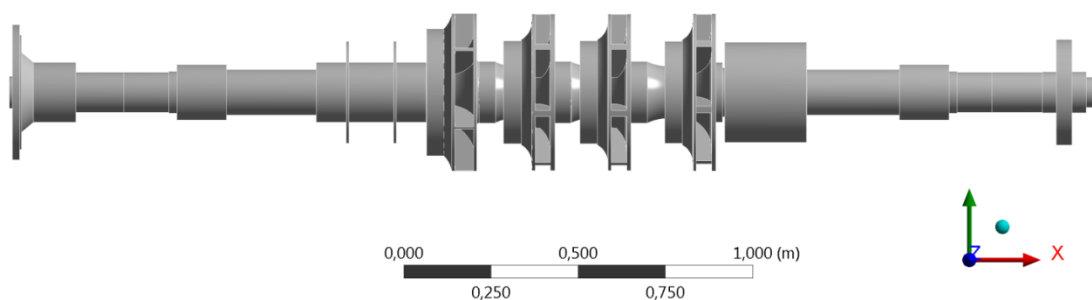
На рисунку 2.6 приведено консервативні геометричні моделі ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса з урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори та без урахування.

Значення перших трьох власних частот коливань ротора насоса з урахуванням конструкцій корпусів підшипникових опор і без них за допомогою Ansys представлені в таблиці 2.6.

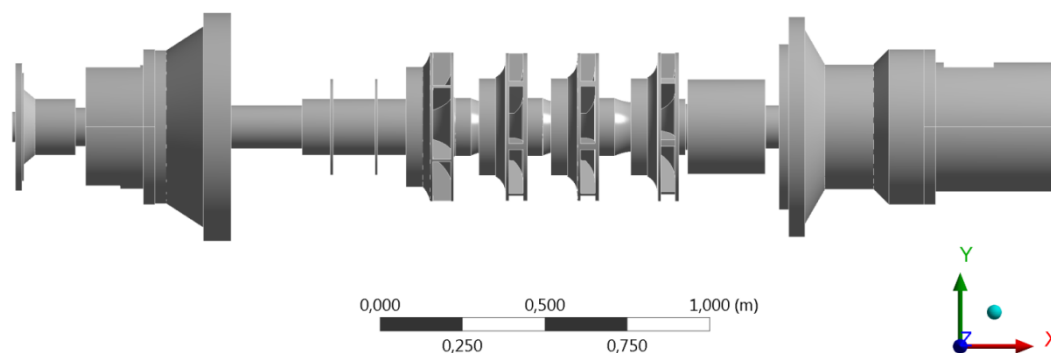
Вплив конструкції корпусів підшипникових опор на динамічні характеристики, що отримані за допомогою Ansys, аналогічний отриманому за допомогою спеціалізованої програми.

2.4.7 Порівняння методів розрахунку

В результаті розрахунків ДХ ротора двокорпусного живильного ВНА за допомогою програмного комплексу «Ansys Workbench» та спеціалізованої



а)



б)

а) без урахування конструкції корпусу підшипникової опори

б) з урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори

Рисунок 2.6 – Геометрична модель ротора

Таблиця 2.6 – Значення перших трьох власних частот згинних коливань ротора насоса, що отримані за допомогою Ansys

Власні частоти коливань	f_1	f_2	f_3
Без урахування конструкції корпусу підшипникової опори, Гц	84,47	132,83	207,89
З урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори, Гц	80,47	129,26	202,33
Відносний вплив корпусу підшипникової опори, %	-4,7	-2,7	-2,7

програми для розрахунків динаміки ротора, отримано значення власних частот ротора, що досить близькі за значенням. Але на побудову математичної моделі для «Ansys Workbench» витрачено приблизно 5 годин, на розрахунки – ще близько години. Кількість елементів сітки математичної моделі налічувала 150 000 шт. На побудову моделі для спеціалізованої програми для розрахунків динаміки ротора витрачено 2 години, на розрахунки – близько 1 секунди.

Звісно швидкість розрахунків за допомогою «Ansys Workbench» залежить від параметрів ЕОМ (процесора, об'єму та якості оперативної пам'яті, жорсткого диска, тощо), але побудова моделі все одно займає більше часу. Про те слід зазначити, що побудова геометричної моделі мінімізує кількість помилок при побудові розрахункової схеми.

Розрахунок податливості корпусу підшипникової опори доцільно проводити за допомогою програм, що використовують графічний редактор для моделювання розрахункової деталі, наприклад «Ansys Workbench».

2.5 Аналіз впливу корпусу підшипникової опори

Еквівалентна жорсткість $C_{екв}$ системи «корпус підшипника – мастильна плівка» визначається за формулою:

$$C_{екв} = \frac{c_{ij}C}{c_{ij} + C}, \quad (2.25)$$

де C – жорсткість конструкції корпусу підшипника;

c_{ij} – жорсткість мастильної плівки.

Вплив корпусів підшипникових опор на динамічні характеристики ротора насоса тим менше, чим вище жорсткість та менша маса їх конструкції, що випливає з формули (2.6). Вплив конструкції корпусів підшипникових опор на ДХ, що отримані за допомогою як Ansys, так і спеціалізованої програми, – суттєвий, тому проведено дослідження впливу

податливості корпусу підшипника на динаміку системи «ротор – корпуси підшипників».

Модель ротора, що показана на рисунку 2.6б, була змінена. Корпуси підшипників замінені циліндрами масою, що дорівнює масі корпусів підшипників, а замість жорсткого кріплення, змодельовані пружини змінної жорсткості. Зв'язки ротора та циліндрів відповідають реальним зв'язкам ротора та корпусів підшипникових опор. Математична модель приведена на рисунку 2.7.

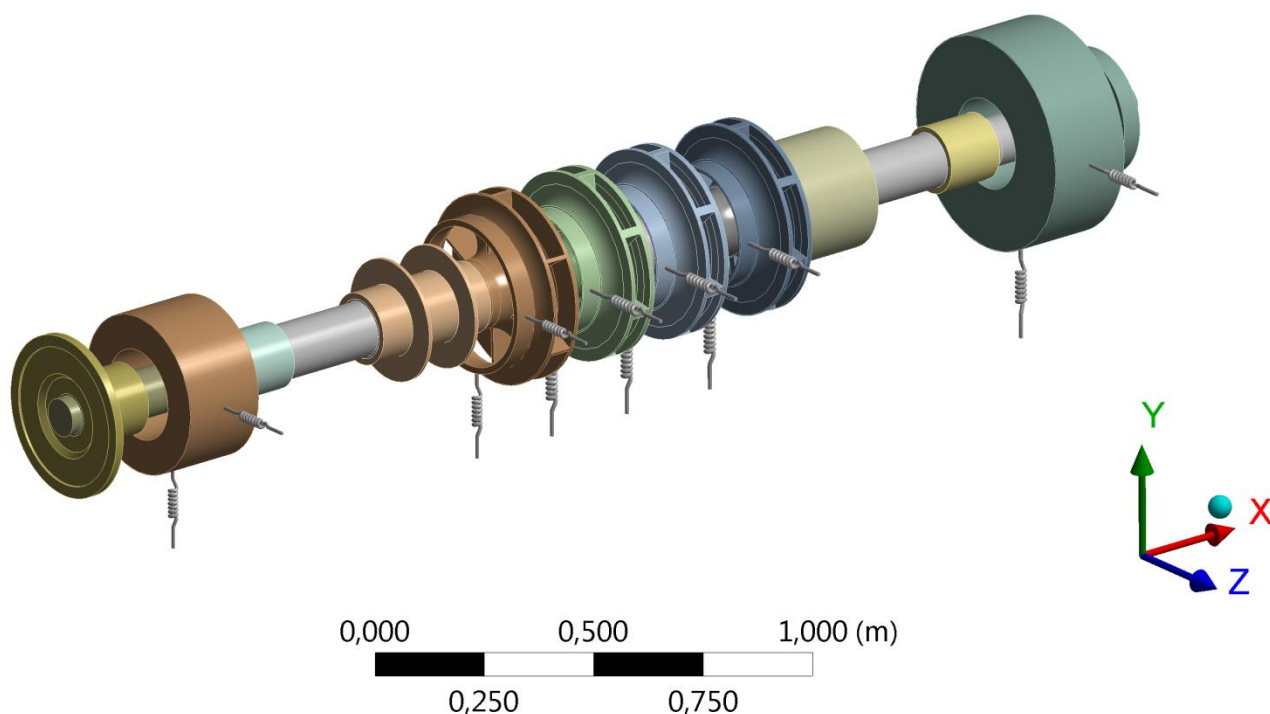


Рисунок 2.7 – Математична модель ротора з циліндрами

Дослідження проведено наступним чином, жорсткість пружин задана $C = 1 \cdot 10^{15}$ Н/м, далі проведено розрахунки власних частот коливань. Потім жорсткість змінено на $C = 1 \cdot 10^{15}$ Н/м, проведено розрахунки і так далі до $C = 1 \cdot 10^4$ Н/м. В результаті отримано залежність власних частот системи «ротор – корпуси підшипників» від податливості конструкції, графік показано на рисунку 2.8.

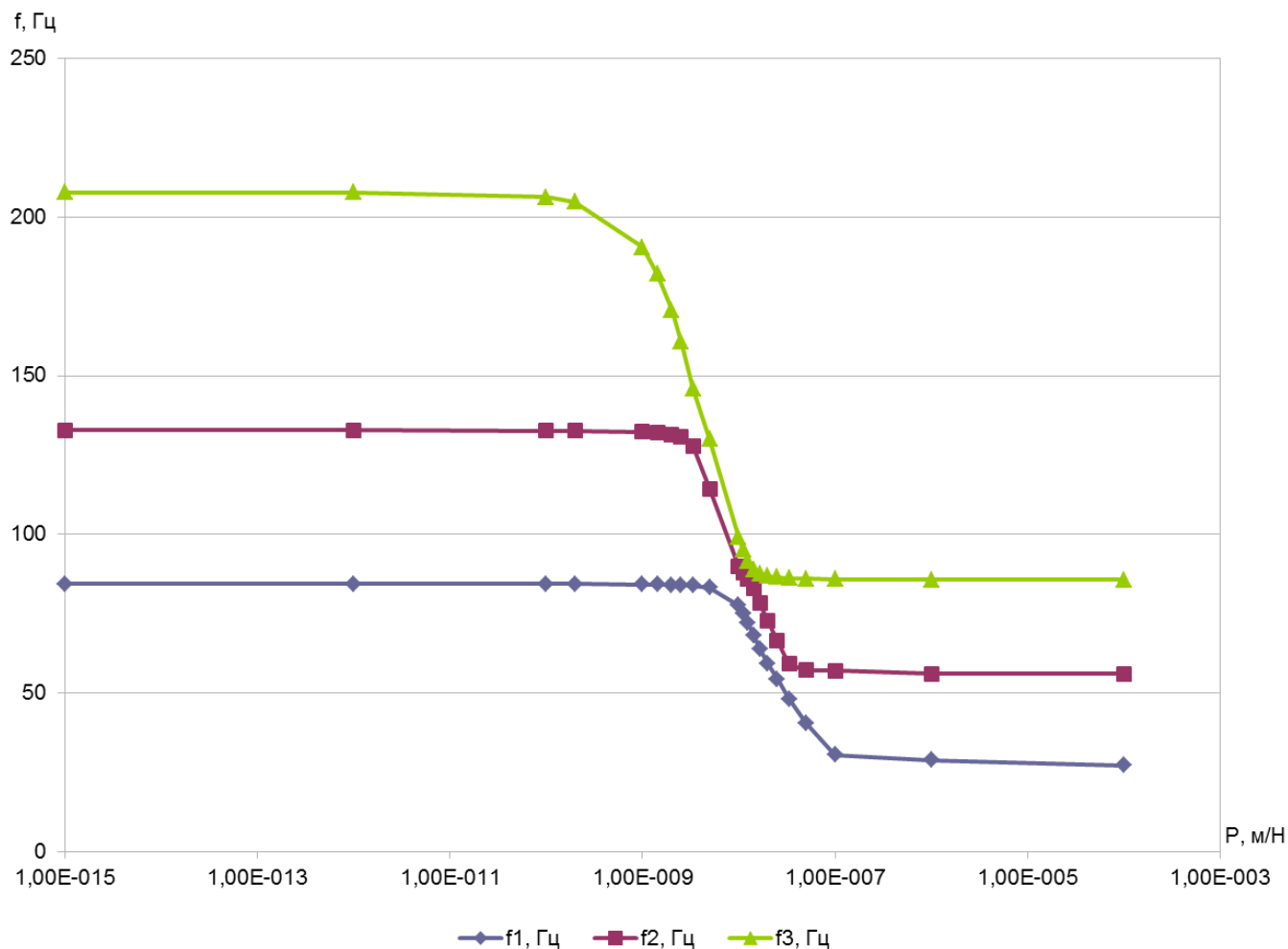


Рисунок 2.8 – Залежність перших трьох власних частот ротора від податливості підшипників

Характерно те, що чим вище форма коливань за порядковим номером тим лівіше знаходиться діапазон податливостей, що впливає на зміну власної частоти коливань. На рисунку 2.9 приведено характер зміни форми коливань для першої власної частоти.

Як видно з рисунку 2.8, найменший вплив на динаміку ротора мають корпуси підшипників податливість яких $P \leq 10^{-10}$ м/Н. Але податливість більшості корпусів підшипників горизонтальних ВНА знаходиться в діапазоні:

$$10^{-10} \text{ м/Н} < P < 10^{-7} \text{ м/Н}. \quad (2.26)$$

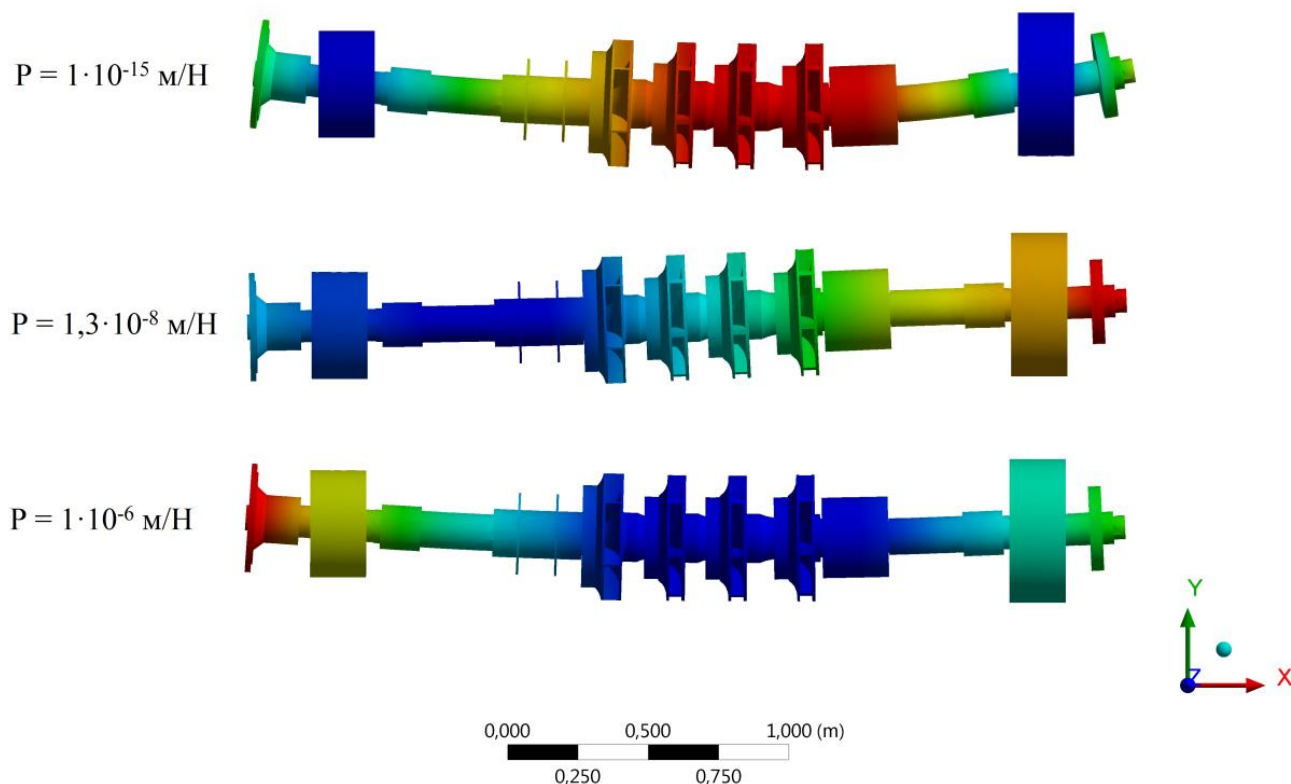


Рисунок 2.9 – Характер зміни першої форми коливань в процесі росту податливості корпусів підшипників

Приведений графік на рисунку 2.8 буде характерним для всіх роторів насосів з виносними корпусами підшипників.

2.6 Висновки

2.6.1 Виходячи з результатів проведених числових досліджень, встановлено, що конструкція корпусів підшипникових опор має значний вплив на динамічні характеристики ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса.

2.6.2 Розрахунок жорсткості конструкцій корпусів підшипникових опор доцільно виконувати за допомогою сучасних спеціалізованих програмних продуктів, що використовують графічний редактор для побудови розрахункових моделей. Далі отримані таким чином значення жорсткостей конструкції корпусів підшипникових опор використовуються при розрахунках динамічних

характеристик ротора за допомогою балкових моделей. При цьому результати розрахунку динаміки ротора виявляються досить близькі до отримуваних за допомогою програмних систем кінцево-елементного аналізу. Розрахунок за допомогою останніх займає багато часу, його доцільно застосовувати в якості заключного, тобто контрольного.

2.6.3 В разі перегляду багатьох варіантів конструктивних параметрів ротора доцільно використовувати спеціалізовані програми, що реалізують балкові математичні моделі.

2.6.4 Проведено дослідження впливу податливості конструкцій корпусів підшипникових опор на динаміку ротора ВНА.

РОЗДІЛ 3

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРИЗОНТАЛЬНИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ

3.1 Основні відомості

Двокорпусний живильний ВНА [90] призначений для подачі живильної води з деаератора в парогенератор блоку АЕС. Складається агрегат з насоса і електродвигуна, що з'єднані між собою муфтою. На рисунку 3.1 показано двокорпусний живильний ВНА та схему його розміщення.

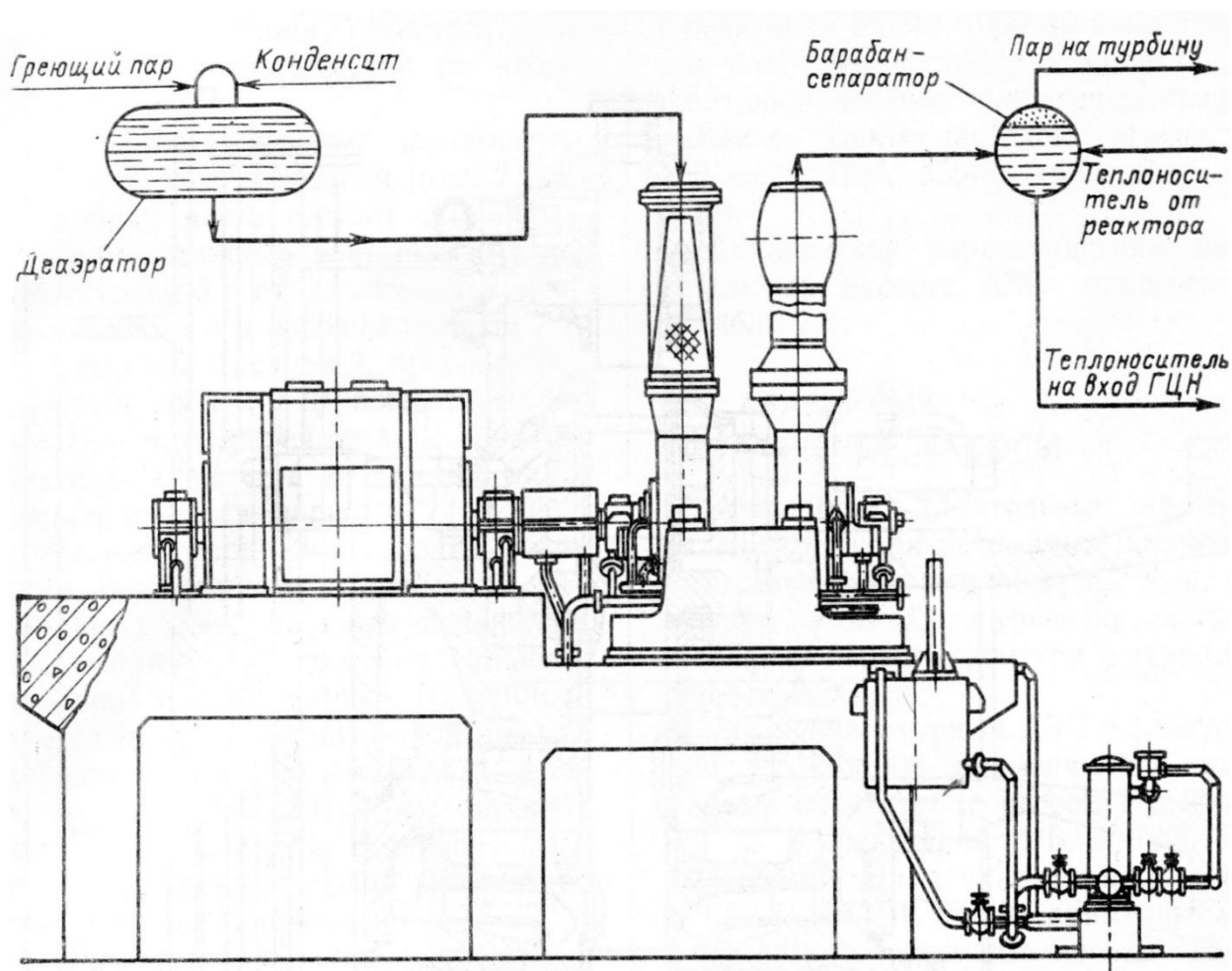


Рисунок 3.1 – Схема розміщення двокорпусного відцентрового ВНА

На рисунку 3.2 показано розріз двокорпусного відцентрового живильного насоса.

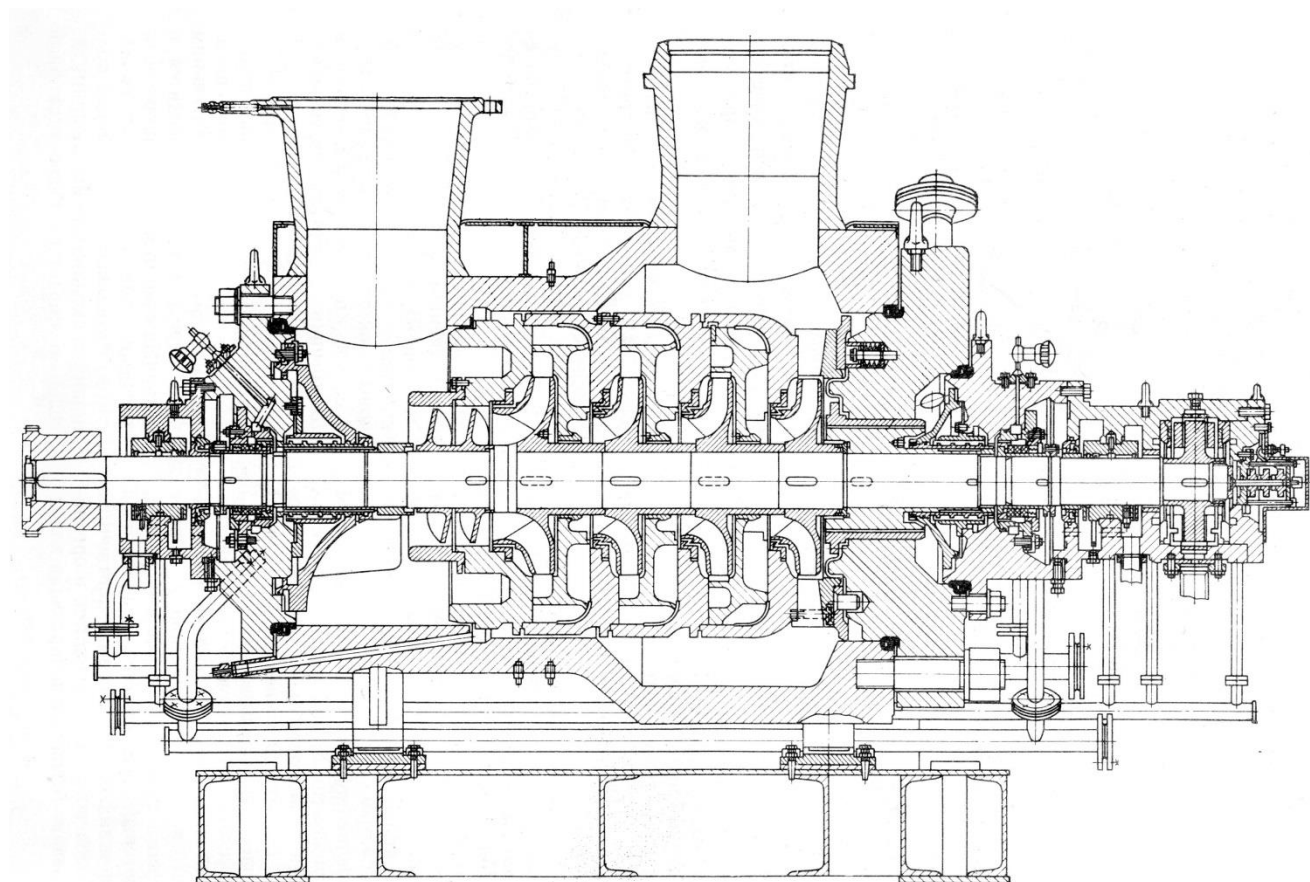


Рисунок 3.2 – Розріз двокорпусного відцентрового живильного насоса

Для зниження шуму, зменшення динамічних навантажень на будівельні конструкції, а також зниження передачі структурного шуму по конструкціях будівлі, іноді горизонтальний ВНА встановлюють на віброплатформу (віброізований фундамент). Досвід експлуатації показує, що маса віброплатформи повинна бути як мінімум в 5 разів більшою, ніж сумарна маса двигуна й насоса. Це сприяє наближенню центру ваги системи до точок опори агрегату та забезпечує стійкий рівноважний стан системи. Також для зменшення передачі шуму і вібрацій від насоса до будівельних конструкцій на основних та допоміжних трубопроводах встановлюють гнучкі вставки.

На рисунку 3.3 представлена геометрична неконсервативна модель динамічної системи «Живильний ВНА – віброплатформа».

Geometry

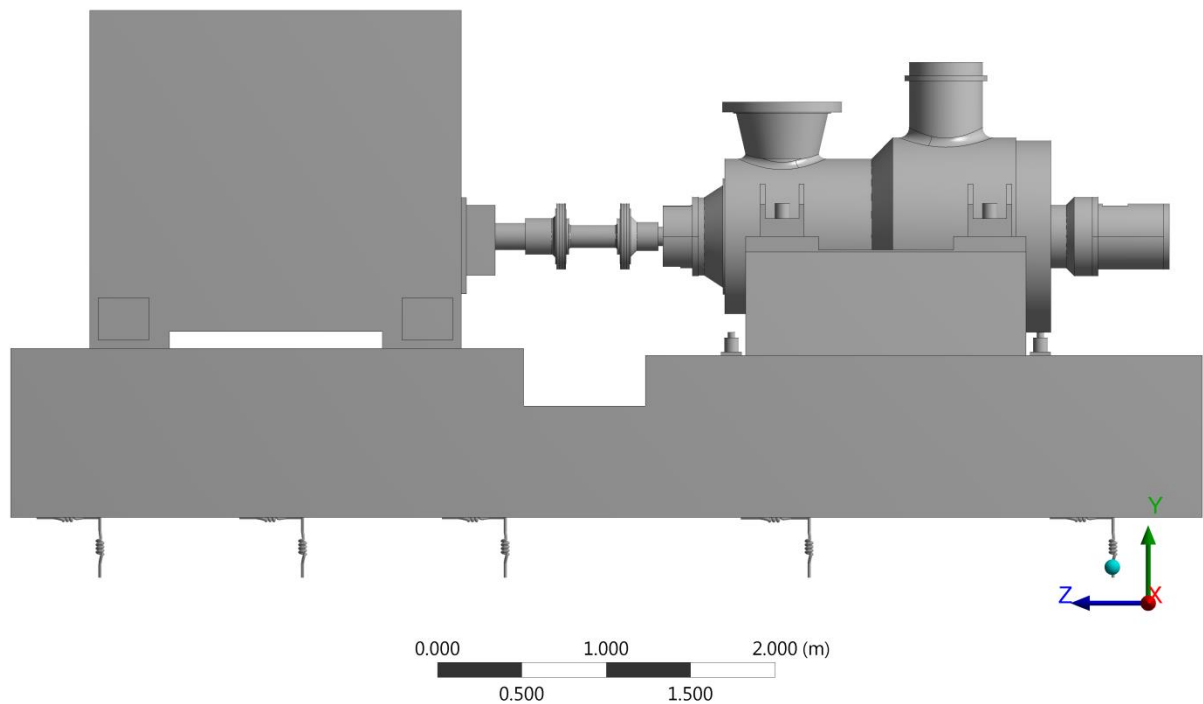


Рисунок 3.3 – Геометрична неконсервативна модель динамічної системи «Живильний ВНА – віброплатформа»

Двокорпусний живильний насосний агрегат можна розглядати як неконсервативну динамічну систему «Живильний насосний агрегат – віброплатформа», що складається з основних частин: віброплатформа, електродвигун, насос, ротор електродвигуна, ротор насоса, корпусів підшипникових опор тощо. Кожен елемент насосного агрегату, якщо розглядати його поза системою «Живильний насосний агрегат – віброплатформа», має певні власні частоти коливань, що зазвичай відмінні від відповідних власних частот коливань системи.

На прикладі двокорпусного живильного насосного агрегату, доцільно виконати розрахунок динамічних характеристик неконсервативної системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» та порівняти їх із динамічними характеристиками окремих елементів, іншими словами – динамічними підсистемами.

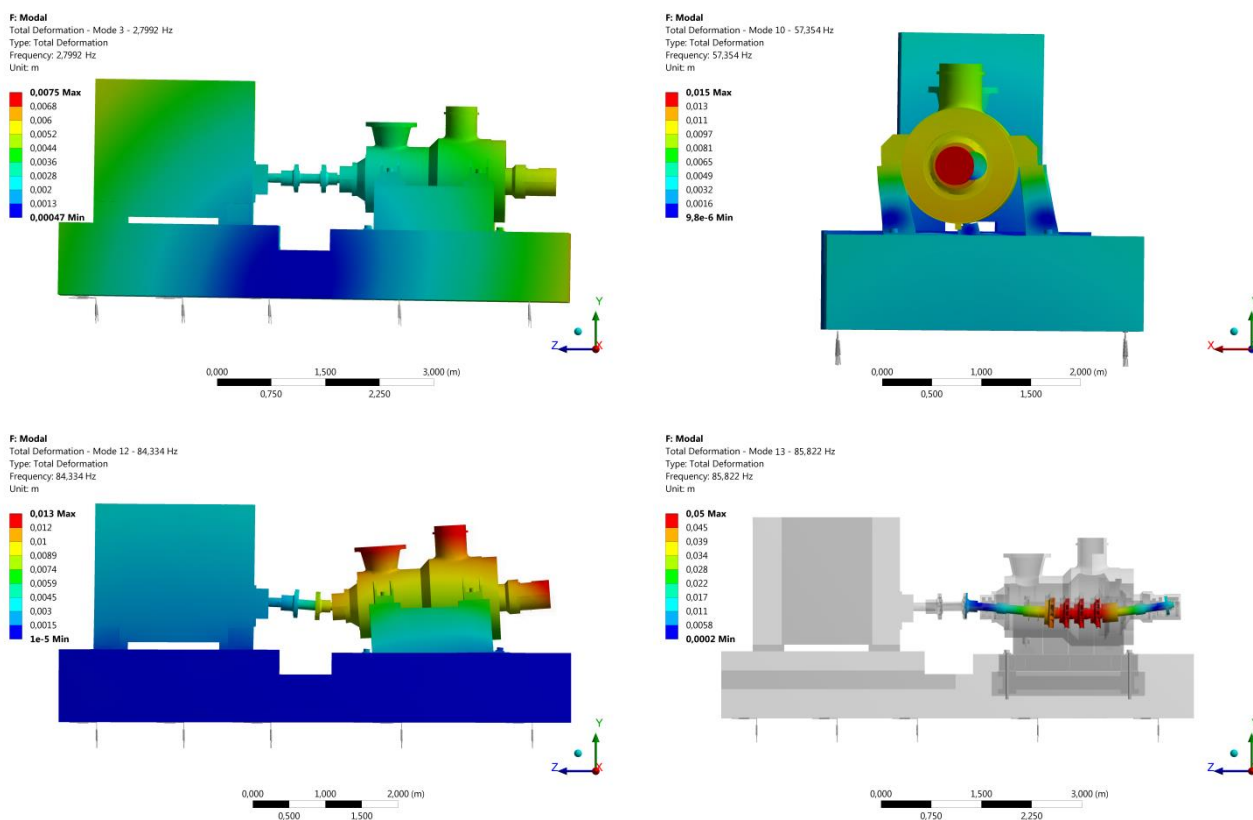


Рисунок 3.5 – Деякі форми коливань неконсервативної динамічної системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа»

Далі проведено розрахунок власних частот основних підсистем системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа».

3.3 Аналіз коливань підшипникових опор насоса

Однією з підсистем системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» є корпус підшипникової опори. З практики експлуатації насосних агрегатів відомо, що в деяких випадках причиною підвищеної вібрації є резонансні коливання конструкції підшипникових опор, які усунути вельми проблематично. Для запобігання цьому явищу пропонується на етапі проектування насосного агрегату визначати динамічні характеристики конструкцій корпусів підшипникових опор.

У результаті аналізу коливань підшипникових опор насосного агрегату встановлено, що власна частота коливань конструкції корпусу підшипника з боку

вільного кінця вала становить 189 Гц. На рисунку 3.6 показана форма коливань конструкції корпусу підшипника на власній частоті.

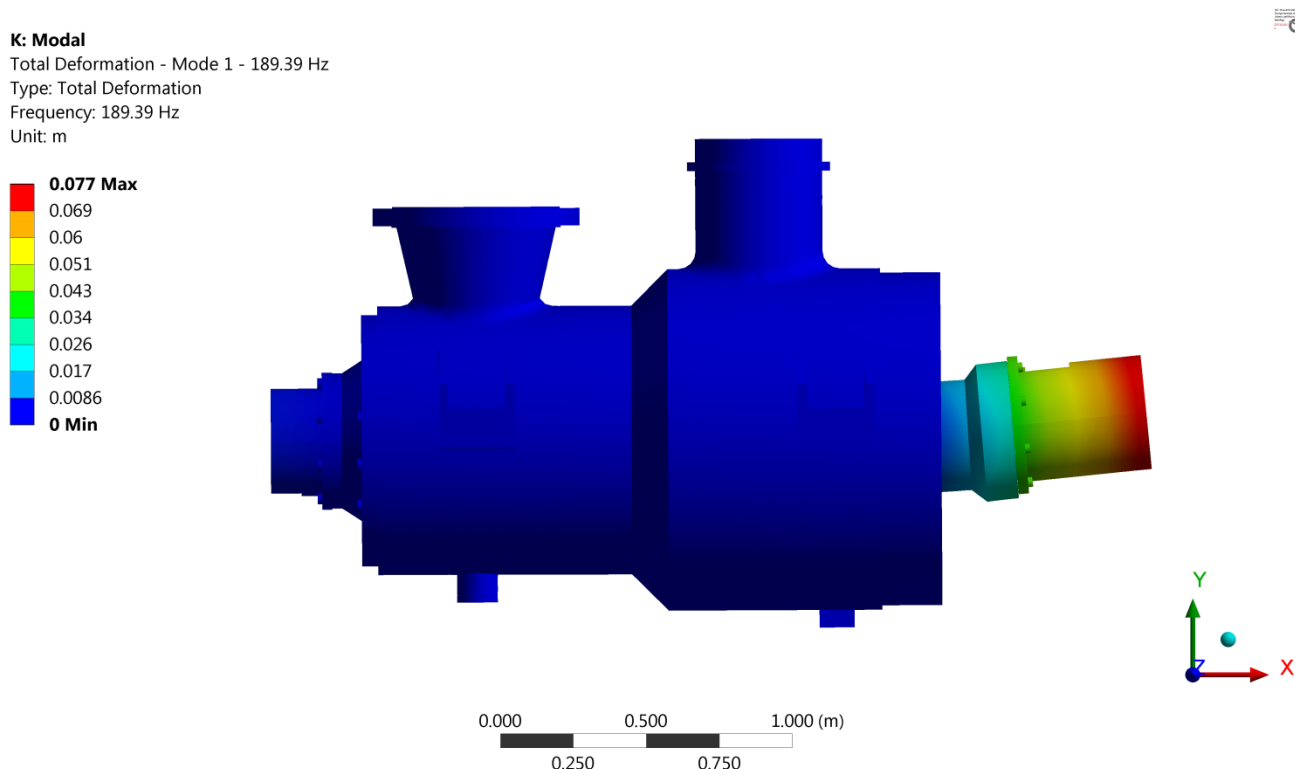


Рисунок 3.6 – Власна форма коливань конструкції корпусу підшипникової опори

Власна частота коливань конструкції корпусу підшипника з боку муфти становить 423 Гц.

3.4 Аналіз коливань ротора

Основним джерелом коливань насосного агрегату є валопровід. Власні частоти коливань ротора електродвигуна, заявлені виробником, складають 38 Гц, 72 Гц, 181 Гц. У розрахунку динамічних характеристик системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» не враховується ротор електродвигуна тому, що отримати від підприємства-виробника геометричну модель ротора, як і креслення ротора, для його моделювання, вельми проблематично.

Оскільки ротор насоса служить джерелом втрати стійкості всієї системи, то звичайного визначення власних частот коливань недостатньо. В якості базисного значення необхідно використовувати перші три «сухі» власні частоти коливань ротора або всі власні частоти коливань, що потрапляють у діапазон від 0 до 220% максимальної робочої частоти обертання. «Сухі» власні частоти коливань служать початковою точкою залежності власних частот коливань ротора від гідродинамічних процесів у шпаринних ущільненнях.

На рисунках 3.7 – 3.9 наведені перші три «сухі» власні частоти коливань ротора живильного насоса.

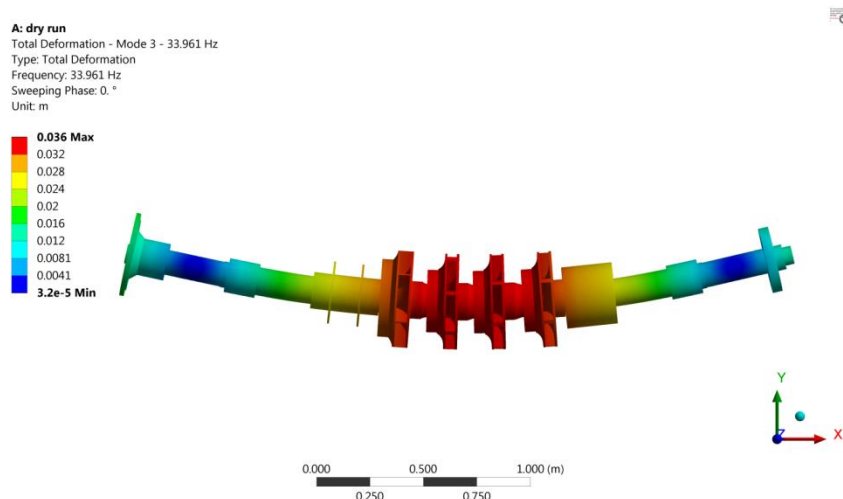


Рисунок 3.7 – Власна форма коливань «сухого» ротора, що відповідає першій власній частоті коливань

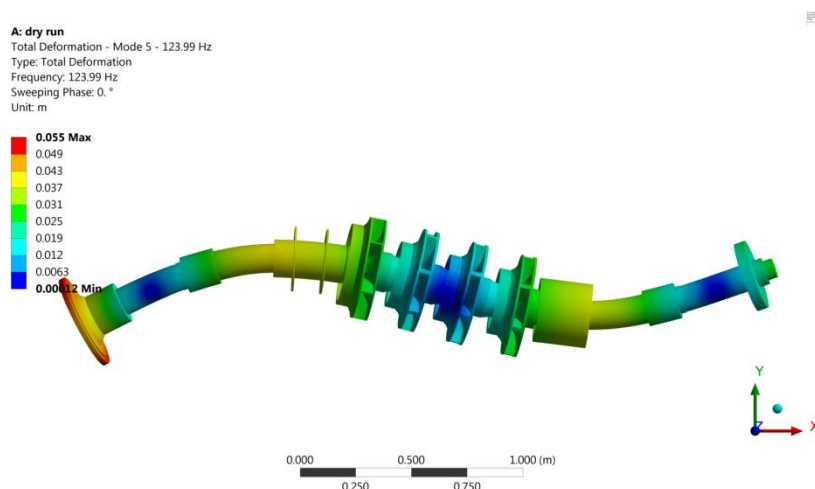


Рисунок 3.8 – Власна форма коливань «сухого» ротора, що відповідає другій власній частоті коливань

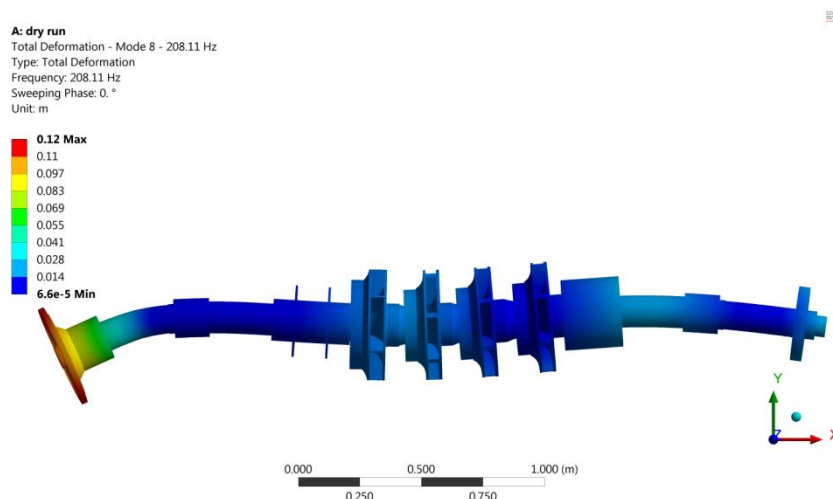


Рисунок 3.9 – Власна форма коливань «сухого» ротора, що відповідає третій власній частоті коливань

Подальший аналіз динамічних характеристик ротора живильного насоса полягає в побудові діаграм Кемпбела [113], що будуються для ротора з номінальними (відповідними щойно виготовленим) зазорами шпаринних ущільнень при роботі в «холодній» воді ($t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$) і з номінальними і подвоєними зазорами шпаринних ущільнень при роботі в перекачуваній рідині (вода $t = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$). По осі абсцис діапазон частот становить від 25% мінімальної до 125% максимальної робочих частот обертання. По осі ординат діапазон частот становить від 0 до 220% максимальної робочої частоти обертання. На рисунку 3.10 приведена діаграма Кемпбела, що побудовано при середніх зазорах ущільнень робочого колеса для умов роботи ротора у робочому середовищі.

На рисунку 3.10 прийняті умовні позначення:

- 1 – лінія збігу швидкості обертання ротора з власними частотами коливань;
- 2 – крива залежності першої власної частоти коливань від частоти обертання ротора;
- 3 – крива залежності другої власної частоти коливань від частоти обертання ротора;
- 4 – крива залежності третьої власної частоти коливань від частоти обертання ротора.

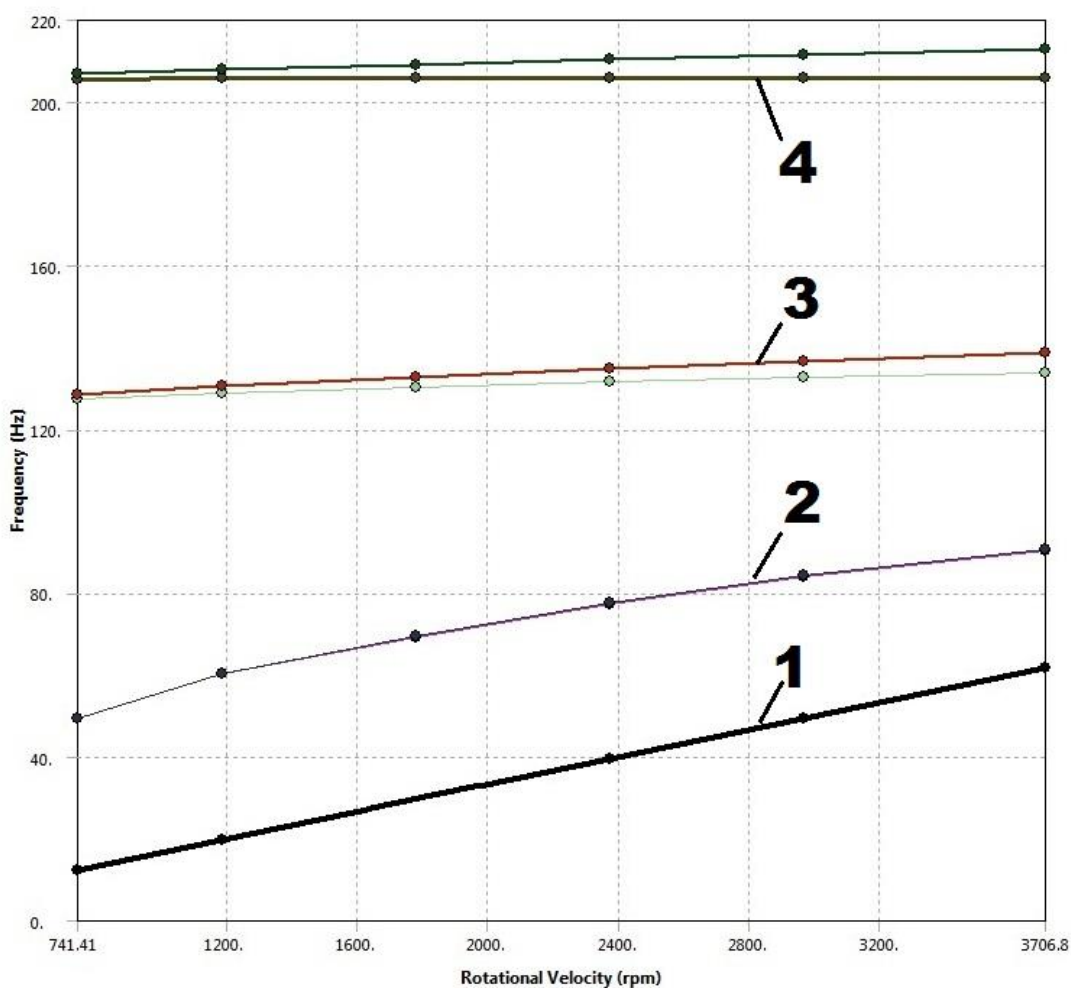


Рисунок 3.10 – Діаграма Кемпбела при середніх зазорах шпаринних ущільнень для умов роботи ротора насоса в робочому середовищі

При середніх зазорах шпаринних ущільнень для умов роботи ротора насоса на робочому середовищі власні частоти коливань на робочій частоті обертання складають 84 Гц, 133 Гц, 208 Гц.

Діаграма стійкості ротора, яка представляє собою залежність логарифмічного декременту коливань від швидкості обертання ротора, при номінальних зазорах шпаринних ущільнень для умов роботи ротора насоса на воді і для номінальних та подвоєних зазорів шпаринних ущільнень для умов роботи ротора насоса на рідині приведена на рисунку 3.11.

На рисунку 3.11 прийняті умовні позначення:

1 – крива залежності логарифмічного декременту коливань на першій власній частоті коливань від частоти обертання ротора;

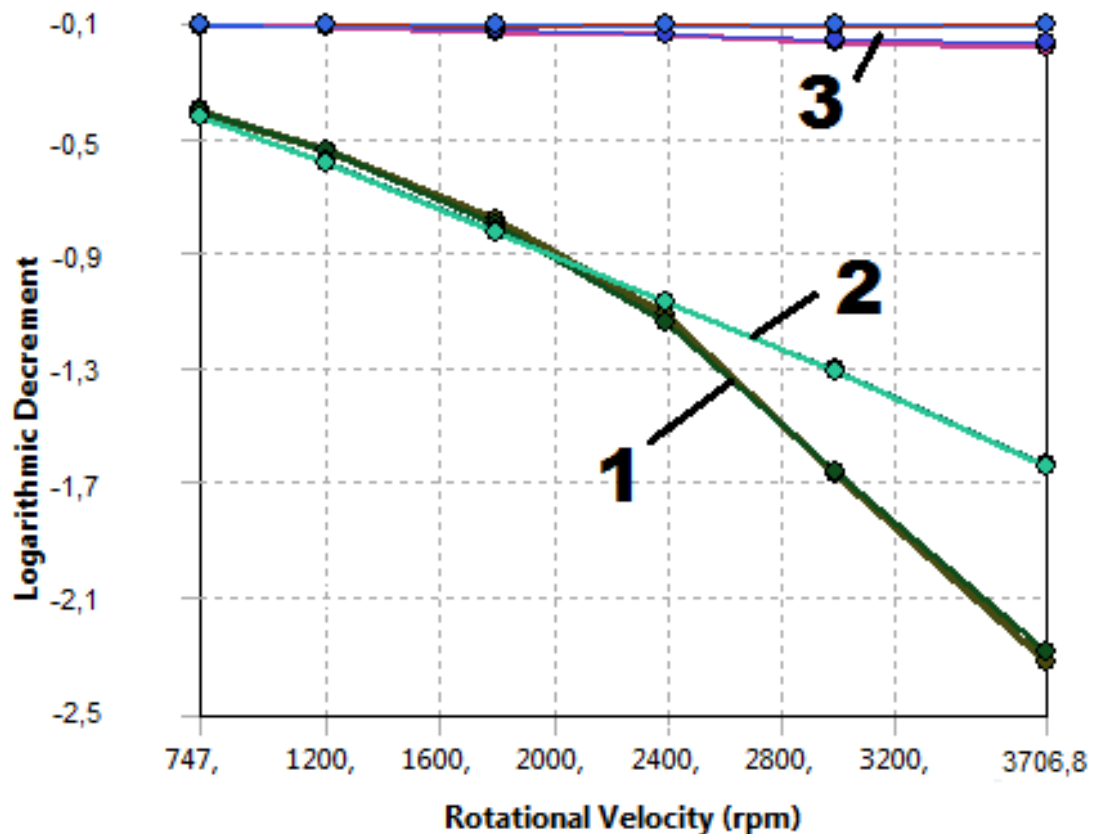


Рисунок 3.11 – Діаграма стійкості при середніх зазорах шпаринних ущільнень для умов роботи ротора насоса в робочому середовищі

2 – крива залежності логарифмічного декременту коливань на другій власній частоті коливань від частоти обертання ротора;

3 – крива залежності логарифмічного декременту коливань на третій власній частоті коливань від частоти обертання ротора.

Стійкість ротора характеризується автоколивальними процесами в підшипниках ковзання і шпаринних ущільненнях. Автоколивання можуть бути причиною підвищеної вібрації і шуму ВНА. Їх бажано повністю виключати. Це досягається забезпеченням надійного запасу стійкості, що на практиці не завжди вдається. У силу значного демпфування автоколивальні процеси можуть бути виражені відносно слабо і без спеціального дослідження вібрацій, що включає спектральний аналіз, залишитися непоміченими. Практичний інтерес (наприклад, із метою діагностики) представляє знання частот можливих автоколивань,

оскільки виявлення в спектрі відповідних складових інформує про неблагополучний вібраційний стан машини [77].

У разі нестійкої роботи ротора насоса, згідно діаграм стійкості, потрібно експериментальне підтвердження працездатності насоса або зміна конструкції насоса.

3.5 Аналіз коливань живильного насоса

Даний аналіз зводиться до визначення динамічних характеристик живильного насоса на жорсткій основі. Головна вимога до розрахункової моделі – збереження габаритно-приєднувальних і масово-інерційних характеристик насоса.

На рисунку 3.12 наведена форма коливань насоса на жорсткій основі.

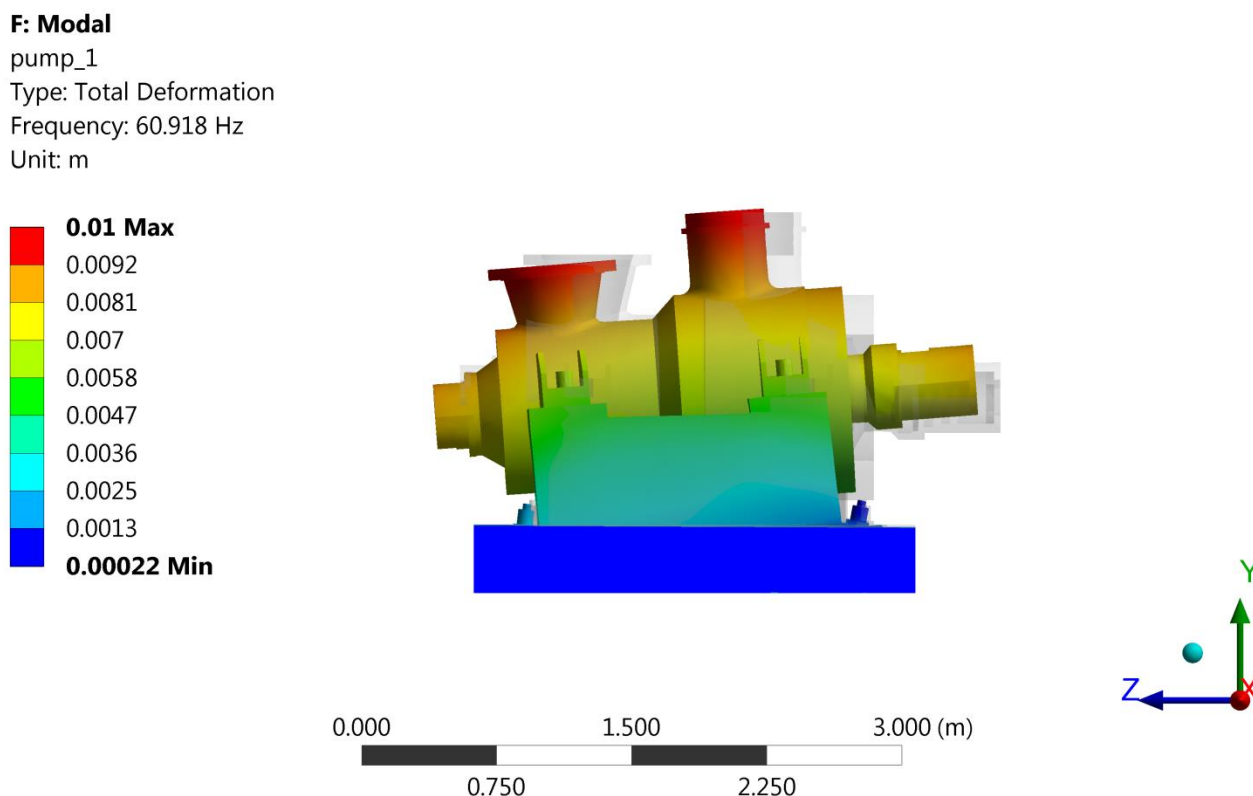


Рисунок 3.12 – Власна форма коливань насоса

Власні частоти коливань насоса на жорсткій основі складають 61 Гц, 86 Гц, 120 Гц.

3.6 Аналіз коливань електродвигуна

Даний аналіз зводиться до визначення динамічних характеристик електродвигуна на жорсткій основі. Одна з головних вимог до розрахункової моделі – збереження масово-інерційних і габаритно-приєднувальних характеристик електродвигуна.

На рисунку 3.13 наведено форму коливань електродвигуна на жорсткій основі.

F: Modal

ed

Type: Total Deformation

Frequency: 158.5 Hz

Unit: m

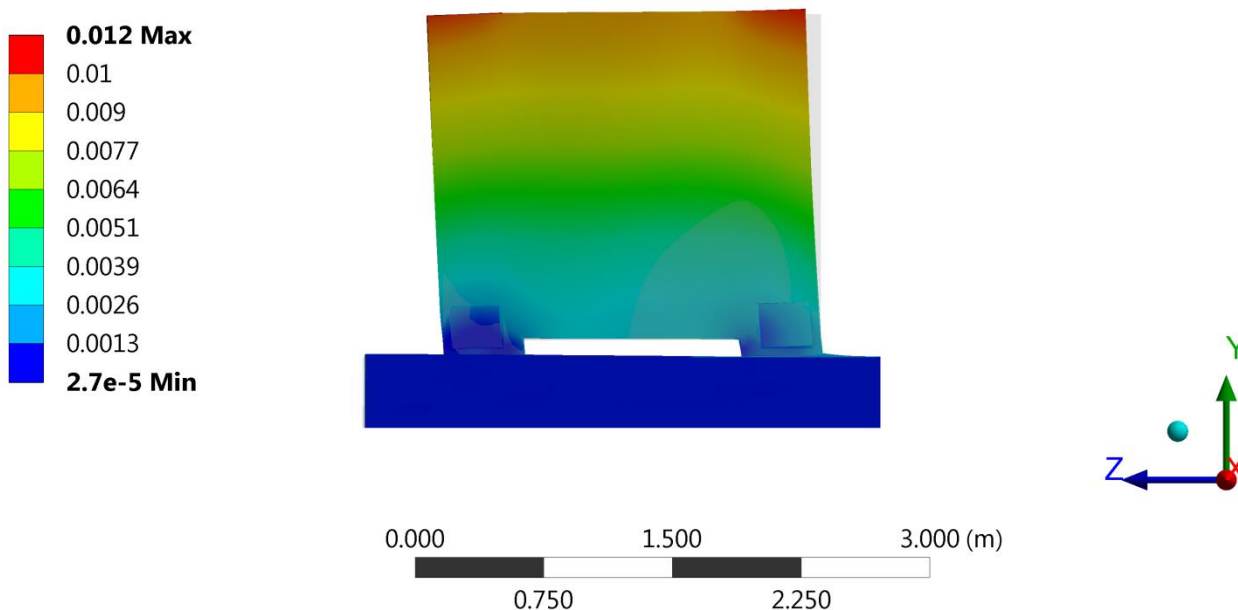


Рисунок 3.13 – Власна форма коливань електродвигуна

Власні частоти коливань електродвигуна на жорсткій основі складають 159 Гц, 212 Гц.

3.7 Аналіз коливань віброплатформи

На рисунку 3.14 наведено форму коливань віброплатформи, на якій встановлені насос і електродвигун як жорсткі тіла.

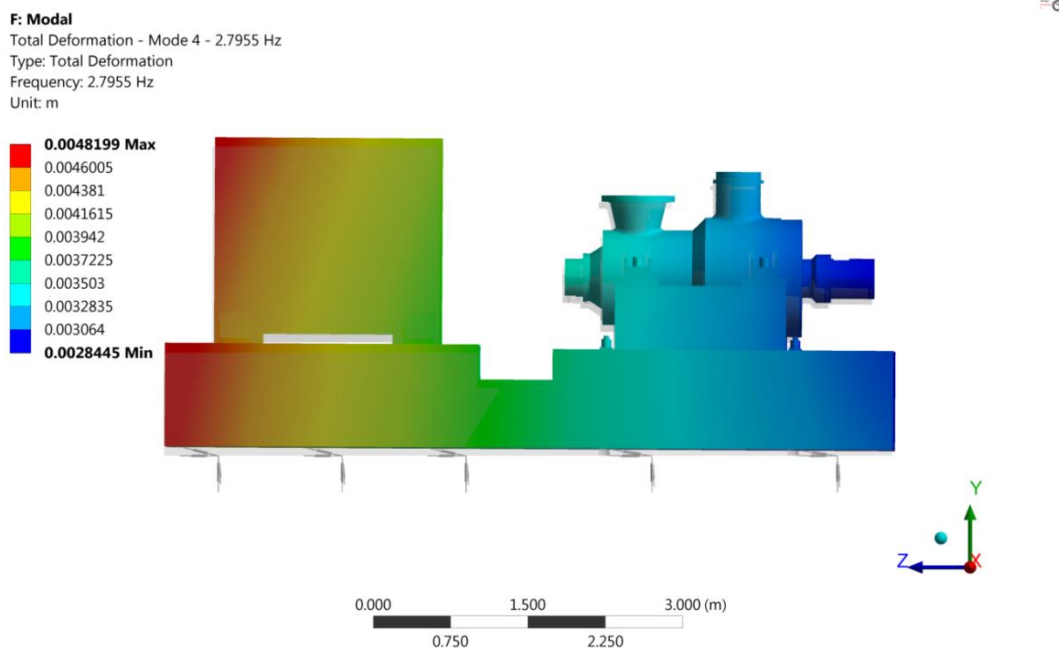


Рисунок 3.14 – Власна форма коливань віброплатформи

Власні частоти коливань віброплатформи, на якій встановлені насос і електродвигун як жорсткі тіла, складають 2,8 Гц, 2,9 Гц, 3,8 Гц, 4,1 Гц, 4,2 Гц, 81 Гц, 122 Гц.

3.8 Порівняння результатів розрахунку

У таблиці 3.1 наведені власні частоти коливань неконсервативної динамічної системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» і власні частоти коливань підсистем насосного агрегату.

Таблиця 3.1 – Порівняння власних частот коливань

Елемент	Власні частоти коливань, Гц		Відносне неспівпадіння частот, %
	Підсистема	Система	
1	2	3	4
Фундамент	2,795	2,799	-0,1
	2,911	2,900	0,4
	3,821	3,801	0,5

Продовження таблиці 3.1.

1	2	3	4
Фундамент	4,149	4,137	0,3
	5,505	5,521	-0,3
	81,175	81,975	-1,0
	122,017	122,416	-0,3
Насос	61,296	57,354	6,9
	85,931	84,334	1,9
	120,245	118,567	1,4
Електродвигун	158,500	146,267	8,4
	212,326	189,672	11,9
Ротор насоса	88,024	85,822	2,6
	130,560	130,017	0,4
	209,373	208,753	0,3
Корпуси підшипників	189,390	182,348	3,9
	423,137	421,560	0,4

Ротор електродвигуна в розрахунку динамічних характеристик системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» не враховувався, оскільки відсутні вхідні дані для побудови його геометричної моделі.

3.9 Експериментальне визначення власних частот коливань двокорпусного живильного насосного агрегату

Двокорпусний відцентровий живильний насос [90], що призначений для подачі живильної води з деаератора в парогенератор блоку АЕС, показаний на рисунку 3.15.



Рисунок 3.15 – Двоборпусний відцентровий живильний насос на місці постійної експлуатації

Задача визначення власних частот коливань двоборпусного відцентрового живильного насоса за допомогою зміни частоти обертання ротора є такою, що не має рішення, оскільки привід ротора виконує електродвигун, який працює лише на одній синхронній частоті обертання – 50 Гц. При такому положенні справ визначити власні частоти коливань, що вище обертової частоти майже неможливо, тобто класичний метод визначення амплітудно-частотної характеристики для визначення спектру власних частот коливань у цьому випадку неприйнятний.

Збуджувати власні частоти коливань необхідно імпульсним шляхом, тобто за допомогою методу «тест-удар». Ударне тестування є спрощеною формою вимірювання рухливості, при якій не використовується динамометричний

молоток, і тому величина приложеної сили не відома. Крива, що отримана в результаті імпульсного збудження, не буде коректною в повному сенсі. Однак, піки цієї кривої будуть відповідати справжнім значенням власних частот, що зазвичай є достатньою умовою для оцінки динамічних властивостей відцентрового насоса. Збудження власних частот коливань імпульсним шляхом методом «тест-удар» за допомогою швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) віброаналізатором надзвичайно просто. Якщо віброаналізатор має вбудовану функцію негативної затримки, то її тригер встановлюють на величину близько 10% довжини тимчасового запису. Потім по машині поблизу місця розташування акселерометра вдаряють важким інструментом з досить м'якою поверхнею. Маса молотка повинна складати близько 10% маси машини або конструкції, що проходить випробування. Якщо це можливо, тимчасове вікно ШПФ віброаналізатора має бути експоненціальним, щоб забезпечити нульовий рівень сигналу в кінці тимчасового запису. Похибка даного методу визначення власних частот коливань машини зводиться до похибки визначення частоти приладом.

Однак такий метод теж не завжди достовірно дає відповідь на питання збудження власних частот коливань у широкому спектрі частот. Але таким методом можливо провести велику кількість випробувань за короткий проміжок часу, збуджуючи спочатку низькі частоти, потім – середні і т.д., та отримати повний спектр власних частот коливань.

Для побудови спектрограми був використаний віброаналізатор ВД-1854 зав. №04 з віброперетворювачами АП-100ВМ №№469, 471, 472, 475. Похибка приладу при визначенні частоти складає 1%, згідно з інструкцією використання приладу. Технічна характеристика приладу приведена в додатку В.

Віброперетворювачі встановлено в горизонтальній площині на підшипники електродвигуна та насоса. Далі по черзі виконано збудження коливань імпульсним методом насоса й електродвигуна. Отримані декілька спектрограм для кожного підшипника було накладено одну на іншу та усереднено. В результаті отримано спектрограму коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса, що показана на рисунку 3.16.

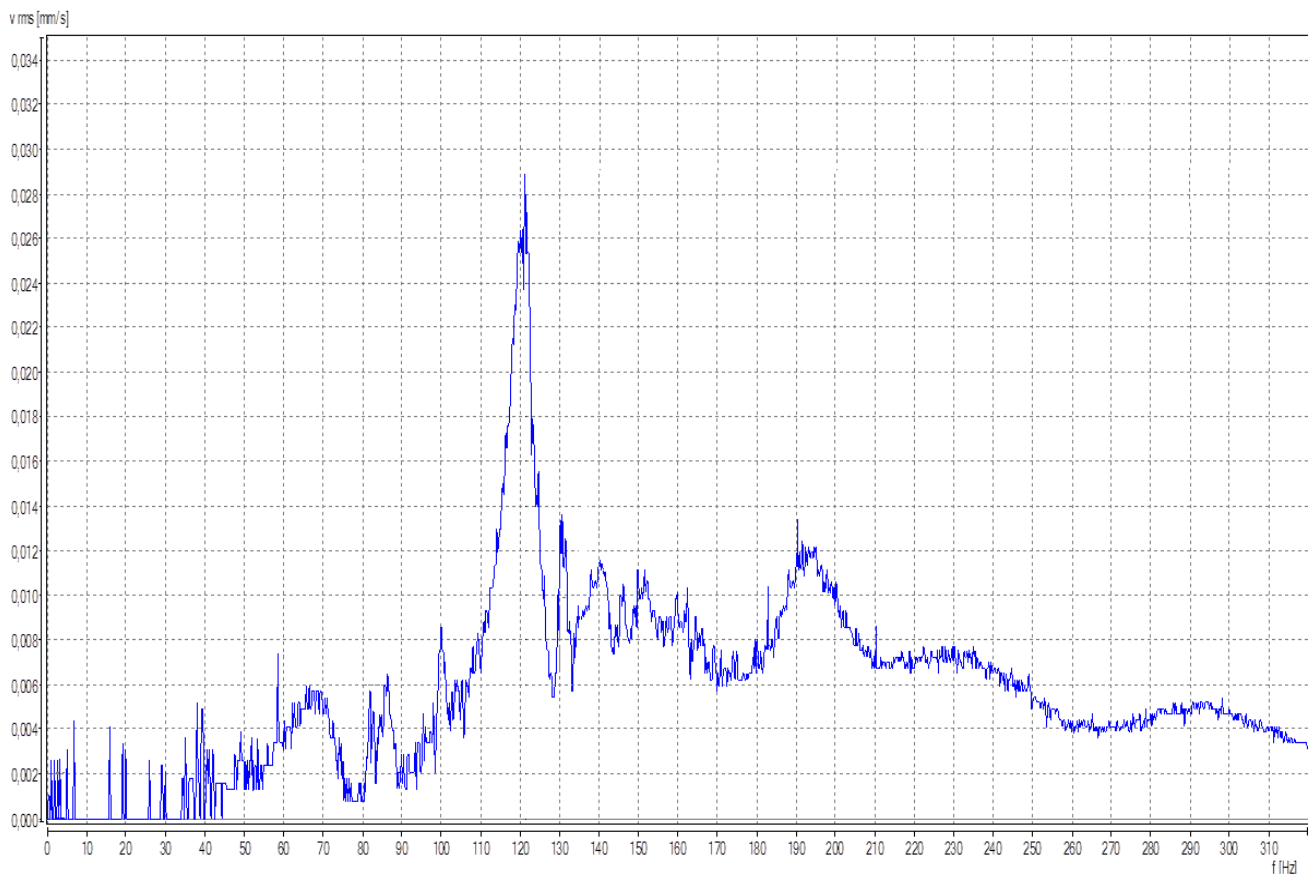


Рисунок 3.16 – Спектрограма коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса

Як видно зі спектру власних частот коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса (рис.3.16) власні частоти коливань збуджуються з різною інтенсивністю (амплітудою), однак піки власних частот коливань добре простежуються на частотному спектрі.

У результаті імпульсного збудження коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса, можна визначити власні частоти коливань. Ці частоти приведені в таблиці 3.2.

По результатам експериментального визначення власних частот двокорпусного відцентрового живильного насоса опублікована робота [14].

При порівнянні результатів розрахунку власних частот коливань неконсервативної динамічної системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» зі спектром власних частот коливань виявлено гарне

Таблиця 3.2 – Власні частоти коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса, що отримані експериментальним шляхом

Елемент	Власні частоти коливань, Гц
Фундамент	2 – 8
	80
	121
Насос	56
	83
	120
Електродвигун	143
	195
Корпуси підшипників	183
	-

співпадіння розрахункового дослідження з дійсними частотами коливань двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату. Це добре видно при накладанні на спектрограму двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату спектру власних частот коливань неконсервативної динамічної системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» (рис. 3.17).

Метод імпульсного збудження коливань широко використовується у практиці діагностики вібраційного стану насосного агрегату. Використовуючи цей метод встановлено, що конструкції горизонтальних ВНА не можна вважати малоподатливими. В основному, жорсткість конструкції залежить від рами, лап та способу кріплення лап до рами і рами до фундаменту. Прикладом слугує турбоживильний насос, що призначений для подавання деаерованої води з загальний вид турбоживильного насоса.

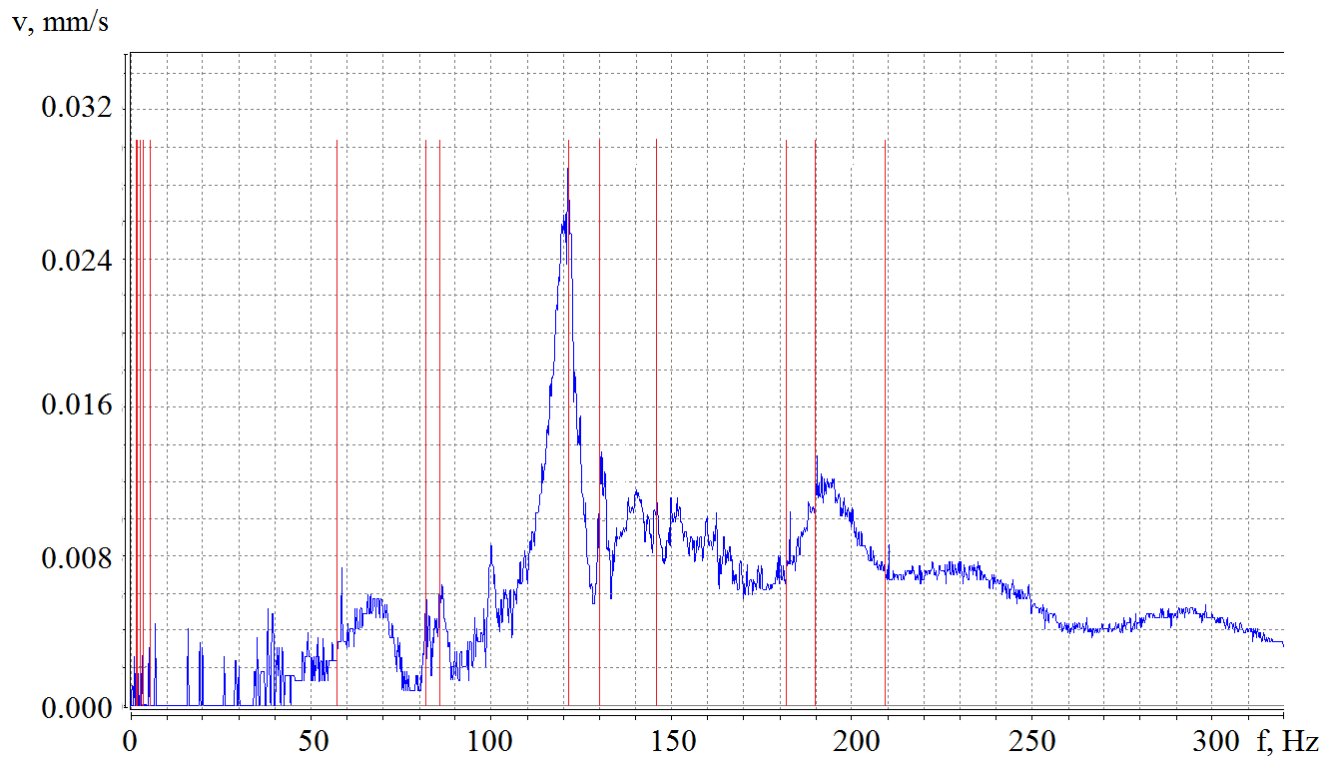


Рисунок 3.17 – Спектрограма коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса (синій) та власні частоти коливань, що отримані при розрахунках (червоний)



Рисунок 3.18 – Турбоживильний насос

Аналіз динамічних характеристик консервативної моделі підсистеми «Турбоживильний насос – фундамент» показав, що конструкція рами має відносно невелику жорсткість для такої маси насоса, іншими словами конструкція податлива. Тому власні частоти коливань консервативної моделі підсистеми «Турбоживильний насос – фундамент» знаходяться значно нижче обертової частоти (57 Гц). На рисунку 3.19 приведено форму коливань консервативної моделі системи «Турбоживильний насос – фундамент» на першій власній частоті, що становить 14,9 Гц.

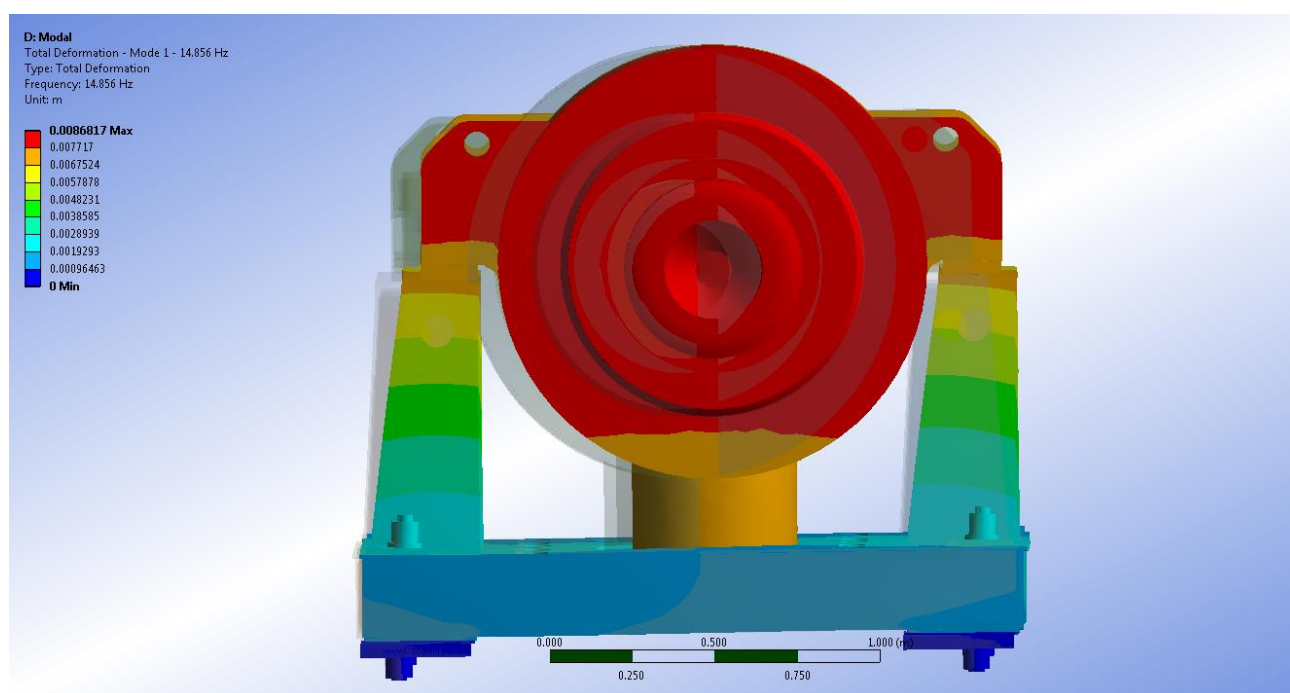


Рисунок 3.19 – Форма коливань системи «Турбоживильний насос – фундамент»

Отже, гіпотезу, що горизонтальні відцентрові насосні агрегати є малоподатливими та при розрахунках динаміки їх слід розглядати як абсолютно жорсткі конструкції – спростовано. Ця гіпотеза простежується у тексті роботи [99]. Найбільший вплив на ступінь податливості відцентрового насоса має конструкція рами, лап, кріплення лап до рами та рами до фундаменту.

3.10 Методика побудови математичної моделі горизонтального насосного агрегату

Проведені вище дослідження (розрахункові та експериментальні) динамічних характеристик системи ВНА дозволили створити узагальнену методику побудови розрахункової математичної (геометричної) моделі [122].

Головний принцип побудови математичної моделі динамічної системи насосного агрегату – масово-інерційні властивості всіх елементів моделі (деталей ротора та самого ротора, внутрішнього та зовнішнього корпусів, корпусів підшипникових опор, опорних рам, віброплатформи, тощо) повинні відповідати аналогічним властивостям натурального насосного агрегату. Причому результати розрахунків динамічних характеристик системи напряму залежать від адекватності геометричної моделі, а цього можна досягти тоді, коли модель створюється за допомогою програм для 3D-моделювання, наприклад, Solidworks, Spaceclaim, тощо.

Оскільки ротор насоса є основним джерелом втрати стійкості системи, то побудова математичної моделі насосного агрегату повинна починатись саме з нього. Відомо, що динаміка цієї деталі глибоко залежна від гідродинамічних сил в підшипниках ковзання та шпаринних ущільненнях, тому потрібно використовувати достовірні методики визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування.

Наступний етап – моделювання конструкції корпусів підшипників. Масово-інерційні характеристики та податливість останніх повинні максимально точно відповідати реальним. Спосіб кріплення всіх деталей підшипникових опор повинен також відповідати реальному. Наприклад, якщо кришка кріпиться за допомогою шпильки та гайки, то в моделі кріплення повинно бути відповідне.

Аналогічно необхідно змоделювати корпус насоса, раму та кріплення насоса до рами. Фундамент та трубопроводи також відіграють важливу роль у визначенні динамічних характеристик ВНА. Їх моделювання повинно виконуватись по загальному принципу.

Після створення геометричної моделі насосного агрегату, необхідно створити єдину динамічну систему. Зробити це можливо в універсальних програмних комплексах, в основі яких лежить МСЕ, наприклад, «Ansys Workbench», «Siemens NX», тощо.

Ротор насоса через жорсткості шпаринних ущільнень та підшипників ковзання зв'язується відповідно з корпусом насоса та корпусами підшипникових опор. Тобто формуються зв'язки між ротором та статором. Підшипникові опори повинні бути з'єднані з корпусом насоса з урахуванням сили від моменту затягування шпильок кріплення та коефіцієнту тертя. Аналогічно корпус насоса кріпиться до рами та рама – до фундаменту.

Особливу увагу слід приділити фундаменту. Потрібно достовірно змодельовати умови його прилягання до рами насоса, від цього залежать майбутні розрахунки динамічних характеристик. Механічні характеристики також повинні відповідати натурним.

Наступний етап створення математичної моделі – генерування сітки. В «Ansys Workbench» даний процес доволі простий, але існує декілька принципових моментів. По-перше, розмір та форма елемента напряму впливає на кінцевий результат. По-друге, контакти двох різних поверхонь повинні мати елементи значно меншого розміру, ніж елементи системи. Орієнтовна кількість елементів системи насосного агрегату (включаючи фундамент) габарити якого довжина 5 м, ширина 3 м, висота 3 м – від 800 000 до 1 500 000.

Сучасні ЕОМ, що мають велику продуктивність, дозволяють провести розрахунки з такою кількістю елементів орієнтовно за 5 – 20 годин. Але не завжди є можливість проводити розрахунок динамічних характеристик системи або при проектуванні необхідно розрахувати декілька варіантів конструктивного виконання, тому є сенс проводити розрахунок динамічних характеристик підсистем. Зважаючи на це, пропонується наступний алгоритм розрахунку динамічних характеристик насосних агрегатів.

1. Створення балочної математичної моделі ротора, визначення перших трьох «сухих» власних частот коливань та трьох власних частот для ротора з

номінальними (відповідними знову виготовленим) зазорами шпаринних ущільнень при роботі в робочому середовищі. У разі необхідності можна провести безліч розрахунків за короткий термін.

Створення геометричної моделі ротора за допомогою програми 3-D моделювання, імпорт моделі в «Ansys Workbench», створення математичної моделі та розрахунки ДХ як неконсервативної моделі ротора. Побудова діаграм Кемпбела і стійкості для ротора з номінальними (відповідними знову виготовленим) зазорами шпаринних ущільнень при роботі у воді ($t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$) і з номінальними і подвоєними зазорами шпаринних ущільнень при роботі в робочому середовищі. Цей розрахунок можна вважати контрольним.

2. Побудова геометричних, потім імпорт і побудова математичних моделей конструкцій корпусів підшипників, аналіз їх податливостей та ДХ.

3. Побудова геометричної моделі ВНА, включаючи всі динамічні підсистеми агрегату, імпорт, побудова математичної моделі (включаючи динамічні взаємозв'язки корпусу та ротора при номінальних параметрах роботи) ВНА як динамічної системи в цілому на місці постійної експлуатації та динамічні розрахунки збудованої моделі. При необхідності можна виконати подібні дії для випробувального стенду.

4. Побудова спектра власних частот коливань ВНА.

5. Аналіз детермінованих частот збудження і визначення критичних частот коливань ВНА.

3.11 Вплив податливості кріплення насоса на його динаміку

При випробуваннях насосних агрегатів на випробувальних стендах підприємства-виробника неодноразово зіштовхувались з тим, що власні частоти насоса значно нижче за розраховані. Зазвичай на стендах кріплення до фундаменту ВНА не таке жорстке, як на місці постійної експлуатації. Отже, власні частоти коливань залежать від податливості кріплення як рами, так і фундаменту.

Вище встановлено значний вплив конструкцій підшипникових опор на ДХ ротора, але ці конструкції є невід'ємною частиною корпусу насоса. Оскільки, доведено, що конструкція насоса може мати відносно велику податливість, то вона аналогічним чином впливає на ДХ насоса як і корпуси підшипників, тому проведено аналіз впливу податливості фундаменту і рами на динаміку живильного насоса.

Модель насоса, що показана на рисунку 3.3, була модифікована наступним чином. Двигун, фундамент, рама та елементи кріплення насоса до рами видалені з моделі. До лап насоса додано пружини змінної жорсткості. Математична модель насоса приведена на рисунку 3.20.

Connections

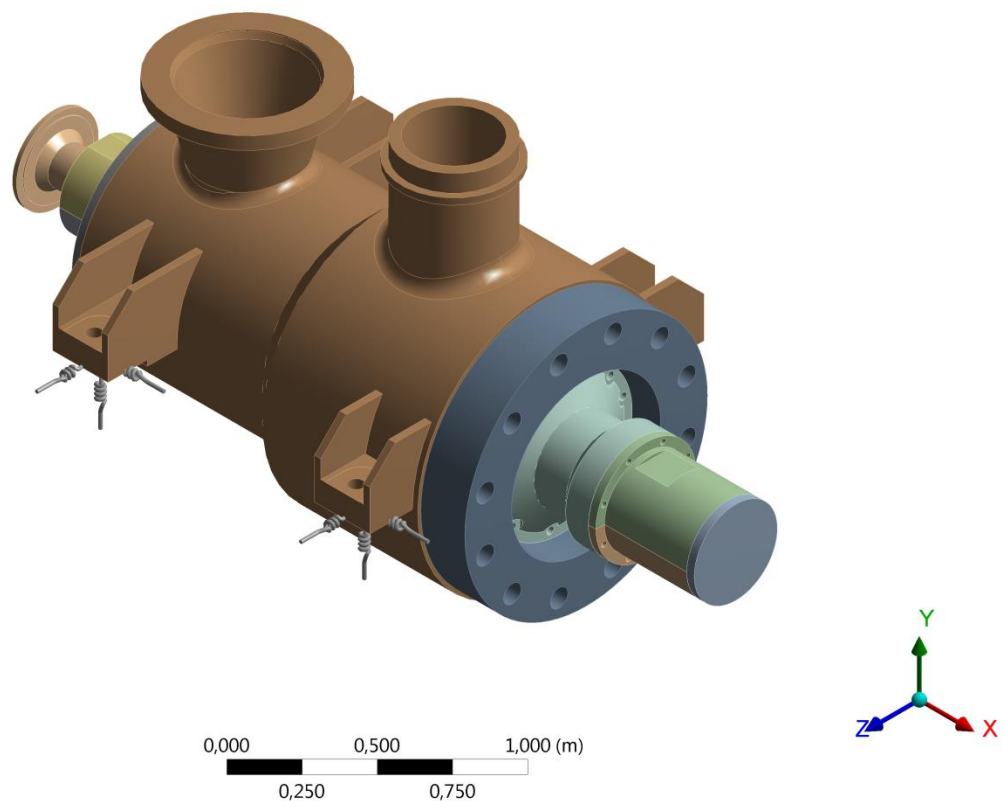


Рисунок 3.20 – Математична модель насоса з пружинами замість кріплення

На рисунку 3.21 показано графік залежності власних частот коливань від податливості кріплення насоса до фундаменту.

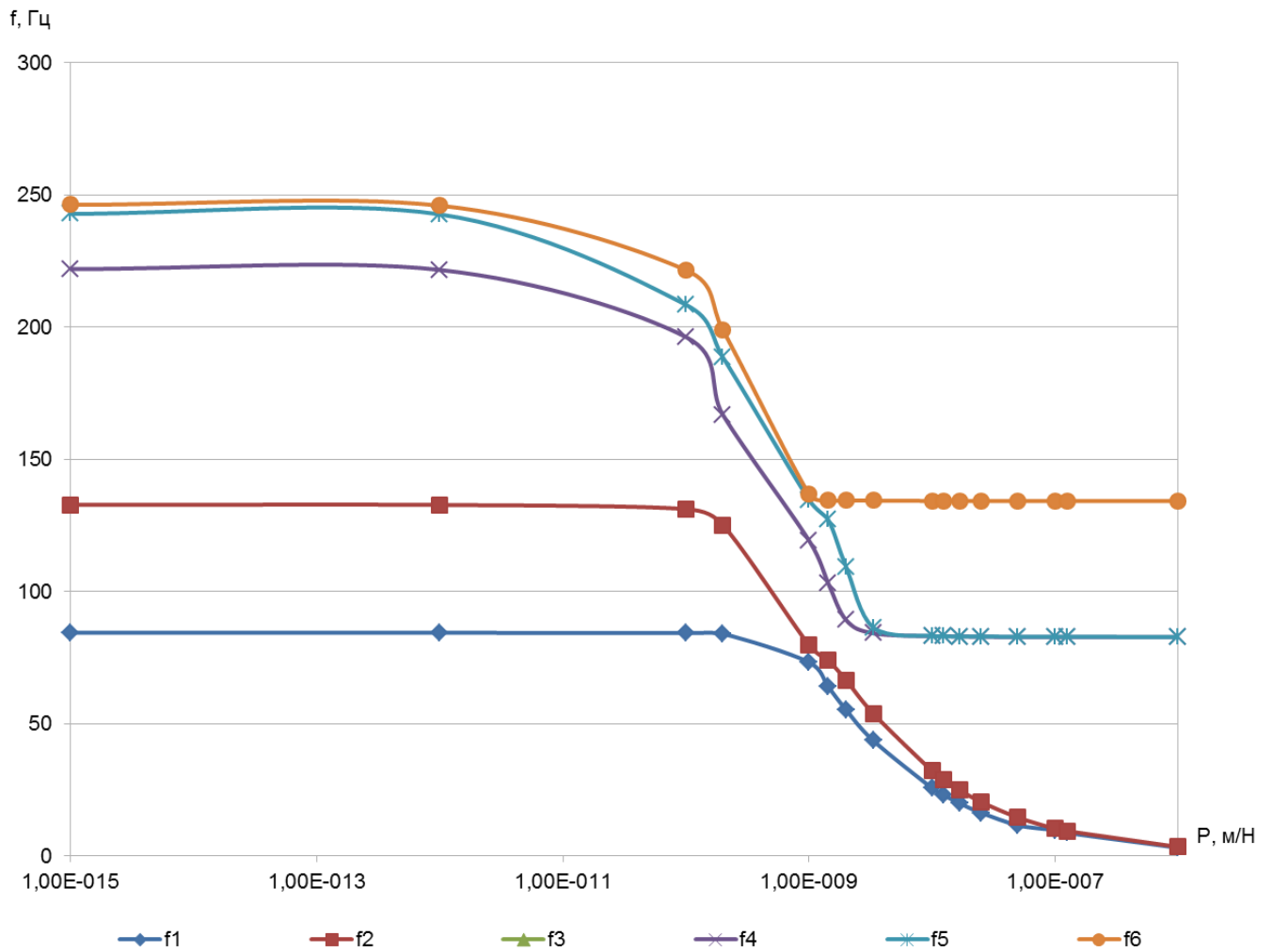


Рисунок 3.21 – Графік залежності власних частот насоса від податливості кріплення

На рисунках 3.22 показано перші форми коливань насоса в залежності від податливості рами та фундаменту.

За результатами дослідження впливу податливості опорних елементів на динаміку насоса слідє наступне, що по мірі збільшення податливості кріплення насоса форми коливань змінюються. Констатовано більш широкий діапазон податливостей, що впливає на ДХ насоса.

3.12 Висновки

3.12.1 Для визначення динаміки горизонтальних ВНА необхідно розглядати систему в цілому.

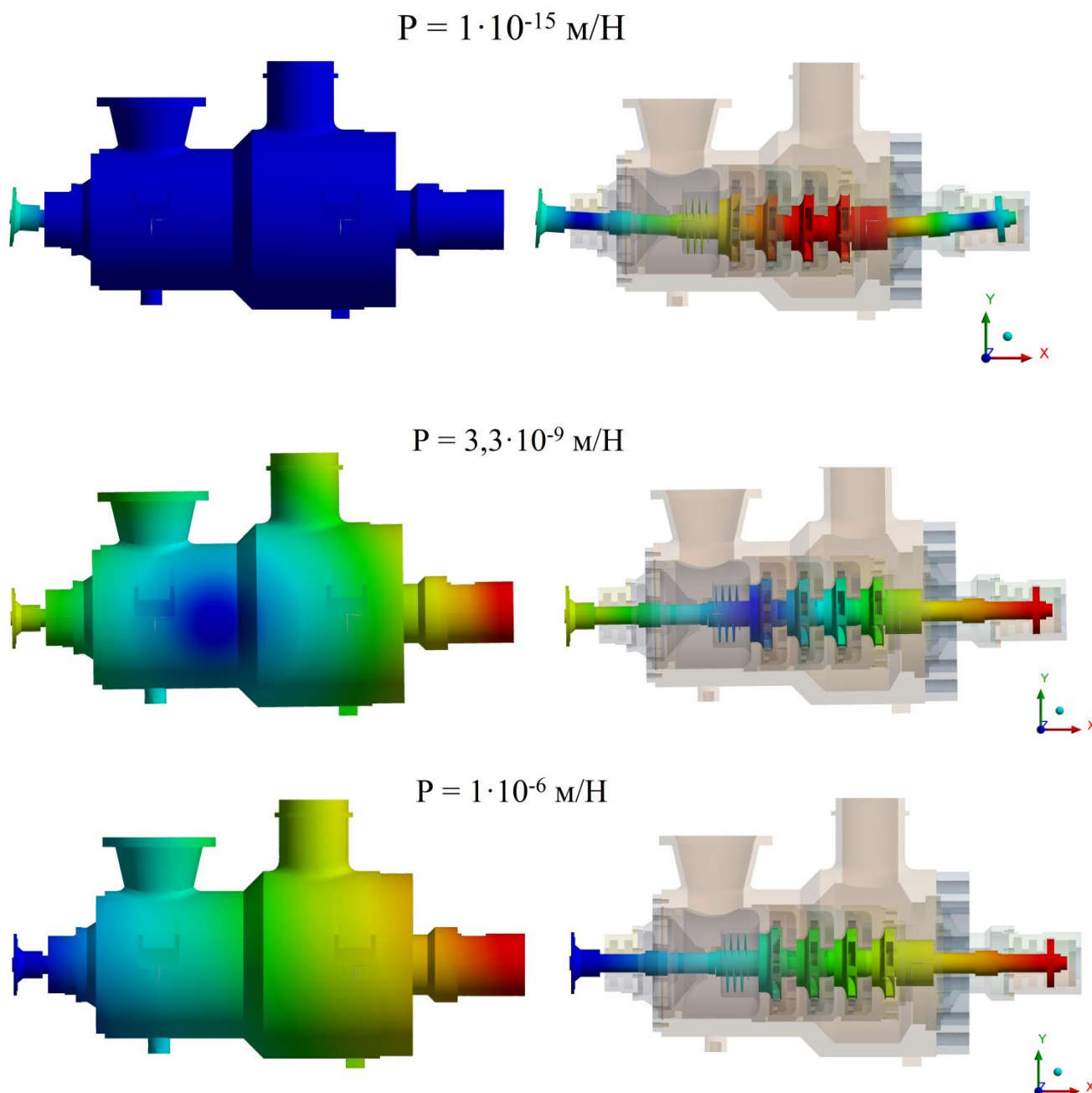


Рисунок 3.22 – Зміна першої форми коливань в залежності від податливості

3.12.2 Основне джерело втрати стійкості системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа» – ротор насоса, позаяк у шпаринних ущільненнях і підшипниках ковзання можуть виникати циркуляційні сили. Отже, існує потреба у додатковому аналізі ДХ ротора насоса, що полягає в побудові діаграм Кемпбела і стійкості для ротора з номінальними (відповідними щойно виготовленим)

зазорами шпаринних ущільнень при роботі у воді ($t = 20^{\circ}\text{C}$) і з номінальними та подвоєними зазорами шпаринних ущільнень при роботі в перекачуваній рідині.

3.12.3 На прикладі двокорпусного живильного ВНА складено характерний частотний спектр системи «Живильний насосний агрегат – віброплатформа».

3.12.4 Розроблено методику побудови математичної моделі горизонтального ВНА. Запропоновано алгоритм поєднання програм різного рівня деталізації (3D і балочні моделі), що становлять нову базу для робіт з проектування ВНА та аналізу вібраційних характеристик.

3.12.5 На основі експериментального визначення власних частот коливань живильного насосного агрегату доведено достовірність вибраної розрахункової моделі та методики розрахунку ДХ.

3.12.6 Спростовано гіпотезу, що горизонтальні відцентрові насосні агрегати є неподатливими конструкціями.

3.12.7 Побудовано залежність власних частот коливань горизонтального ВНА від податливості рами та фундаменту.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРТИКАЛЬНИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ

4.1 Основні відомості

Розроблена вище методика розрахунку ДХ горизонтальних ВНА повністю підходить для визначення аналогічних характеристик вертикальних агрегатів. На рисунку 4.1 приведена типова конструкція вертикального ВНА, що відноситься до класифікації VS6, яка приведена в API 610 (11-те видання) [108].

Вертикальний насосний агрегат складається з електродвигуна 1, що встановлений на ліхтарі 5. Ротор електродвигуна з'єднаний із ротором насоса 8 за допомогою муфти 2. Ротор насоса знаходиться у підвішеному стані, опорою йому слугує опорно-упорний підшипник кочення 3, що знаходиться в корпусі підшипникової опори 4. Корпус підшипникової опори жорстко зв'язаний із ліхтарем електродвигуна. Внизу конструкції опорою для ротора насоса в радіальному напрямку слугує гідродинамічний підшипник ковзання 9, який працює на перекачуваній рідині. Гідродинамічний підшипник ковзання є нижньою частиною внутрішнього корпусу 7 насоса, який кріпиться до напірного корпусу 6. На напірному корпусі насоса розташовані лапи, за допомогою яких насос монтується на фундамент.

Конструкція вертикального насосного агрегату має відносно велику податливість. Це призводить до того, що їх робоча частота обертання ротора знаходиться вище за нижчі власні частоти коливань агрегату.

Установлено, що власні частоти коливань вертикального насосного агрегату обумовлені як згинними, так і крутильними коливаннями, та розташовані поблизу робочої частоти обертання й області найбільш інтенсивних сейсмічних навантажень [7, 11, 12].

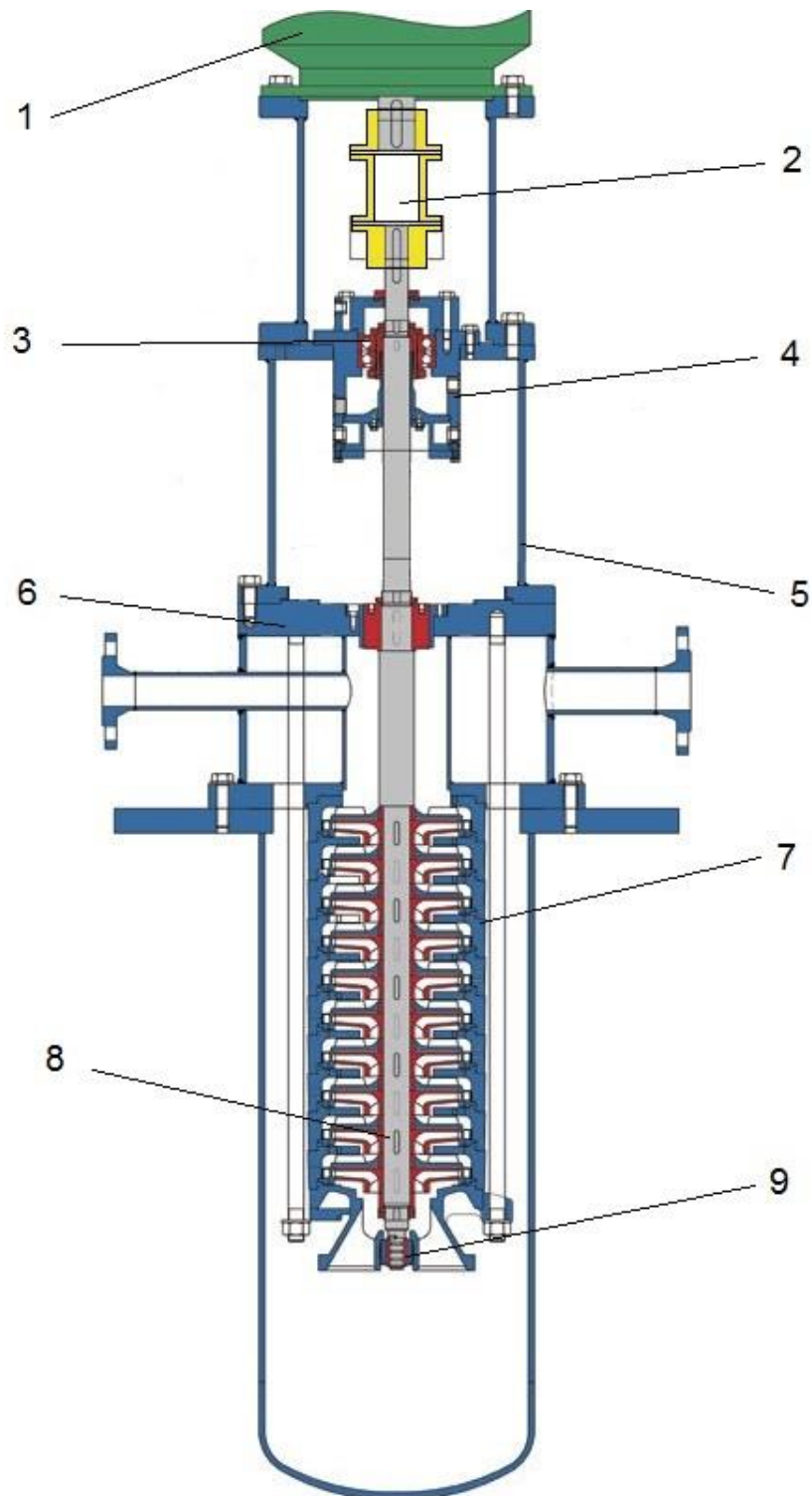


Рисунок 4.1 – Конструкція вертикального насосного агрегату

Враховуючи все вище описане, необхідно проаналізувати динаміку ротора, внутрішнього корпусу та системи вертикального насосного агрегату в цілому, визначити ступінь впливу жорсткості внутрішнього корпусу на ДХ ротора і навпаки.

4.2 Аналіз динамічних характеристик ротора

На рисунку 4.2 приведена розрахункова геометрична модель ротора ВНА зливу сепарату, яка є неконсервативною динамічною підсистемою.

Geometry

Nonlinear

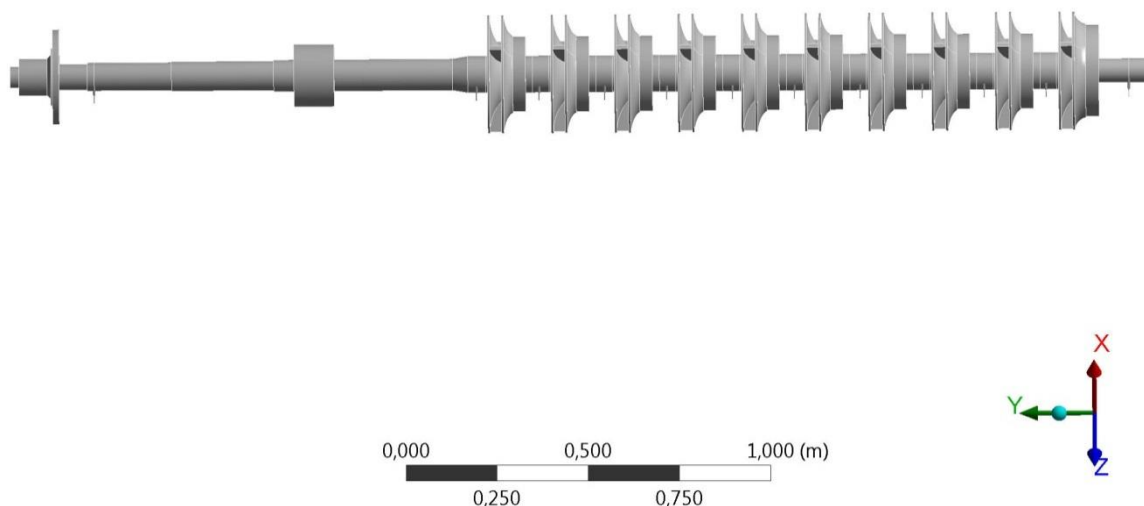


Рисунок 4.2 – Неконсервативна модель ротора насоса

Ротор насоса змодельовано балкою круглого поперечного перерізу шматочно-постійної жорсткості і погонної маси з дискретно розташованими моделями деталей (робочих коліс, втулок, розвантажувального диска, напівмуфти тощо), що насаджено на вал.

Розрахунок динаміки ротора виконаний для умов номінальної роботи насосного агрегату.

У таблиці 4.1 наведені власні частоти коливань, а на рисунку 4.3 – перші три форми коливань ротора насоса.

Таблиця 4.1 – Власні частоти коливань ротора насоса

Власна частота коливань	Числове значення, Гц
Перша	39,2
Друга	85,4
Третя	169,9

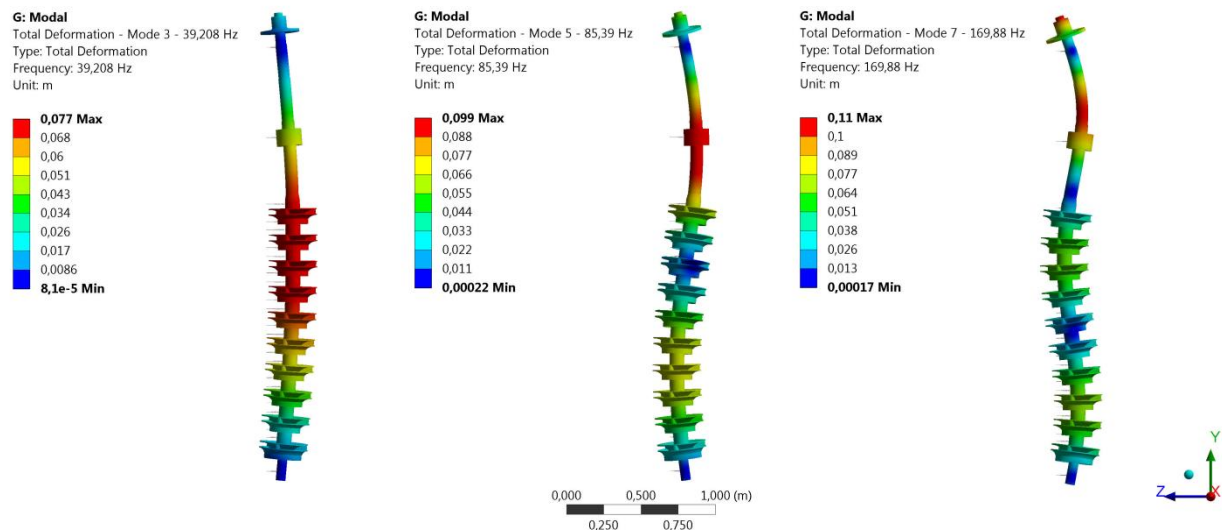


Рисунок 4.3 – Перші три форми коливань ротора насоса

Розрахунок власних частот коливань ротора вертикального відцентрового насоса показує, що конструкція ротора жорстка, тобто перша власна частота коливань знаходиться вище робочого діапазону частот обертання.

4.3 Аналіз динамічних характеристик внутрішнього корпусу насоса

Конструкція внутрішнього корпусу вертикального насосного агрегату є консольною і має відносно велику податливість. Це приводить до того, що при гармонійних навантаженнях із невеликою частотою, яка буде в районі власної частоти коливань, амплітуди коливань будуть сягати значних величин, що може привести до втрати працездатності насоса, тому необхідно враховувати вплив внутрішнього корпусу на динамічні характеристики насоса, зокрема ротора.

На рисунку 4.4 приведена розрахункова модель внутрішнього корпусу насоса, яка є консервативною динамічною підсистемою.

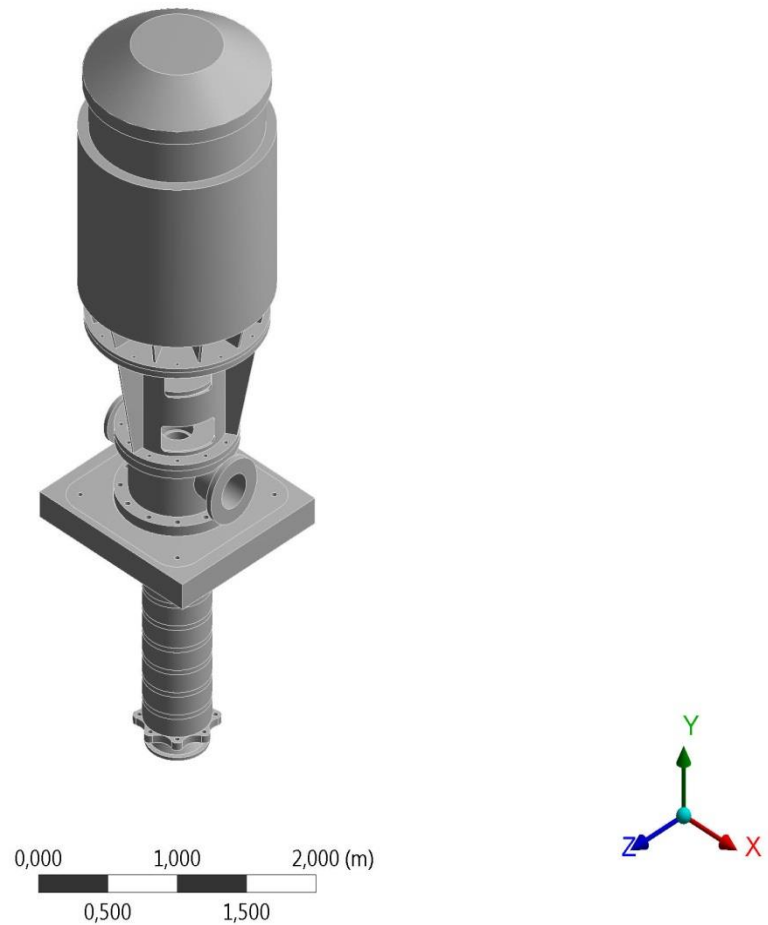
Geometry
 Nonlinear


Рисунок 4.4 – Консервативна модель внутрішнього корпусу насоса

У таблиці 4.2 наведені власні частоти коливань, а на рисунку 4.5 перші дві форми коливань внутрішнього корпусу насоса.

Таблиця 4.2 – Власні частоти коливань внутрішнього корпусу насоса

Власна частота коливань	Числове значення, Гц
Перша	52,6
Друга	294,7

Конструкція внутрішнього корпусу насоса теж жорстка при значних масово-інерційних характеристиках.

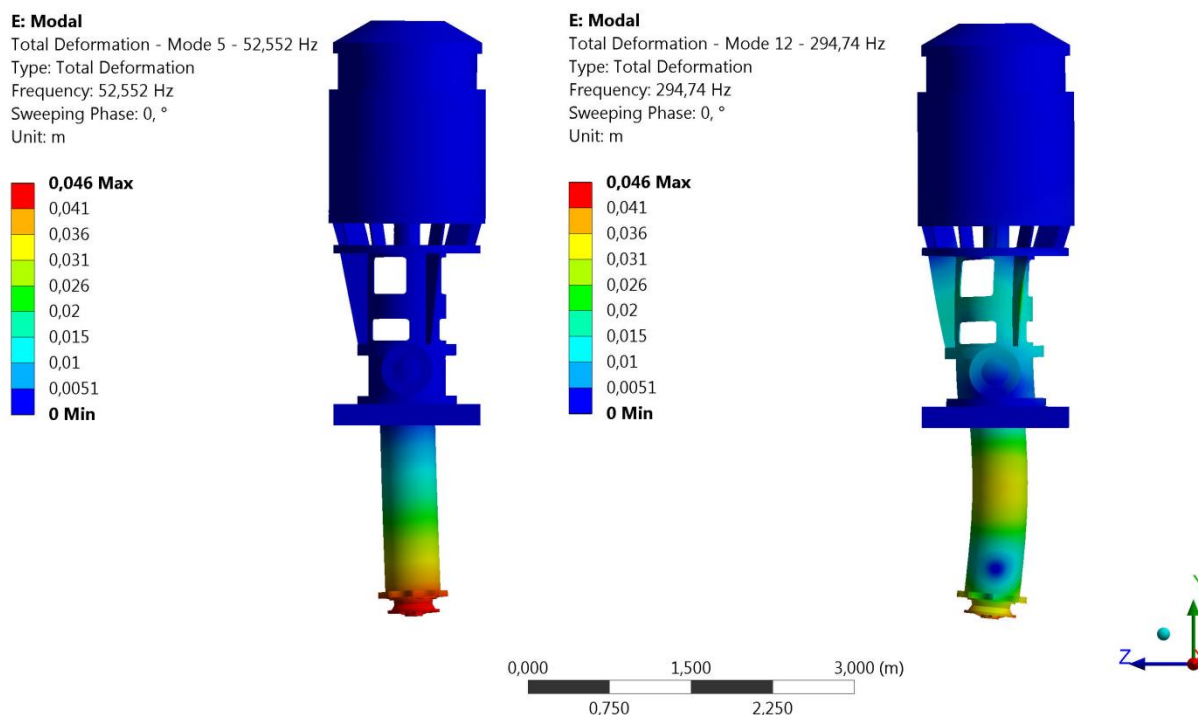


Рисунок 4.5 – Перші дві форми коливань внутрішнього корпусу насоса

4.4 Аналіз динамічних характеристик системи вертикального насосного агрегату

Насосний агрегат складається з двох консольних частин – підсистема «Ліхтар – електродвигун» та внутрішній корпус, валопроводу (двох послідовно з'єднаних роторів насоса та електродвигуна за допомогою муфти) та напірного корпусу, який жорстко кріпиться до фундаменту. Ліхтар електродвигуна, на якому кріпиться корпус підшипникової опори, як і внутрішній корпус насоса, має відносно велику податливість. Це впливає на динамічні характеристики системи насосного агрегату в цілому.

На рисунку 4.6 приведена геометрична модель системи насосного агрегату в цілому.

У таблиці 4.3 наведені власні частоти коливань неконсервативної динамічної підсистеми – ротора, консервативної динамічної підсистеми – внутрішнього корпусу та неконсервативної динамічної системи насосного агрегату в цілому, розраховано відносний вплив ліхтаря електродвигуна та внутрішнього корпусу на динамічні характеристики ротора насоса.

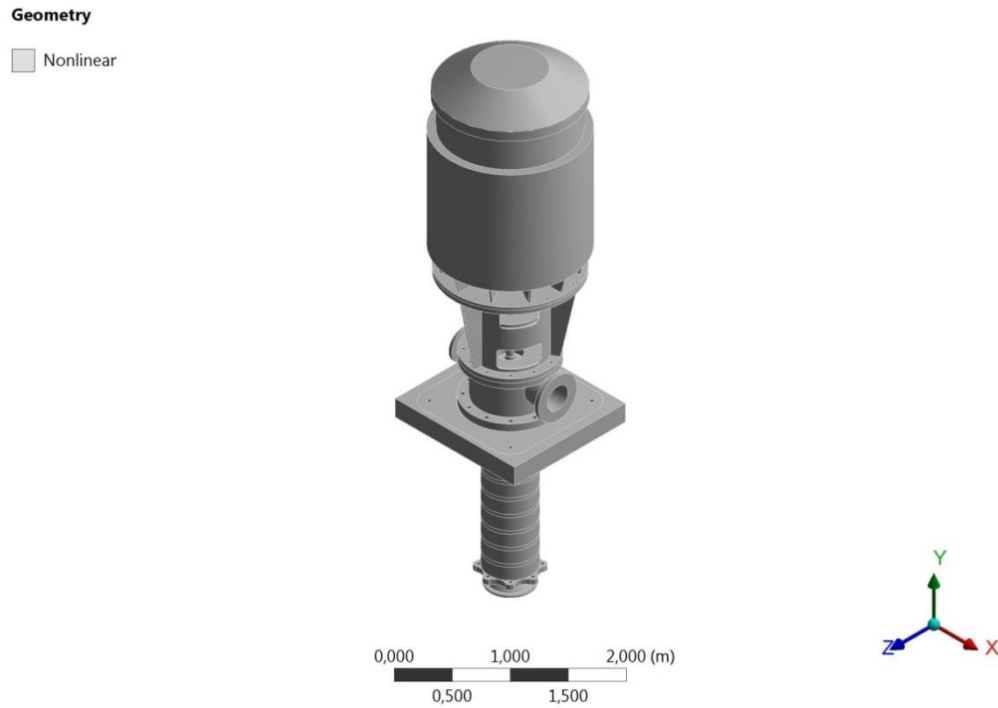


Рисунок 4.6 – Геометрична модель системи вертикального насосного агрегату

Таблиця 4.3 – Власні частоти коливань вертикального насосного агрегату

Елемент	Власна частота коливань елемента, Гц	Відповідна власна частота коливань системи, Гц	Відносна різниця, %
Ротор	39,2	37,1	5,7
	85,4	83,4	2,4
	169,9	159,5	6,5
Внутрішній корпус	52,5	51,4	2,1
	294,7	296,8	-0,7

На рисунку 4.7 приведено форми коливань системи вертикального насосного агрегату, що відповідають коливанням ротора, на рисунку 4.8 – форми, що відповідають коливанням внутрішнього корпусу.

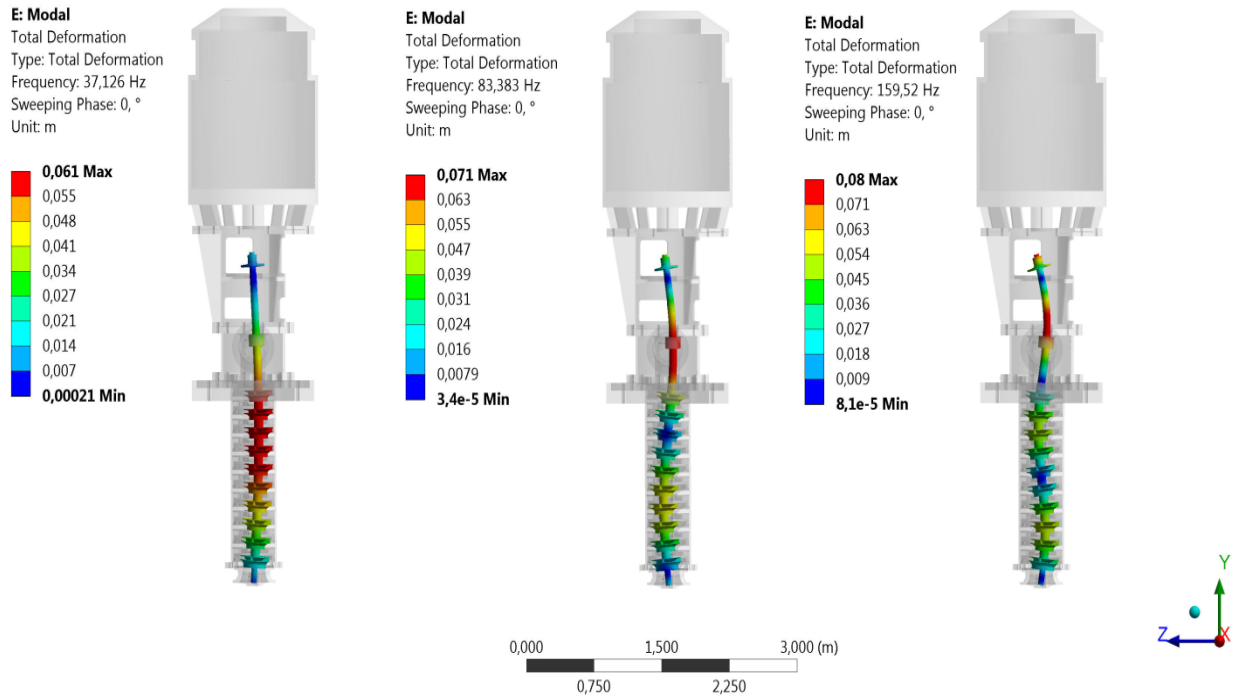


Рисунок 4.7 – Форми коливань системи вертикального насосного агрегату, що відповідають коливанням ротора

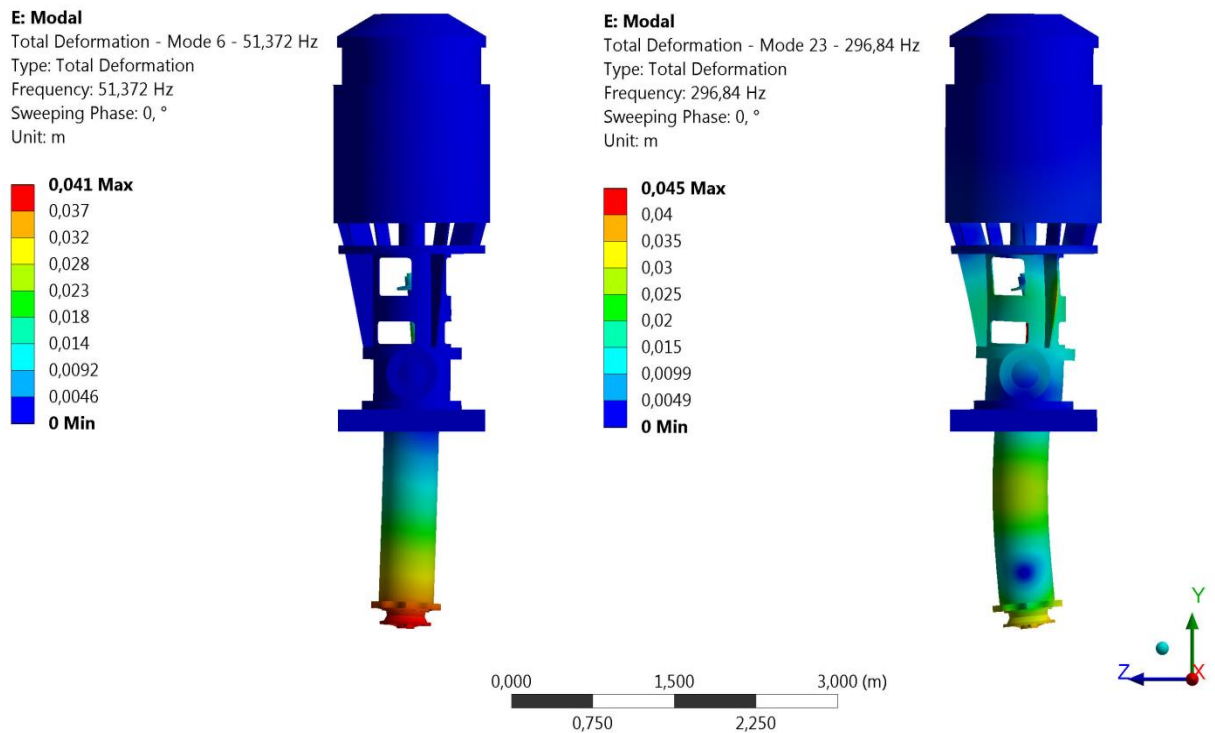


Рисунок 4.8 – Форми коливань системи вертикального насосного агрегату, що відповідають коливанням внутрішнього корпусу

Отже, з таблиці 4.3 та рисунків 4.7 – 4.8 слідує, що масово-інерційні характеристики внутрішнього корпусу відцентрового вертикального насоса значно впливають на динамічні характеристики ротора цього насоса.

4.5 Залежність динамічних характеристик насосного агрегату від ступінчастості насоса та кріплення до фундаменту

Деякі типорозміри ВНА використовують для створення машин з одним числом продуктивності та різними напірними характеристиками. Такі маніпуляції можливі за допомогою зміни ступінчастості насоса, тобто, продуктивність насоса залежить від геометрії робочого колеса, а напір – від кількості робочих коліс. Завдяки зміні ступінчастості ротора, відцентрові насосні агрегати можна використовувати в широких діапазонах напірних характеристик.

У таблиці 4.4 наведені дослідження впливу кількості робочих коліс ротора на динамічні характеристики відцентрового вертикального насосного агрегату при лінійному зменшенні ступінчастості ротора. Жорсткість внутрішнього корпусу – незмінна.

Таблиця 4.4 – Вплив кількості робочих коліс ротора на динамічні характеристики насосного агрегату

Кількість робочих коліс	Частота ротора, Гц			Частота внутр. корпусу, Гц		Відносний вплив, %				
						Частота ротора			Частота внутр. корпусу	
	1-а	2-а	3-я	1-а	2-а	1-а	2-а	3-я	1-а	2-а
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
9	35,5	82,1	158,0	51,0	296,6	9,4	2,9	3,9	7,0	0,1
8	29,8	82,0	157,8	50,8	296,3	24,0	3,2	4,0	7,1	0,2
7	29,8	81,9	157,5	50,5	296,1	24,0	3,8	4,1	7,3	0,3
6	29,5	81,8	157,4	50,4	295,9	24,7	4,0	4,2	7,4	0,4

Продовження таблиці 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
5	27,5	81,3	157,3	50,4	295,9	29,8	4,0	4,8	7,4	0,4
4	25,8	80,6	157,3	50,3	295,8	34,2	4,2	5,6	7,4	0,4
3	24,5	79,8	157,0	50,3	295,8	37,5	4,2	6,6	7,6	0,4
2	23,6	79,1	156,6	50,3	295,7	39,8	4,2	7,4	7,8	0,4
1	23,3	78,7	156,3	50,3	295,6	40,6	4,2	7,8	8,0	0,5

Відносний вплив на частоти коливань ротора та внутрішнього корпусу розрахований по відношенню до вихідної моделі системи вертикального насосного агрегату в цілому, що налічує 10 робочих коліс.

На рисунку 4.16 приведено графік залежності власних частот f_i системи вертикального ВНА, що викликані коливаннями ротора, від кількості ступенів s ротора, а на рисунку 4.17 – графік залежності власних частот f_i системи вертикального ВНА, що викликані коливаннями корпусу.

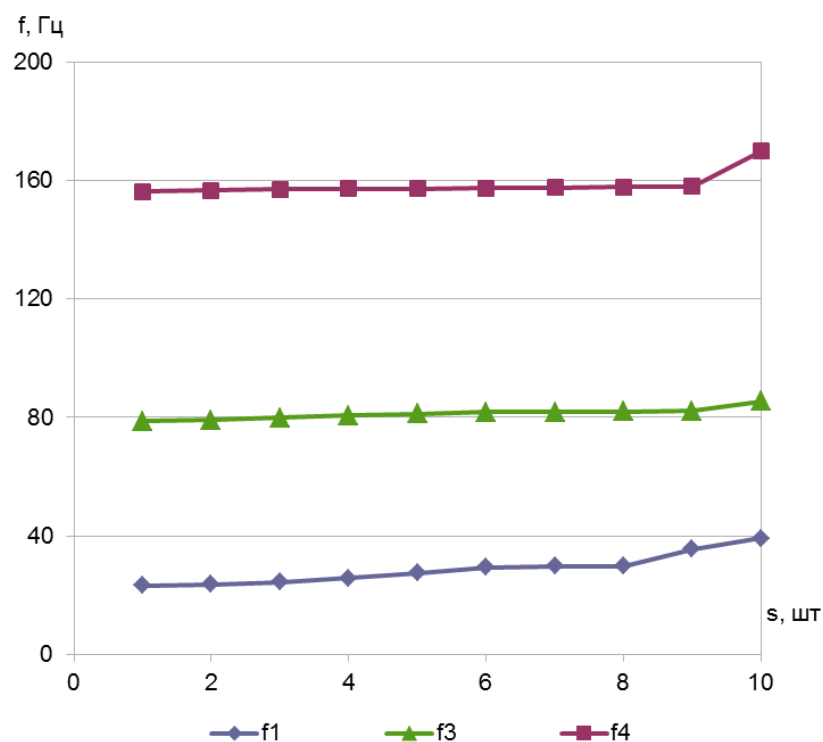


Рисунок 4.16 – Графік залежності власних частот f_i вертикального ВНА від кількості ступенів s , що викликані коливаннями ротора

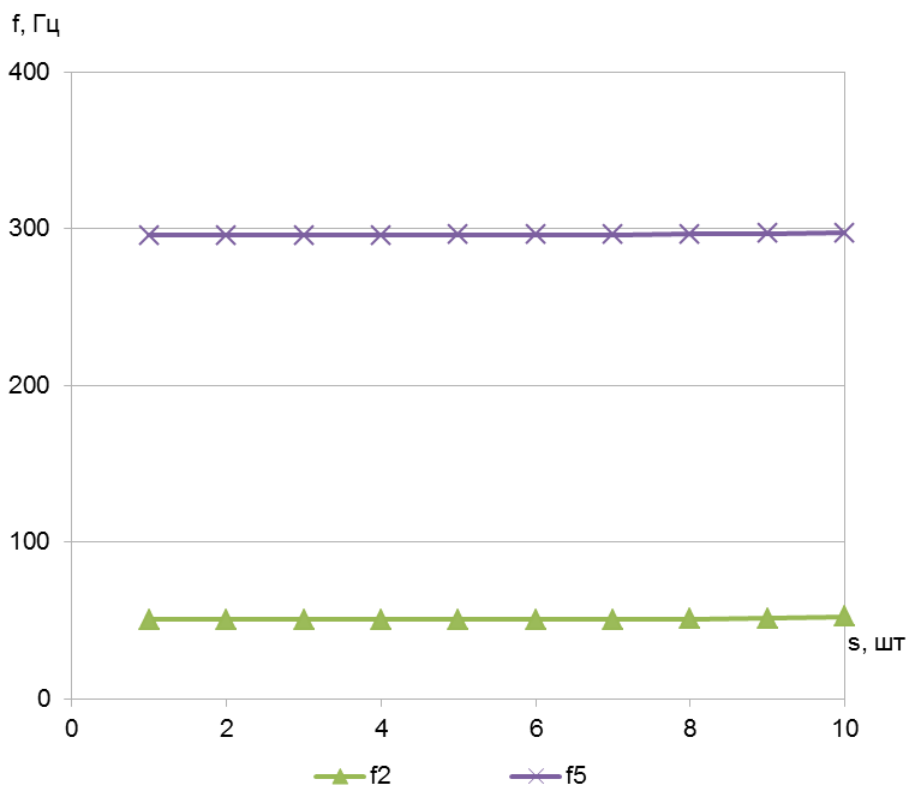


Рисунок 4.17 – Графік залежності власних частот коливань f_i вертикального ВНА від кількості ступенів s , що викликані коливаннями корпусу

Дослідження показало, що при зменшенні кількості ступенів з 10 до 1 перша власна частота зменшується на 41%, друга – на 4%, третя – 8%, четверта – на 8%, п'ята – 0,5%. ДХ вертикального ВНА залежать від податливості кріплення до фундаменту, а основні елементи, що визначають цю податливість – це шпилька та бетонний фундамент. Шпилька замінена пружиною змінної жорсткості та досліджено її вплив на власні частоти коливань вертикального ВНА з урахуванням зміни ступінчастості. На рисунку 4.18 приведено графік залежності власних частот від податливості кріплення десяти та одно ступінчатого насоса.

На рисунках 4.19 показано форми коливань вертикального ВНА в залежності від податливості кріплення.

Вплив податливості кріплення вертикального ВНА на його динаміку суттєвий та посилюється в разі зміни ступінчастості ротора. Характерна зміна форм коливань в залежності від податливості кріплення зберігається аналогічно горизонтальним ВНА.

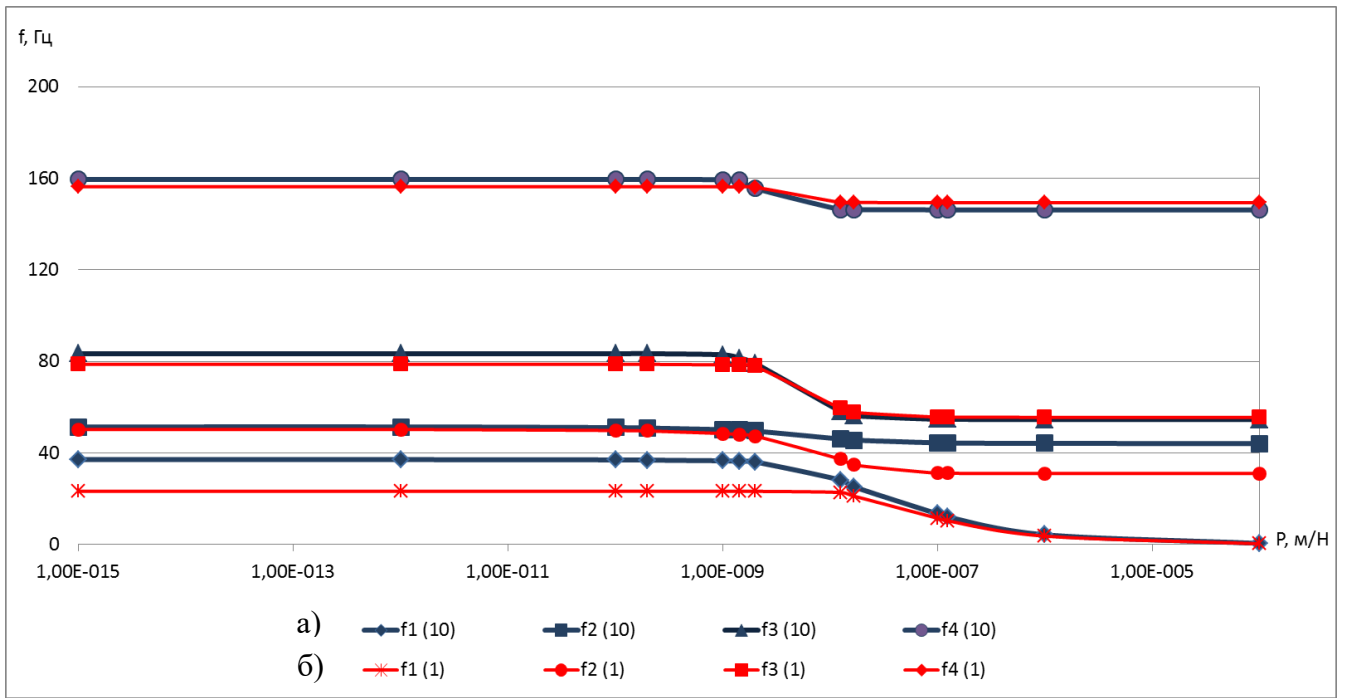


Рисунок 4.18 – Графік залежності власних частот від податливості кріплення агрегату до фундаменту: а) 10-ти ступінчатого насоса; б) 1-но ступінчатого насоса

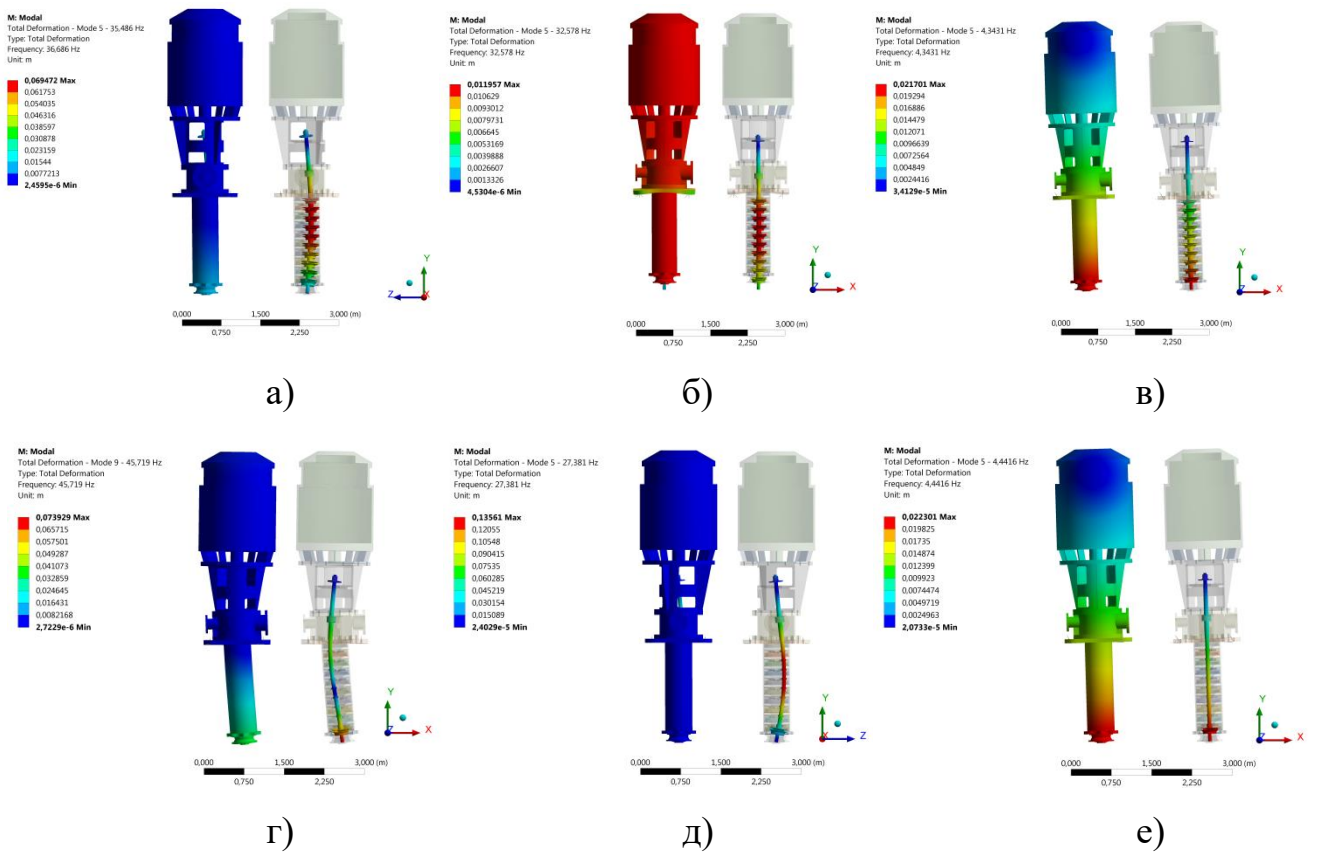


Рисунок 4.19 – Залежність першої форми коливань від податливості: 10-ти ступінчатого насоса: а) $P=1,0 \cdot 10^{-15}$ м/Н; б) $P=8,3 \cdot 10^{-9}$ м/Н; в) $P=1,0 \cdot 10^{-6}$ м/Н; 1-но ступінчатого насоса: а) $P=1,0 \cdot 10^{-15}$ м/Н; б) $P=8,3 \cdot 10^{-9}$ м/Н; в) $P=1,0 \cdot 10^{-6}$ м/Н

4.6 Висновки

4.6.1 Більшість вертикальних насосних агрегатів є податливими конструкціями.

4.6.2 Виконаний аналіз динамічних характеристик вертикальних ВНА, що відноситься до класифікації VS6, що приведено в API 610 (11-е видання).

4.6.3 Досліджено динамічні характеристики неконсервативної моделі ротора, консервативної моделі внутрішнього корпусу та неконсервативної моделі вертикального ВНА, тобто системи в цілому.

4.6.4 Встановлено, що динамічні характеристики окремих елементів суттєво відрізняється від ДХ системи вертикального ВНА в цілому, причому відносний вплив збільшується в залежності від зменшення жорсткості внутрішнього корпусу насоса.

4.6.5 Досліджено вплив ступінчастості насоса на динамічні характеристики вертикального ВНА.

4.6.6 Зміна ступінчастості насоса має вплив на першу власну частоту ротора. Це пояснюється зменшенням еквівалентної жорсткості ротора в районі його центра мас.

4.6.7 Побудовано залежність динамічних якостей вертикального ВНА від податливості його кріплення.

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУКТИВНІ СПОСОБИ ВІДЛАШТУВАННЯ ВІД РЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

У попередніх розділах були визначені динамічні характеристики неконсервативних динамічних систем відцентрових вертикального та горизонтального насосних агрегатів за допомогою сучасних програм, що реалізують розрахунок цих характеристик. Розроблена в процесі роботи методика розрахунку динамічних характеристик ВНА дає можливість виявити основні шляхи корегування параметрів елементів конструкції, що в якійсь мірі впливають на динамічні характеристики системи, та відлаштувати їх від резонансних режимів роботи.

Наведені нижче шляхи відлаштування від резонансних режимів у більшій мірі призначені для нових насосних агрегатів, що тільки проектуються. Деякі з них можна застосовувати і до насосних агрегатів, що знаходяться в експлуатації.

5.1 Ротор

Ротор відцентрового насоса є однією з найбільш складних і відповідальних складальних одиниць і багато в чому визначає надійність насоса в цілому. Та поряд з цим, саме ротор насоса є головним джерелом втрати стійкості динамічної системи насосного агрегату.

Динамічні характеристики ротора відцентрового насоса залежать не тільки від його маси та жорсткості валу, але й від жорсткості підшипників ковзання або кочення та шпаринних ущільнень.

5.1.1 Шпаринні ущільнення та підшипники

На рисунку 5.1 приведена конструкція шпаринних ущільнень ротора та розвантажувального пристрою відцентрового живильного насоса.

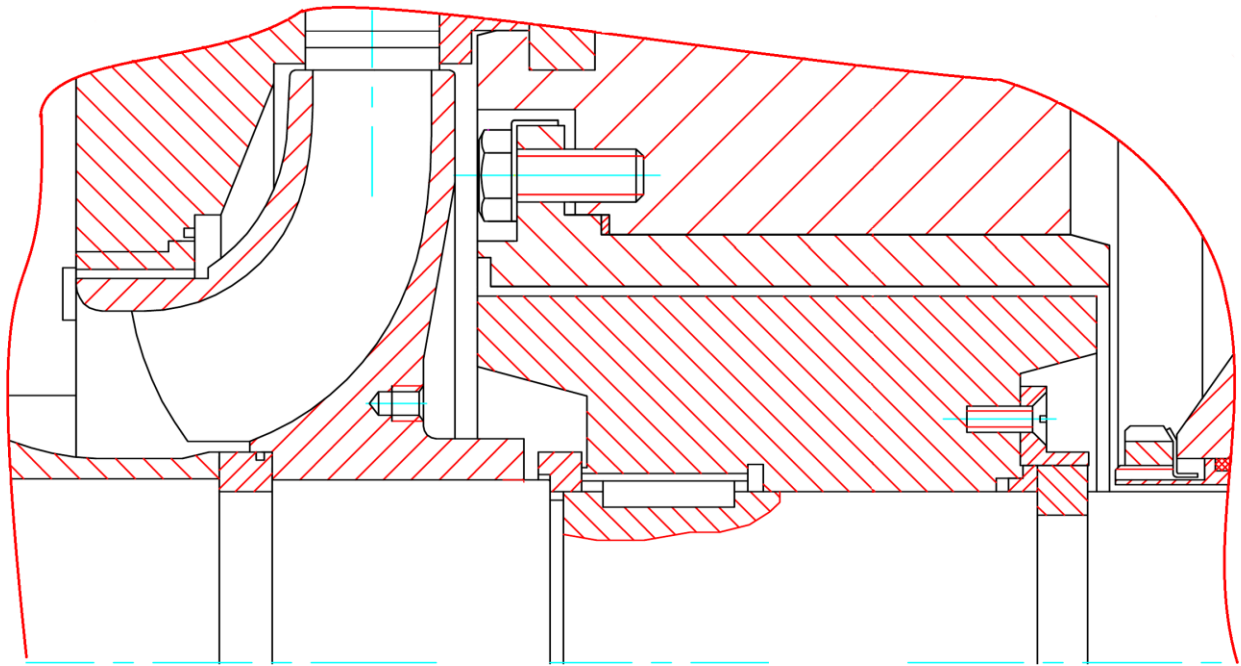


Рисунок 5.1 – Конструкція шпаринних ущільнень ротора та розвантажувального пристрою

Згідно з формулами 1.5 та 1.9, змінити динамічні характеристики ротора за допомогою шпаринних ущільнень можна шляхом редагування його параметрів r , l , h_0 та перепаду напору ΔP на шпаринному ущільненні.

Аналогічний вплив на динамічні характеристики ротора мають підшипники ковзання та кочення, тобто, змінюючи параметри μ , ω , D , L , W , h – для підшипників ковзання, та d_w , W_z , γ – для підшипників кочення, можна змінити динамічні характеристики ротора.

5.1.2 Вал та деталі ротора

Оскільки власні частоти коливань ротора залежать лише від жорсткості й маси його валу (якщо не враховувати підшипники та шпаринні ущільнення), то і параметрами, що впливають на динаміку, будуть довжина, діаметр валу та маса ротора. У випадку зміни довжини валу, необхідно враховувати і зміну довжини, як мінімум, конструкцій корпусів підшипників і / або корпусу насоса.

Також вплинути на динамічні характеристики ротора можна, використовуючи пустотілий вал. У такому випадку жорсткість ротора майже не змінюється, а маса суттєво зменшується.

5.2 Корпус підшипника

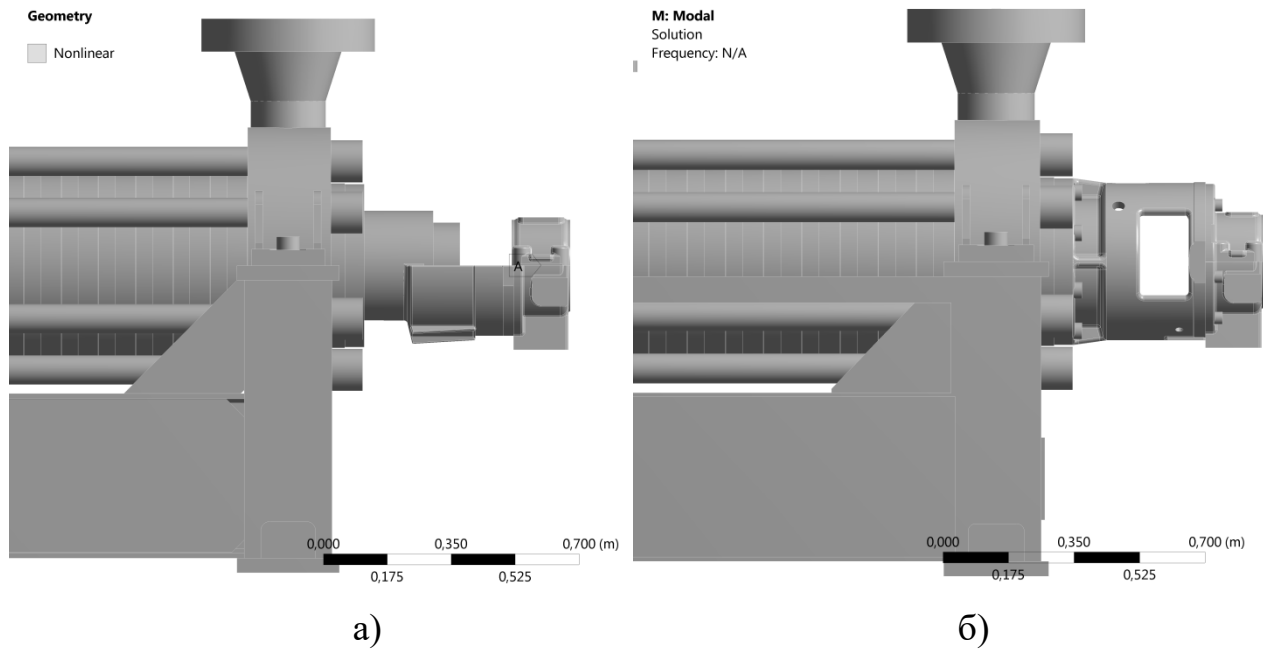
Основним елементом кріплення ротора до корпусу насоса є корпуси підшипників із кронштейнами. У свою чергу конструкція корпусу підшипникової опори з кронштейном має певну власну частоту коливань. А це означає, що власна частота коливань може співпасти з будь-якою збуджуючою частотою та привести до резонансу.

Оскільки ротор насоса має відносно невеликі зазори в шпаринних ущільненнях 0,2 – 0,4 мм та при роботі під дією збуджуючих сил ротор має певний динамічний прогин, то конструкція корпусів підшипників повинна мати малу податливість. Іншими словами, конструкція корпусів підшипників повинна бути жорсткою для того, щоб при роботі насоса не відбулось заклинювання ротора внаслідок дотику до статора.

Якщо при розрахунках динамічних характеристик відцентрових горизонтальних насосів виявлені резонансні режими роботи, що викликані співпадінням власних частот коливань конструкцій корпусів підшипникових опор з будь-якою збуджуючою частотою, то необхідно змінити конструкцію корпусу підшипникової опори. Це можна зробити декількома способами, серед яких зміна осьової довжини та зміна маси конструкції корпусу підшипникової опори. Проте ці методи можуть іти в протиріччя з вимогами до габаритних розмірів агрегату (при збільшенні довжини) або неможливості укорочення кронштейну підшипника у зв'язку з малим простором доступу до кінцевого ущільнення, або можливою підвищеною температурою підшипників у зв'язку з малим об'ємом мастила в картері.

Основним методом підвищення жорсткості корпусу підшипникової опори є збільшення діаметру фланцевого кріплення. На рисунку 5.2 показано

конструкції корпусів підшипникових опор – підшипник із коритом (5.2 а) та підшипник із кронштейном і фланцевим кріпленням (5.2 б).



а) підшипникова опора із коритом

б) підшипникова опора із кронштейном та фланцевим кріпленням

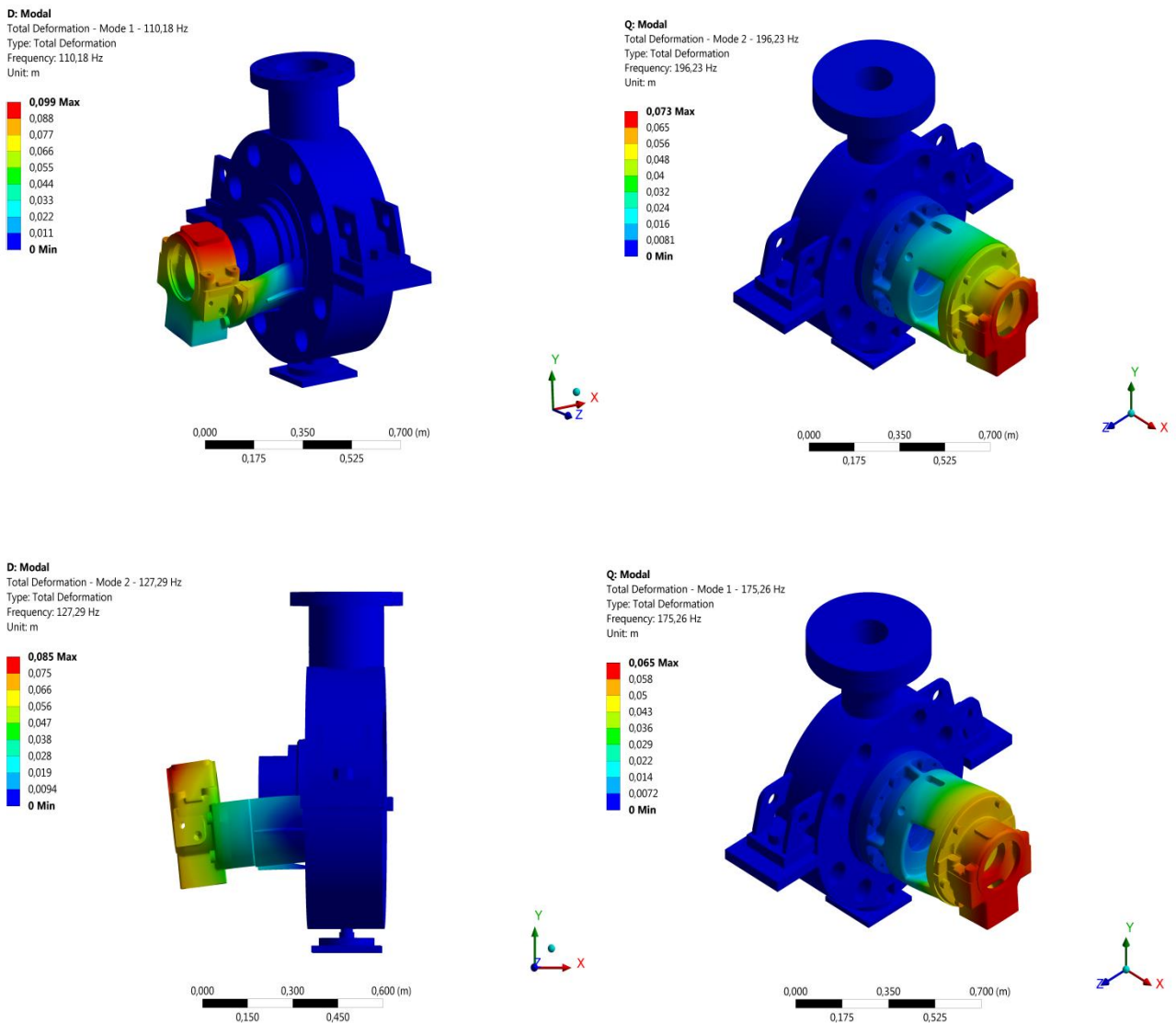
Рисунок 5.2 – Основні конструкції корпусів підшипникових опор

Результати розрахунку власних частот коливань конструкцій корпусів підшипникових опор, що приведені на рисунку 5.2, приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку власних частот коливань конструкцій корпусів підшипникових опор

Номер власної частоти	Власна частота коливань, Гц	
	Підшипник із коритом	Підшипник із кронштейном та фланцевим кріпленням
1	110	196
2	127	175

На рисунку 5.3 приведено форми коливань конструкцій корпусів підшипникових опор, що приведені на рисунку 5.2.



а)

б)

а) підшипник із коритом

б) підшипник із кронштейном та фланцевим кріпленням

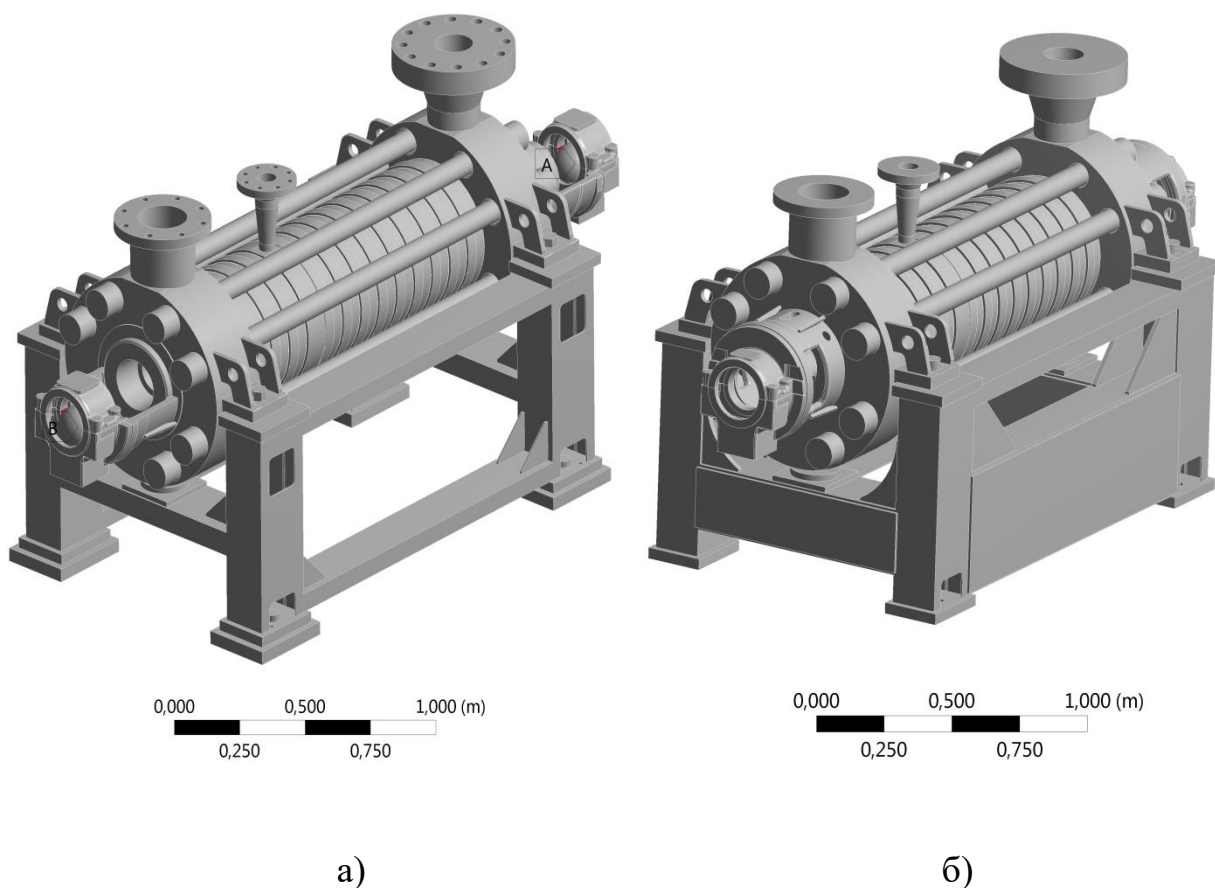
Рисунок 5.3 – Форми коливань конструкцій корпусів підшипникових опор

Розрахунок власних частот коливань конструкцій корпусів підшипникових опор слід проводити з урахуванням маси ротора, що опирається на вкладиш підшипника.

5.3 Рама насоса

Основним елементом кріплення відцентрового горизонтального насоса до фундаменту є рама. Від рами, в значній мірі, залежать динамічні характеристики насоса, тобто рама насоса повинна мати певну жорсткість для того, щоб власні частоти коливань динамічної підсистеми «Насос – рама – фундамент» були відлаштовані від резонансних режимів роботи.

Підхід до зміни конструкції рами відцентрового насоса буде індивідуальний для певного типорозмірного ряду. На рисунку 5.4 приведено приклад збільшення жорсткості рами для відлаштування власних частот коливань підсистеми «Насос – рама – фундамент» від резонансу.



а) рама до модернізації

б) рама після модернізації

Рисунок 5.4 – Приклад збільшення жорсткості рами

Насос, який встановлено на першу раму (рис. 5.4а), має власну частоту коливань, що знаходиться близько до збуджуючої частоти. У даному випадку збуджуючою частотою виступає обертова частота, що складає 49,5 Гц. На рисунку 5.5 приведено форму коливань консервативної динамічної підсистеми «насос – рама – фундамент».

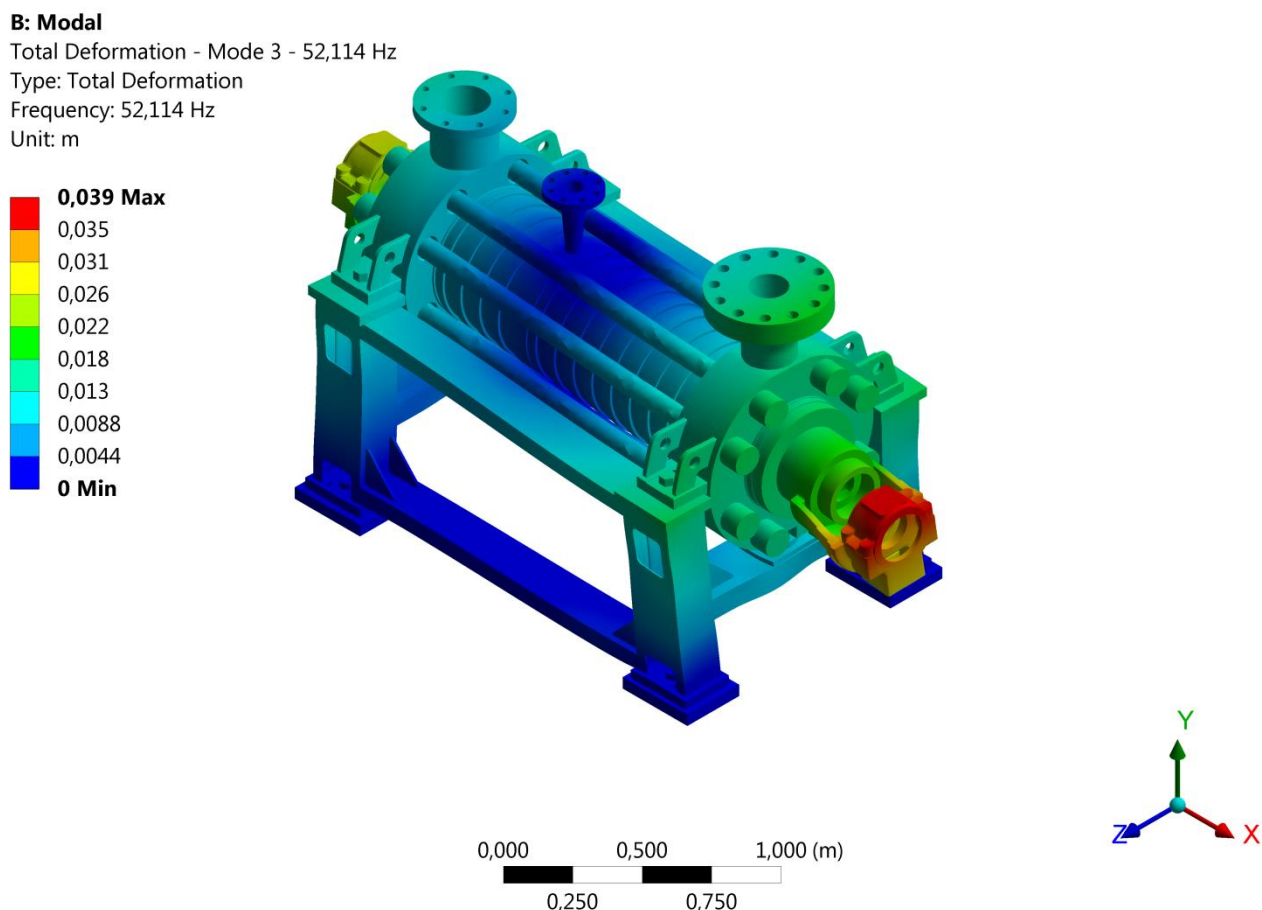


Рисунок 5.5 – Форма коливань консервативної динамічної підсистеми «насос – рама – фундамент»

За порядковим номером власна частота коливань консервативної динамічної підсистеми «насос – рама – фундамент» (рис. 5.5), що складає 52 Гц, є третьою власною частотою коливань. Перша власна частота коливань складає 39 Гц. Виходячи з цих цифр, можна констатувати відносно малу жорсткість або велику податливість цієї рами (рис. 5.4а), тому цю раму було модернізовано (рис. 5.4б). Перша власна частота коливань підсистеми «насос – модернізована

рама – фундамент» складає 59 Гц, тобто коефіцієнт відлаштування k від резонансу складає:

$$k = \frac{f_1 - f_0}{f_0} 100\% = \frac{59,1 - 49,5}{49,5} 100\% = 19,4\%$$

На рисунку 5.6 приведено форму коливань консервативної динамічної підсистеми «насос – модернізована рама – фундамент».

M: Modal

Total Deformation - Mode 1 - 59,18 Hz

Type: Total Deformation

Frequency: 59,18 Hz

Unit: m

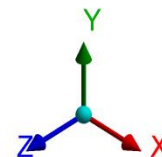
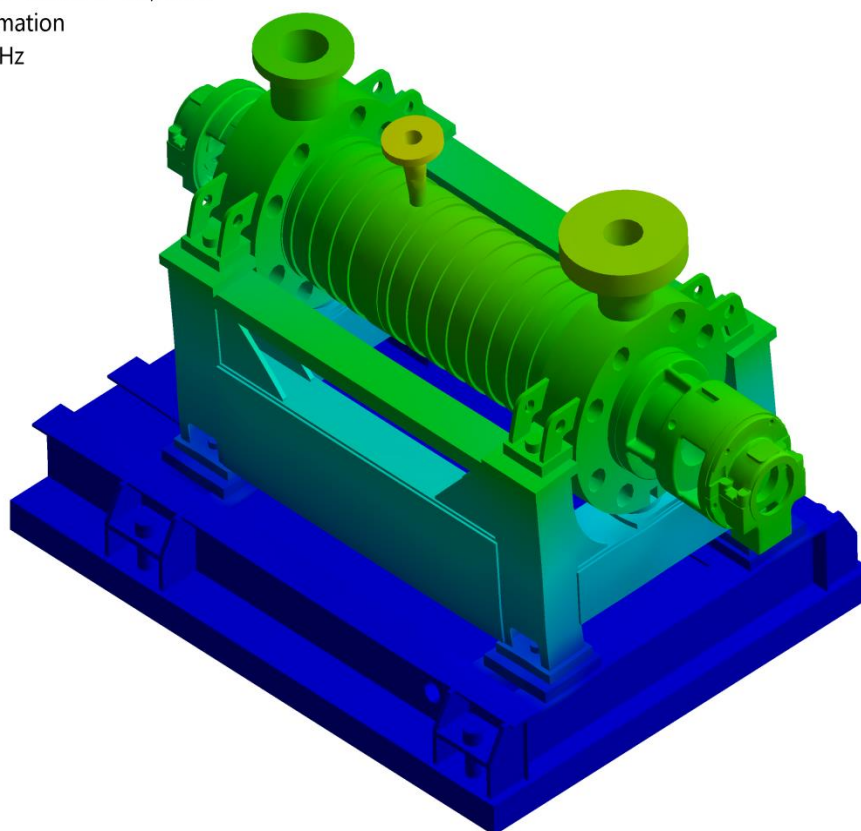
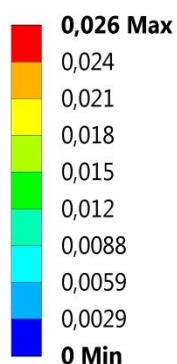


Рисунок 5.6 – Форма коливань консервативної динамічної підсистеми «насос – модернізована рама – фундамент»

Отже, шляхів модернізації рами відцентрового горизонтального насоса безліч. Основний принцип відлаштування від резонансу: зміна жорсткості рами в напрямку коливань на власній частоті.

5.4 Ліхтар електродвигуна вертикального насоса

Оскільки габарити вертикальних насосних агрегатів можуть сягати 17 і більше метрів, то спроектувати жорстку конструкцію вельми проблематично, собівартість такої машини буде не помірно високою. Враховуючи податливість конструкції, аналіз динамічних характеристик таких машин повинен включати в себе якомога менше спрощень для більш точної оцінки власних частот та побудови спектрограми власних і збуджуючих частот коливань.

Ліхтар електродвигуна вертикального ВНА є одним із найпроблемніших елементів динамічної системи агрегату, оскільки на фоні достатньо великої маси привода має значну податливість. Це може призвести до резонансних коливань агрегату, якщо на етапі проектування машини не проведений аналіз ДХ. На рисунку 5.7 показано форму коливань вертикального ВНА на власній частоті 16,8 Гц, що приводить до резонансу, оскільки обертова частота складає 16,5 Гц.

Як видно з рисунку 5.7, коливання викликані відносно малою жорсткістю ліхтаря електродвигуна вертикального насосного агрегату. Для підвищення власної частоти коливань вертикального насосного агрегату необхідно або збільшити діаметр фланцевого з'єднання, або додати більшу кількість ребер жорсткості, або використати товщий листовий метал при виготовленні ліхтаря. Підвищення жорсткості ліхтаря електродвигуна вертикального насосного агрегату призведе до підвищення вартості агрегату, як мінімум за рахунок збільшення металоємності конструкції. Звідси випливає, що зменшення жорсткості конструкції ліхтаря економічно доцільніше. На рисунку 5.8 приведено приклад відлаштування від резонансу вертикального насосного агрегату шляхом «вирізання вікон» та зменшення жорсткості ліхтаря електродвигуна.

F: Modal
 Total Deformation - Mode 2 - 16.788 Hz
 Type: Total Deformation
 Frequency: 16.788 Hz
 Unit: m

0.017 Max
 0.015
 0.013
 0.012
 0.0096
 0.0077
 0.0058
 0.0039
 0.0019
0 Min

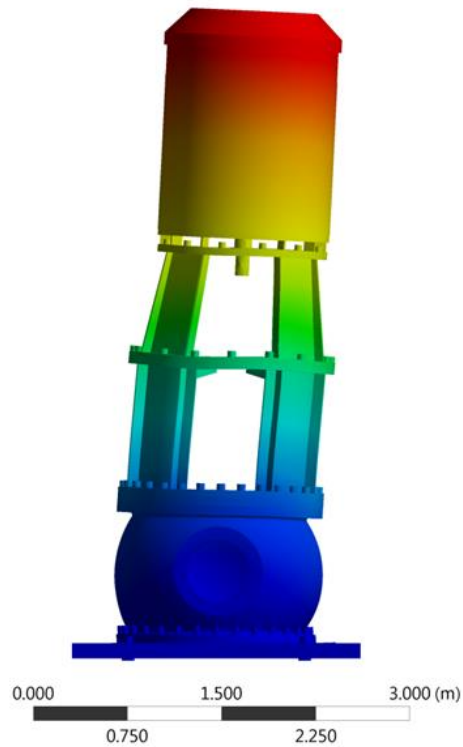


Рисунок 5.7 – Форма коливань вертикального ВНА на критичній частоті обертання

F: Modal
 Total Deformation - Mode 2 - 14.292 Hz
 Type: Total Deformation
 Frequency: 14.292 Hz
 Unit: m
 05.12.2016 9:29

0.016 Max
 0.015
 0.013
 0.011
 0.0091
 0.0073
 0.0055
 0.0037
 0.0018
0 Min

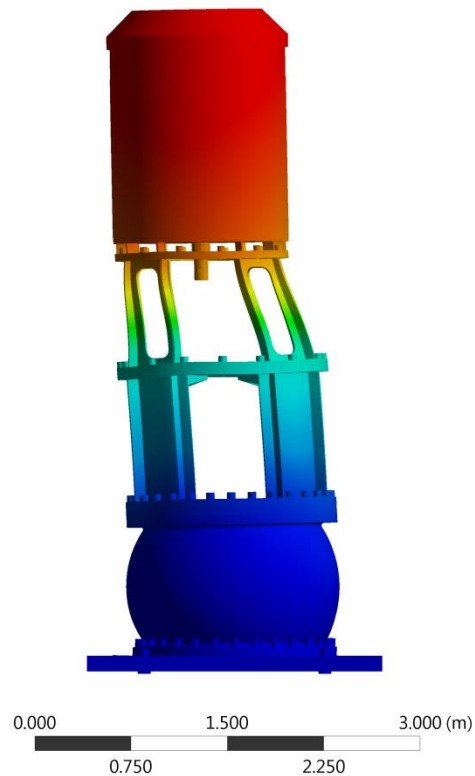


Рисунок 5.8 – Форма коливань вертикального ВНА після зменшення жорсткості ліхтаря електродвигуна

Отже, в результаті зменшення жорсткості ліхтаря шляхом «вирізання вікон», власна частота коливань зменшилась до 14,3 Гц. Даний метод був використаний на вертикальному насосному агрегаті, що знаходиться в експлуатації. Спочатку було констатовано, що середнє квадратичне значення віброшвидкості в районі розміщення підшипникових опор електродвигуна значно перевищує значення, встановлені технічними вимогами (4,5 мм/с), при тому, що двигун вмикали в роботу на холостому ході. Вібрація складала: нижній підшипник електродвигуна – 9,3 мм/с, верхній підшипник електродвигуна – 11,3 мм/с, при допустимій вібрації до 4,5 мм/с. Далі методом імпульсного збудження коливань встановлено, що власна частота коливань вертикального ВНА складає 16,8 Гц.

Шляхом зменшення жорсткості ліхтаря електродвигуна, як показано на рисунку 5.8, власна частота коливань вертикального ВНА складала 14,4 Гц. При цьому середнє квадратичне значення віброшвидкості як на підшипнику насоса, так і на підшипниках електродвигуна не перевищують 2,0 мм/с.

До деяких насосних агрегатів висуваються вимоги щодо зміни робочої частоти обертання в діапазоні 50% – 100% від максимальної розрахункової. У такому випадку можуть виникати резонансні коливання окремих елементів конструкції насосного агрегату, що не завжди вдається навіть на етапі проектування вивести за робочий діапазон частот обертання.

Таким є насосний агрегат зливу сепарату, що призначений для перекачування пари з теплообмінних апаратів енергетичних блоків електростанцій. Діапазон робочих частот обертання ротора цього насоса, за умови використання частотно-регульованого перетворювача, може становити 12,5 Гц – 25,0 Гц (750 об / хв – 1500 об / хв).

Геометрична модель конструкції насосного агрегату зливу сепарату приведена на рисунку 5.9.

Виконані розрахунки показують, що власні частоти коливань динамічної підсистеми «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун» насосного агрегату знаходяться в межах діапазону робочих частот обертання.

Geometry

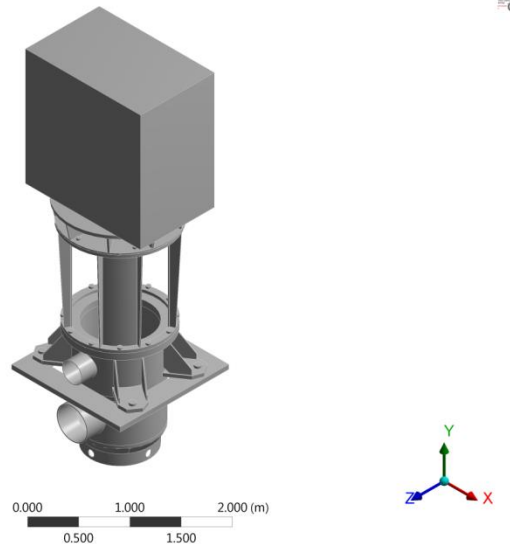


Рисунок 5.9 – Геометрична модель насосного агрегату зливу сепаратну

На рисунках 5.10 – 5.11 показані форми коливань насосного агрегату, що відповідають другій і третій власним частотам коливань і рівні $f_2 = 14,8$ Гц і $f_3 = 28,3$ Гц. Слід зазначити, що перша і друга власні частоти коливань підсистеми «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун» насосного агрегату зливу сепарату відрізняються лише площиною коливань і складають $f_1 = 14,4$ Гц і $f_2 = 14,8$ Гц.

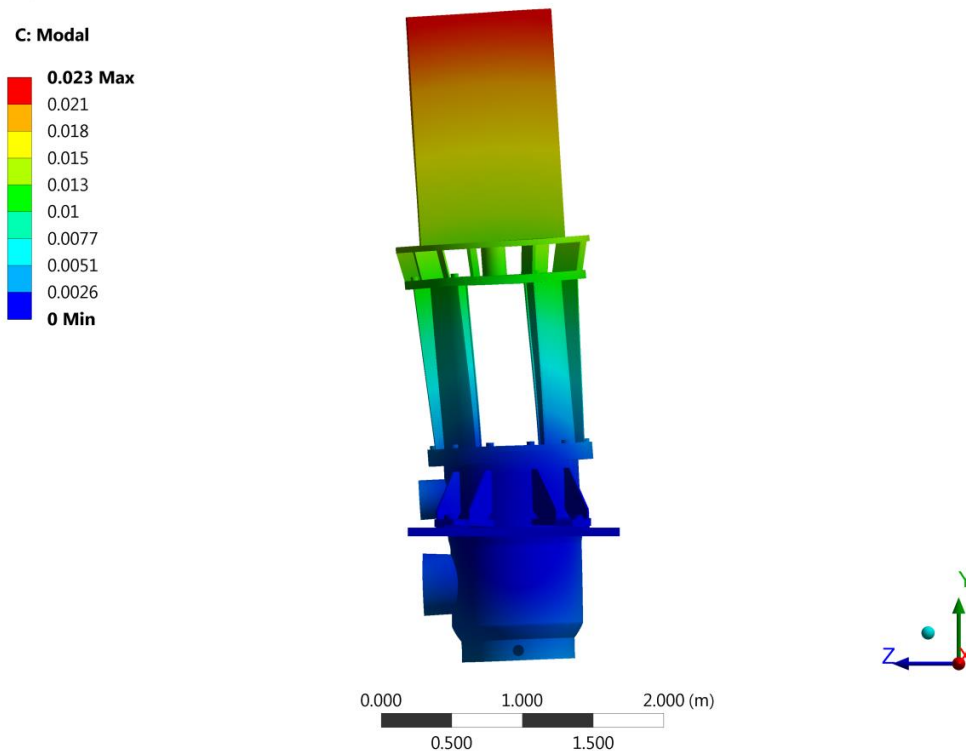


Рисунок 5.10 – Перша форма коливань конструкції насосного агрегату

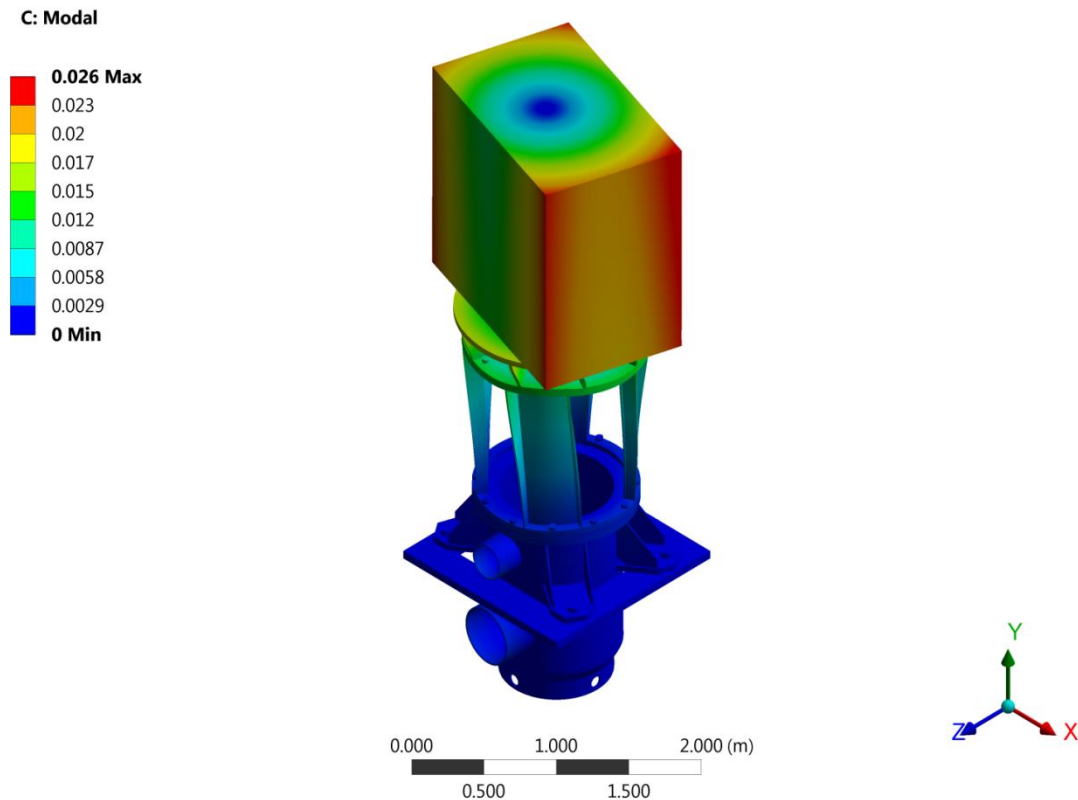


Рисунок 5.11 – Форма коливань конструкції насосного агрегату зливу сепарату, що відповідає третій власній частоті коливань

Існує декілька шляхів вирішення даної проблеми. Нижче приведені два основні способи відлаштування підсистеми «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун» від резонансу.

5.4.1 Пропуск частотних діапазонів

Перший спосіб. У разі використання в складі ВНА перетворювача частоти, то діапазон зміни робочої частоти обертання валопроводу може лежати від 0% до 100%, а то і вище, номінальної частоти обертання. У зв'язку з цим можуть виникати резонансні коливання конструкції агрегату.

Деякими нормативними документами, наприклад [123], допускається, за погодженням із Замовником насосного агрегату, встановлювати пропуск допустимих частотних діапазонів у зв'язку з наявністю резонансу в цьому діапазоні частот обертання. Цей шлях прийнятний у разі, якщо насосний агрегат знаходиться в експлуатації та немає можливості змінити його конструкцію.

5.4.2 Зміна конструкції ліхтаря

На етапі розробки модернізованої конструкції ВНА зливу сепарату необхідно провести розрахункові дослідження щодо змін конструкції ліхтаря електродвигуна, що спрямовані на досягнення відлаштування від резонансних режимів роботи. Синхронна номінальна частота обертання валопроводу насосного агрегату зливу сепарату складає 25 Гц, робочий діапазон частот обертання – від 12,5 Гц до 25 Гц.

Складність полягає в наступному: перша власна частота коливань конструкції, форма коливань якої має характер згинної, становить 14,8 Гц (рис. 5.10), а друга власна частота коливань, форма коливань якої має характер крутильної, – 28,3 Гц (рис. 5.11), тобто перша власна частота коливань потрапляє в діапазон робочих частот обертання, а друга – розташована в безпосередній близькості до максимальної постійної частоти обертання.

Ідея збільшення згинної жорсткості конструкції ліхтаря електродвигуна не раціональна, позаяк це вимагає збільшення маси і габаритів як ліхтаря, так і напірного корпусу і призводить до істотного збільшення собівартості і металоємності продукції.

На рисунку 5.12 показаний схематичний спектр власних частот коливань вихідної конструкції і робочий діапазон частот обертання.

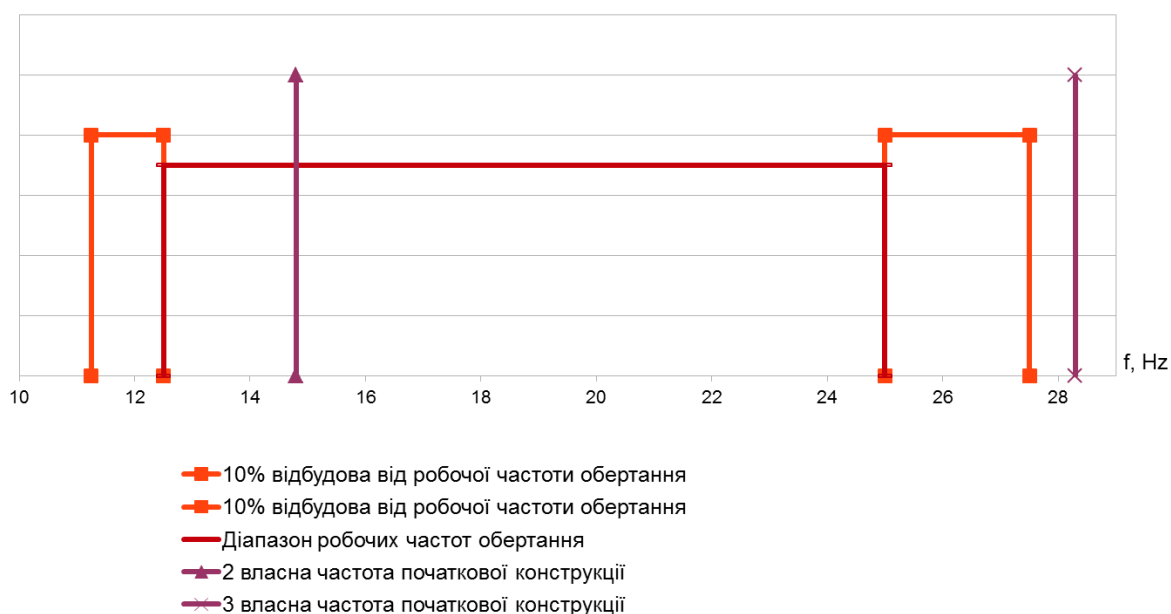


Рисунок 5.12 – Спектр власних частот і робочий діапазон частот обертання

Очевидним рішенням цієї задачі є зменшення значення першої власної частоти коливань конструкції ліхтаря ВНА за рахунок зниження згинної жорсткості при одночасному збереженні крутильної таким чином, щоб перша власна частота коливань конструкції стала менше, ніж на 10% від мінімальної робочої частоти обертання, а друга власна частота коливань конструкції залишилася вищою більш, ніж на 10% від максимальної робочої частоти обертання (див. рис. 5.12).

Далі проведено аналіз впливу конструкції ліхтаря ВНА на динамічні характеристики підсистеми «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун», за результатами якого вдалося створити конструкцію ліхтаря, що задовольняє вихідні вимоги. На рисунку 5.13 наведена остаточна конструкція ліхтаря ВНА.

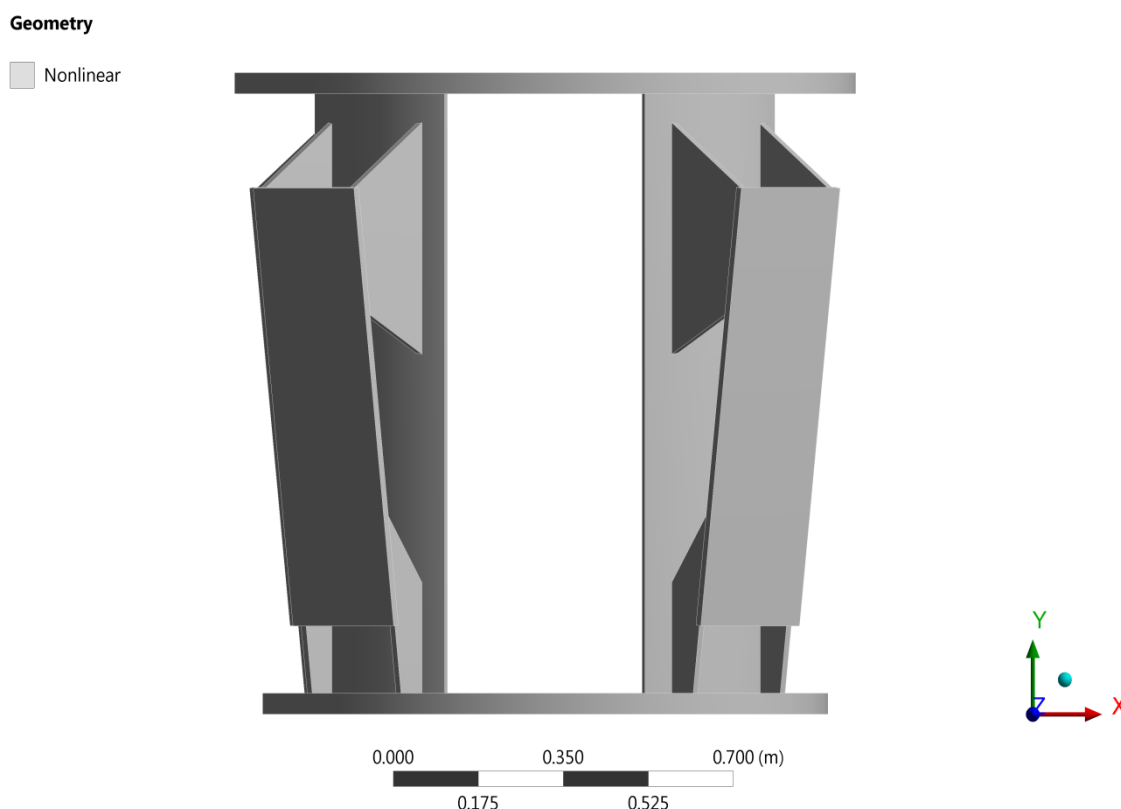
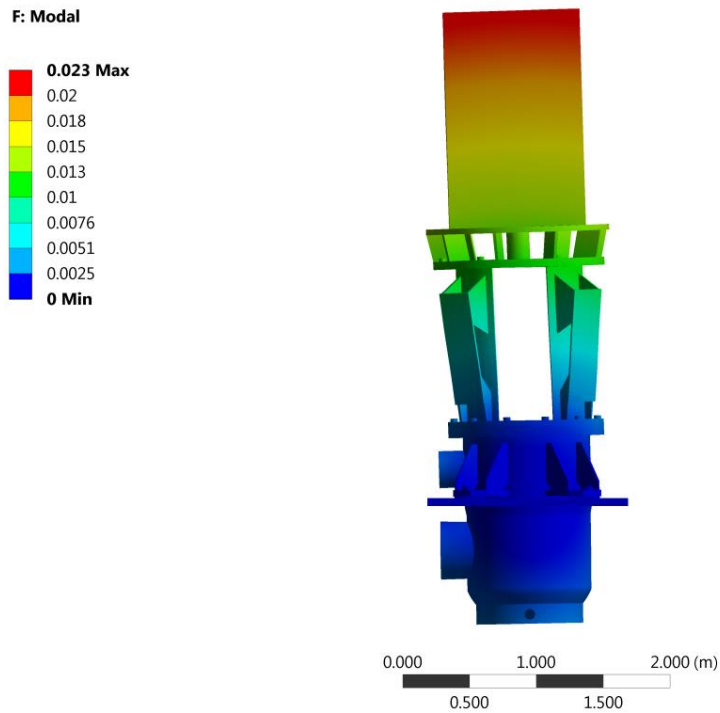


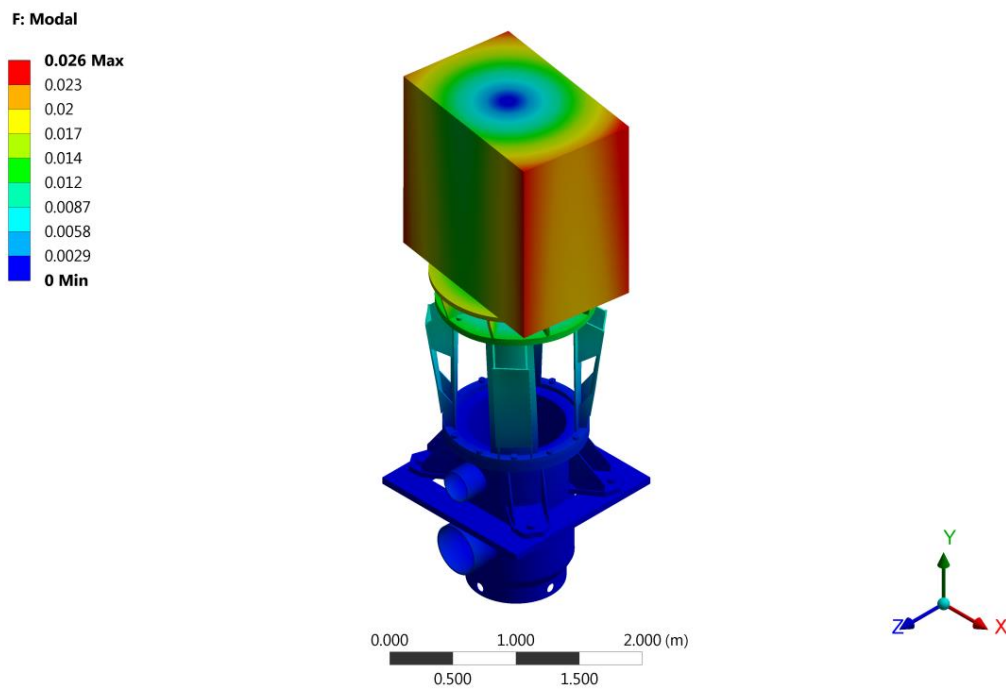
Рисунок 5.13 – Остаточна конструкція ліхтаря

У результаті розрахунку перша власна частота коливань остаточної конструкції становить 10,2 Гц, друга – 10,5 Гц, а третя – 27,9 Гц. На рисунку 5.14

наведено форми, що відповідають другій (рис. 5.14а) і третій (рис. 5.14б) власним частотам коливань конструкції.



а)



б)

Рисунок 5.14 – Форми коливань конструкції насосного агрегату зливу сепарату

На рисунку 5.15 зіставлено спектри власних частот коливань початкової і остаточної конструкцій та показано робочий діапазон частот обертання ВНА зливу сепарату.

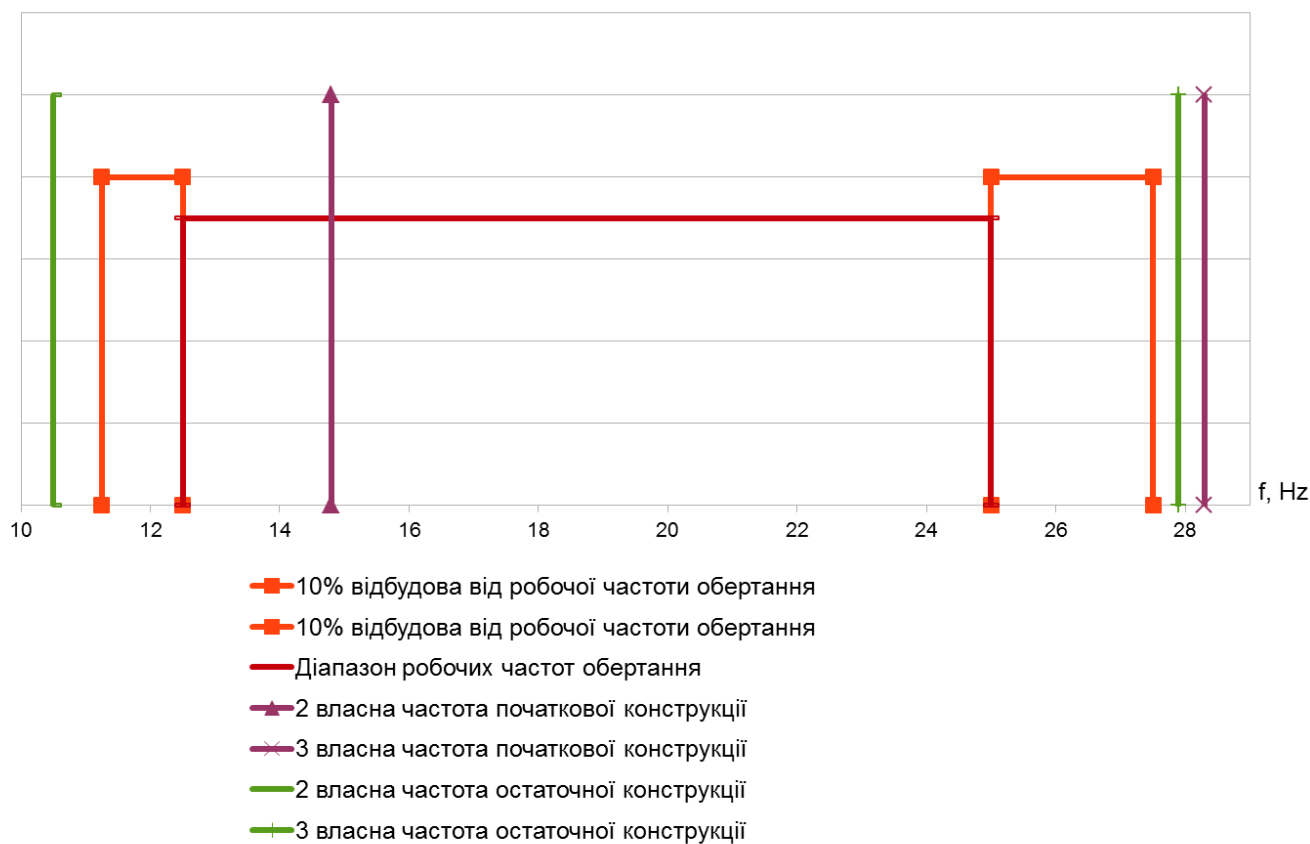


Рисунок 5.15 – Спектр власних частот коливань початкової та остаточної конструкцій і робочий діапазон частот обертання

Як видно з рисунка 5.15, перша власна частота коливань динамічної підсистеми «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун» нижче за мінімальну робочу частоту обертання валопроводу ВНА зливу сепарату, а третя – вище за максимальну робочу частоту обертання. Отже, конструкція ліхтаря забезпечує безрезонансний режим роботи насосного агрегату в робочому діапазоні частот обертання.

5.5 Внутрішній корпус вертикального насоса

Внутрішній корпус вертикального насоса здебільшого недоступний для аналізу його вібраційних характеристик тому, що він знаходиться в зовнішньому

корпусі. Але в результаті резонансних коливань амплітуди переміщень можуть сягати таких величин, що або відбудеться заклинювання ротора внаслідок дотику до статора, або вийде зі строю окремих елементів кріплення секцій внутрішнього корпусу та приведе до розгерметизації, втрати ККД насоса та аварії з непередбачуваними наслідками.

З вище описаного робимо слідуюче, що при проектуванні потрібно уважно підійти до визначення динамічних характеристик внутрішнього корпусу. У випадку збігу власної частоти коливань зі збуджуючою частотою потрібно змінити конструкцію внутрішнього корпусу насоса. Основним методом зміни власної частоти коливань буде збільшення діаметру секцій за рахунок введення вертикальних ребер жорсткості. Ще одним дієвим способом відлаштування від резонансу буде варіація між кріпленням секцій одна до одної, тобто, якщо кріплення секцій виконано «пакетом» (рис. 4.4), можна використати кріплення «секція до секції» і навпаки.

5.6 Висновки

5.6.1 Розглянуто основні конструктивні способи відлаштування відцентрових вертикальних та горизонтальних насосних агрегатів від резонансних режимів роботи.

5.6.2 Одним з найбільш дієвих способів відлаштування від резонансів буде зміна діаметру або довжини елемента насосного агрегату, що викликає резонансні коливання.

5.6.3 Встановлено, що власні частоти коливань конструкції «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун» вертикального насосного агрегату обумовлені як згинними, так і крутильними коливаннями, що розташовані поблизу частоти обертання й області найбільш інтенсивних сейсмічних збуджень.

5.6.4 За результатами досліджень з'ясовано, що ліхтар електродвигуна є одним із найпроблемніших елементів конструкції вертикальних ВНА, з точки зору динаміки.

5.6.5 Для відлаштування власних частот коливань вертикальних ВНА від резонансних режимів роботи запропоновано два напрями. Перший – з робочого діапазону частот обертання ротора виключити діапазон резонансних коливань конструкції. Другий – створити оптимальну конструкцію ліхтаря електродвигуна, що забезпечить відсутність резонансів у діапазоні частот обертання.

5.6.6 Експериментальним шляхом доведено адекватність приведених конструктивних способів відлаштування відцентрових вертикальних та горизонтальних насосних агрегатів від резонансів.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача по забезпеченню вібронадійності насосного обладнання АЕС, що базується на створенні достовірної математичної моделі динамічної системи ВНА в цілому.

Основні результати роботи полягають у наступному.

1. У процесі досліджень було розроблено математичну модель динамічної підсистеми «ротор – корпус підшипникової опори» двокорпусного живильного ВНА. Встановлено, що податливість корпусу підшипникової опори значною мірою впливає на ДХ ротора насоса. Для отримання ДХ ротора необхідно проводити розрахунок жорсткості конструкцій корпусів підшипникових опор. Цей розрахунок доцільно виконувати за допомогою сучасних спеціалізованих програмних середовищ, що використовують графічний редактор для побудови розрахункових моделей, наприклад, «Ansys Workbench». Результати розрахунку жорсткостей конструкцій корпусів підшипникових опор слугують вхідними даними для розрахунку ДХ роторної підсистеми відцентрового насоса.

Встановлено, що при визначенні ДХ ротора відцентрового насоса для розрахунку по вибору основних розмірів слід використовувати спеціальні програми, що реалізують балкові моделі. Результати розрахунку динаміки ротора за допомогою таких програм виявляються досить близькими до отримуваних за допомогою універсального програмного продукту «Ansys Workbench». Розрахунок за допомогою останнього займає відносно багато часу, тому його доцільно застосовувати в якості заключного, тобто контрольного. При необхідності перегляду багатьох варіантів параметрів конструкції ротора (наприклад, з огляду на діапазон їх змін у процесі експлуатації або при розгляді багатьох варіантів конструкції у процесі проектування) доцільніше використовувати спеціалізовані програми, що реалізують балкові моделі.

Визначено діапазон податливостей корпусів підшипників, що впливає на ДХ ротора. Побудовано графік залежності ДХ ротора від податливостей корпусів

підшипників. Встановлено, що податливості корпусів підшипників значною мірою впливають на ДХ ротора насоса.

2. Розроблено достовірну математичну модель системи «ротор – корпус – фундамент» двокорпусного живильного ВНА. Встановлено, що для визначення ДХ горизонтальних ВНА необхідно розглядати систему в цілому, позаяк власні частоти коливань окремих підсистем суттєво відрізняються від відповідних власних частот динамічної системи «живильний насосний агрегат – віброплатформа» в цілому.

На прикладі двокорпусного живильного насосного агрегату складено характерний частотний спектр системи «живильний насосний агрегат – віброплатформа».

У процесі роботи розроблено методіку створення математичної моделі системи двокорпусного живильного насосного агрегату, що встановлено на віброізолюваний фундамент. Запропоновано алгоритм визначення динамічних характеристик насосних агрегатів, який рекомендується застосовувати при проектуванні нових або модернізації старих горизонтальних насосних агрегатів АЕС.

Отримано залежність власних частот живильного насоса від податливості його кріплення. Встановлено, що власні форми коливань насоса змінюють характер коливань у залежності від податливості кріплення.

3. Виконано аналіз ДХ вертикального ВНА, конструкція якого відноситься до класифікації VS6, що приведено в API 610. Досліджено ДХ основних підсистем та неконсервативної моделі вертикального ВНА, тобто системи в цілому. Встановлено, що ДХ окремих моделей значно відрізняються від динамічних характеристик системи вертикального агрегату в цілому.

Досліджено вплив ступінчастості насоса на динаміку вертикального ВНА. Зміна ступінчастості насоса значно впливає на першу власну частоту коливань ротора насоса, що пояснюється зменшенням еквівалентної жорсткості вала в районі центра мас ротора.

Побудовано графік залежності власних частот вертикального ВНА від податливості його кріплення. Встановлено, що власні форми коливань агрегату, аналогічно горизонтальним, змінюють характер коливань при зменшенні податливості кріплення.

4. Розглянуто основні конструктивні способи відлаштування вертикальних та горизонтальних ВНА від резонансних режимів роботи. Одним із найбільш дієвих способів відлаштування від резонансів є зміна діаметру або довжини елемента насосного агрегату, що викликає резонансні коливання.

Власні частоти коливань конструкції «напірний корпус – ліхтар – електродвигун» вертикального ВНА приймають вигляд як згинних, так і крутильних коливань та розташовані поблизу частоти обертання ротора й області найбільш інтенсивних сейсмічних збуджень, при чому одним із найбільш проблемних елементів конструкції вертикальних насосних агрегатів, з точки зору динаміки, є ліхтар електродвигуна. Запропоновано два шляхи відлаштування від резонансних режимів роботи вертикальних насосних агрегатів, у яких змінна частота обертання. Перший – виключити з робочого діапазону частот обертання діапазон резонансних коливань конструкції. Другий – полягає у створенні такої конструкції ліхтаря електродвигуна, що гарантує безрезонансний режим роботи на всьому діапазоні частот обертання.

Експериментальним шляхом доведено ефективність запропонованих конструктивних способів відлаштування відцентрових вертикальних та горизонтальних насосних агрегатів від резонансів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ГП «НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ»: Стратегія розвитку ядерної енергетики. URL: http://www.energoatom.kiev.ua/ru/about/strategy/nuclear_power_engineering (дата звернення: 08.06.2018).
2. Симоновский В.И. Особенности динамики роторов высокооборотных насосов первого контура АЭС / В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2009. – №4. – С. 90-99.
3. Симоновский В.И. Особенности динамики роторов насосов продувки-подпитки и расхолаживания первого контура АЭС / В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 – 23 квітня 2010 року) / Редкол.: О.Г.Гусак, В.Г.Євтухов. – Суми : СумДУ, 2010. – Ч.ІІ. – С. 55.
4. Ященко А.С. Исследование крутильных колебаний валопроводов высокооборотных электронасосных агрегатов / А.С. Ященко, В.И. Симоновский // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч.2. – С. 46-47.
5. Симоновский В.И. Расчетные оценки критических частот вращения валопроводов электронасосных агрегатов / В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2014. – №3(37). – С. 30-32.
6. Руденко А.А. Исследование собственных частот колебаний валопровода насосного агрегата системы безопасности АЭС / А.А. Руденко, В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Проблемы теории и практики центробежных машин. Монография / под ред. И. Б. Твердохлеба, А.В. Загорулько, С.Н. Гудкова. – Сумы: ООО «ПД «Папирус», 2014. – С. 378-385.

7. Руденко А.А. Особенности динамики вертикальных насосных агрегатов АЭС / А.А. Руденко, А.С. Яценко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 3. – С. 11-16.

8. Яценко А.С. Комплексный анализ динамических характеристик питательных насосных агрегатов АЭС / А.С. Яценко, Д.С. Вакула, А.Ф. Руденко, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2017. – №1(55). – С. 32-40.

9. Yashchenko A.S. Effect of Bearing Housings on Centrifugal Pump Rotor Dynamics / A.S. Yashchenko, A.A. Rudenko, V.I. Simonovskiy, O.M. Kozlov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering – «XV International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery HERVICON+PUMPS-2017». doi:10.1088/1757-899X/233/1/012054 (дата звернення: 08.06.2018).

10. Яценко А.С. Влияние корпусов подшипников на динамические характеристики ротора центробежного насоса / А.С. Яценко, А.А. Руденко, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Збірник доповідей учасників XV Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН +НАСОСИ-2017». – Суми : Територія, 2017. – С. 230-239.

11. Яценко А.С. Динаміка вертикальних насосних агрегатів / А.С. Яценко, А.А. Руденко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, О.М. Козлов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2017. – №3(57). – С. 13-20.

12. Яценко А.С. Динаміка вертикальних насосних агрегатів / А.С. Яценко, А.А. Руденко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика»: матеріали конференції. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С. 55.

13. Tkach P. Improvement of Cavitation Erosion Characteristics of the Centrifugal Inducer Stage with the Inducer Bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak,

S. Khovanskyu, V. Panchenko, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. –2018. – №4/8 (94). – С. 24-31. DOI:10.15587/1729-4061.2018.139392.

14. Яценко А.С. Підвищення вібронадійності відцентрових насосів АЕС // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2018. – №2(60). – С. 29-36.

15. ISO 20816-1:2016. Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 1: General guidelines. – 34 p.

16. ISO 20816-2:2017. Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 2: Land-based gas turbines, steam turbines and generators in excess of 40 MW, with fluid-film bearings and rated speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min. – 23 p.

17. ISO 10816-3:2009. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ. – 12 p.

18. ISO 10816-4:2009. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings. – 16 p.

19. ISO 10816-5:2000. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants. – 19 p.

20. ISO 10816-6:1995. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW. – 10 p.

21. ISO 10816-7:2009. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 7: Rotodynamic pumps for industrial applications, including measurements on rotating shafts. – 17 p.

22. ISO 10816-8:2014. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 8: Reciprocating compressor systems. – 27 p.

23. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие / Н.В. Григорьев, Н.Г. Беляковский, В.К. Дондошанский и др.; Под ред. Н.В. Григорьева. – Ленинград : Машиностроение, 1974. – 464 с.
24. Покровский Б.В., Рубинов В.Я. Шум и вибрация центробежных электронасосных агрегатов и методы их снижения. – М., 1981. – 46 с. (Насосостроение. Сер. ХМ-4: Обзорная информ. (ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ)).
25. Gulich J.F. Centrifugal Pumps. Second edition. – Springer, 2010. – 964 p.
26. Зотов Б.Н. Выбор числа лопаток колеса и направляющего аппарата центробежного насоса // Вестник машиностроения. 1972. – №11. – С. 33-36.
27. Зотов Б.Н. О выборе чисел лопаток колеса и направляющего аппарата центробежного насоса / Б.Н. Зотов, И.Д. Ямпольский // Вестник машиностроения. – 1974. – № 5. – С. 22-24.
28. Иоффе Р.Л. К исследованию влияния чисел лопастей рабочих колес гидродинамических машин на их виброакустические характеристики / Р.Л. Иоффе, В.И. Панченко // Машиноведение. – 1972. – № 1. – С. 20-24.
29. Покровский Б.В. Расчет уровней лопастных вибраций центробежных насосов / Б.В. Покровский, В.Я. Рубинов // Сб. научн. тр. ВНИИгидромаш. – 1982. – С. 115-121.
30. Покровский Б.В. Кавитация, шум и вибрация центробежных насосов // Сб. научн. тр. ВНИИгидромаш. – 1969. – № 39. – С. 50-74.
31. Покровский Б.В. Шум и вибрация центробежных насосов и меры по ее снижению // Сб. научн. тр. ВНИИгидромаш. – 1970. – № 41. – С. 118-132.
32. Вибрации в технике: Справочник. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
33. Нагорний В.М. Введення в технічну діагностику машин: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 482 с.
34. Нагорный В.М. Техническая диагностика машин. Учебное пособие. – Часть 1. Отказы машин и их физическая природа. – Сумы: Изд-во СумДУ, 2006. – 231 с.

35. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. – Ленинград: Машиностроение. –1977. – 288 с.
36. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1970. – 272 с.
37. Агафонов В.А. Вынужденные и самовозбуждающиеся вибрации роторов на подшипниках скольжения / А.В. Агафонов // Тр. ЦКТИ им. И.И. Ползунова. – 1964. – Вып. 47. – С. 46-55.
38. Артеменко Н.П. Гидростатические подшипники быстроходных машин // Исследование и проектирование опор и уплотнений быстроходных машин. – Харьков, ХАИ, 1975. – Вып. 3. – С. 5-16.
39. Бургвиц А.Г. Устойчивость движения валов в подшипниках жидкостного трения / А.Г. Бургвиц, Г.А. Завьялов. – М.: Машиностроение, 1964. – 148 с.
40. Кальменс В.Я. Исследование автоколебаний гибкого ротора на подшипниках скольжения // Колебания валов на масляной пленке. – М.: Наука, 1968. – С. 48-60.
41. Каринцев И.Б. Влияние щелевых уплотнений на автоколебания роторов центробежных насосов / И.Б. Каринцев, Ю.Я. Клигерман // Динамика и прочность машин. – 1979. – Вып. 29. – С. 104-107.
42. Каринцев И.Б. О влиянии щелевых уплотнений на вибрационное состояние роторов центробежных насосов / И.Б. Каринцев, З.П. Помогайбо // Динамика и прочность машин. – 1975. – Вып. 22. – С. 101-106.
43. Марцинковский В.А. Вибрации роторов центробежных машин: в 2 книгах. – Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. – Сумы: Изд-во СумДУ, 2002. – 337 с.
44. Marcinkowski W. A., Kundera Cz. Teoria konstrukcji uszczelnien bezstykowych. – Kielce: Wyd. Politechniki Swietokrzyskiej w Kielcach, 2008. – 443 p.
45. Беда А.И. Влияние упругой силы в щелевом уплотнении на динамику ротора центробежной машины // Вибрационные технологии,

мехатроника и управляемые машины: сборник научных статей. – В 2 т. – Курск: Изд-во ЮЗГУ, 2014. – Т. 2. – С. 339–344.

46. Беда И.Н. Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор–щелевые уплотнения: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Беда Иван Никитович. – М., 1992. – 192с.

47. Беда И.Н. Расчет динамической устойчивости роторов центробежных насосов методом динамической дискретизации / И.Н. Беда. – Киев, 1986. – Деп. в Укр НИИНТИ, № 595.

48. Бедчер Ф.С. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях / Ф.С. Бедчер, А.А. Ломакин // Паро- и газотурбостроение. – 1957. – Вып.5. – С. 249-269.

49. Будник А.Н. Экспериментальное исследование демпфирования в роторе с щелевыми уплотнениями / А.Н. Будник, В.И. Симоновский, О.Н. Кафтарян // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1983. – № 2. – С. 8-10.

50. Будник А.Н. Экспериментальное исследование и оценивание динамических коэффициентов ротора с щелевыми уплотнениями / А.Н. Будник, В.И. Симоновский // Экспрессинформация ЦИНТИХимнефтмаш: качество, надежность, долговечность, 1982. – №4–82. – С.4-6.

51. Гроховский Д.В. Влияние эксцентриситета, перекоса и межступенчатых щелевых уплотнений на динамику ротора // Энергомашиностроение.– 1988.– №1. – С. 18-21.

52. Гулый А.Н. Гидростатическая жесткость бесконтактных уплотнений // Вестник машиностроения, 1987. – № 2. – С. 21-25.

53. Гулый А.Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Гулый Александр Николаевич. – Сумы, 1989. – 217 с.

54. Зубахін О. М. Використання гідродинамічних ефектів у шпаринних ущільненнях для підвищення технічного рівня відцентрових насосів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Зубахін Олексій Миколайович. – Суми, 2011. – 164с.

55. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергостроение, 1958. – № 4. – С. 1-5.
56. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
57. Black H.F. Effects of High Pressure ring Seals on Pump Rotor Vibrations. / H.F. Black, D.N. Jenssen // ASME Papers, № 71. –WA/FE. – 38, 1971. – P. 1-5.
58. Black H.F. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotor // Journal of Mechanical Engineering Science, 1969. – Vol. 11. – № 2. – P. 206-213.
59. Childs D.W. Convergent-tapped Annular Seals: Analysis Coefficients / D.W. Childs, J.B. Dressman // Trans. ASME J. Tribol. – 1985. – 107. – № 3. – P. 307-317.
60. Childs D.W., Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based On Hirs Lubrication Equation // Trans. ASME: J. Lubr. Tech. – 1983. – 105. – № 6. – P. 429-436.
61. Childs D.W. Finite-length Solutions for the Rotordynamic Coefficients of Constant Clearance and Convergent-Tapered Annular Seals // “3rd Int. Conf. Vibr. Rotat. Mach Int. Conf. Heslington 11–13 Sept., 1984”. – London, 1984. – P. 223-231.
62. Childs D.W. Finite-length Solutions for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals // Trans. ASME: J. Lubr. Tech. – 1983. – 105. – № 6. – P. 437-445.
63. Григорьев Н.В. Динамика упругих муфт // Энергомашиностроение. – 1975. – № 7. – с. 8-11.
64. Липсман С.И. Предупреждение и устранение вибраций роторных машин. – Киев: Техника, 1968. – 196 с.
65. Алексеев С.П., Казаков А.М., Колотилов А.А. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с.

66. Васильев В.А. Исследование влияния соединения трубопроводов с насосом на вибрационное состояние насоса / В.А. Васильев, Л.Е. Чегурко // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1978. – № 4. – С. 8.
67. Pochyly F. Dynamicky tlumic stihlych prutovych soustav // Cerpadla, potrubie, armatura. CSSR. – 1981. – N. 2 – 3. – P. 47-52.
68. Гулый А. Н. Существующие перспективы повышения частоты вращения динамических насосов как средство улучшения их массогабаритных характеристик / А. Н. Гулый, А. А. Поклад // Вісник Сумського державного університету. Серія : Технічні науки. – 2010. – № 2. – С. 19-23.
69. Богомолов С.И., Журавлева А.М. Взаимосвязанные колебания в турбомашинах и газотурбинных двигателях. – Харків: Вища школа, 1973. – 179 с.
70. Гуров А.Ф. Изгибные колебания деталей и узлов авиационных газотурбинных двигателей // Тр. МАИ им. Серго Орджоникидзе. – М.: Оборонгиз. – 1959. – Вып. 115. – 359 с.
71. Гуров А.Ф. Расчеты на прочность и колебания в ракетных двигателях. – М.: Машиностроение, 1966. – 456 с.
72. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1965. – 560 с.
73. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа. 1972. – 416 с.
74. Богомолов С.И., Журавлева А.М. Колебания сложных механических систем. – Харків: Вища школа, 1976. – 136 с.
75. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. – 2-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 183 с.
76. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 151 с.
77. Симоновский В.И. Динамика роторов центробежных машин: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2006. – 126 с.
78. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов: Учебник для студентов авиационных специальностей. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 296 с.

79. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
80. Кандидов В.П., Чесноков С.С., Выслоух В.А. Метод конечных элементов в задачах динамики. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1980. – 165 с.
81. «Ansys Workbench». // Группа компаний "ПЛМ Урал" – Единый центр поддержки продуктов ANSYS в России и странах СНГ. URL: <http://cae-expert.ru/product/ansys-workbench> (дата звернения: 20.06.2018).
82. Ломакин А.А. Питательные насосы типа СВП 220-28 турбоустановки сверхвысоких параметров // Энергомашиностроение. – 1955. – № 2. – С. 1-10.
83. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергомашиностроение. – 1958. – № 4. – с. 1-5.
84. Аникеев Г.И. О переменных силах, создаваемых вращением несбалансированного ротора в зазоре с жидкостью / Г.И. Аникеев, И.Л. Блохин // Колебания в машинах и прочность. – М.: Наука, 1977. – С. 32-37.
85. Будник А.Н. К вопросу о расчете собственных и критических частот роторных систем центробежных насосов / А.Н. Будник, И.Б. Каринцев // Динамика и прочность машин. – 1981. – Вып.33. – С. 88-92.
86. Гроховский Д.В. Влияние присоединенных масс жидкости на частоты свободных колебаний роторов центробежных многоступенчатых насосов // Энергомашиностроение. – 1983. – № 4. – С. 11-13.
87. Каринцев И.Б. К вопросу о колебаниях роторов в щелевых уплотнениях гидромашин / И.Б. Каринцев, В.А. Марцинковский // Колебания валов на масляной пленке: – М.: Наука. – 1968. – С. 138-144.
88. Каринцев И.Б. О демпфирующей способности щелевых уплотнений гидромашин при ламинарном режиме / И.Б. Каринцев, З.П. Помогайбо // Динамика и прочность машин. – 1977. – Вып.26. – С. 81-84.

89. Марцинковский В.А. Вычисление упругих и демпфирующих сил в щелевых уплотнениях гидромашин // Энергомашиностроение. – 1961. – №11. – С. 25-26.
90. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
91. Симоновский В.И. Критические скорости и собственные частоты роторов центробежных насосов // Энергомашиностроение. – 1977. – № 6. – С. 10-12.
92. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. – Харьков. Высшая школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1986. – 128 с.
93. Будник А.Н. К вопросу о расчете собственных и критических частот роторных систем центробежных насосов / А.Н. Будник, И.Б. Каринцев // Динамика и прочность машин. – 1981. – Вып. 33. – С. 88-92.
94. Gopalakrishnan S. How to calculate critical speed in centrifugal pumps / S. Gopalakrishnan, R. Fehlan, J. Lorett // Oil & Gas journal. – Houston, Texas, USA. – 1981.– V. 79.– № 49.– P. 113-119.
95. Методические указания по расчету коэффициентов жесткости и демпфирования подшипников скольжения: Отчет о НИР. ВНИИАЭН. Архивный № ОТ 1361-2015. – Сумы, 2015. – 85 с.
96. Гулый А.Н. Экспериментальные исследования динамики бесконтактных уплотнений // Тез. докл. к IV Всесоюзному научно-техническому совещанию по уплотнительной технике. Сумы, 1985, –С. 68.
97. Беда А.И. Аналіз гідростатичної сили у шпаринному ущільненні довільної довжини // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2012. – №2. – С. 50-59.
98. Беда А.И. Аналіз демпфувальної та циркуляційної сил у шпаринному ущільненні довільної довжини // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2013. – №1. – С. 25-34.

99. Цема А.Д. Разработка обобщенной методики расчета, теоретические и экспериментальные исследования свободных колебаний и сейсмостойкости вертикальных насосов АЭС: дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук: 01.02.06 / Цема Алексей Дмитриевич. – Сумы, 1987. – 203 с.

100. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 616 с.

101. Коровкин Е.В. Влияние подшипников качения на критическое число оборотов ротора // Энергомашиностроение. – 1960. – № 8.

102. РТМ 24.020.21-74. Расчет критических скоростей валопроводов турбоагрегатов с учетом смазочного слоя подшипников. – Л.: ЦКТИ, 1975. – 126 с.

103. Шнепп В.Б. Расчет критических скоростей вращения роторов турбомашин на подшипниках скольжения // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1983. – № 7. – С. 6-9.

104. Lund J.W. A Calculation Method And Data For The Dynamic Coefficients Of Oil-Lubricated Journal Bearings. / J.W. Lund, K.K. Thomsen. – Department of Machine Elements The Technical University of Denmark. 1982. – 28 p.

105. DIN 31657-3. Plain bearings – Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions – Part 3: Functions for calculation of tilting pad journal bearings. – 1996. – 65 p.

106. DIN 31652-2. Plain bearings – Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions – Part 2: Functions for calculation of circular cylindrical bearings. – 2002. – 26 p.

107. San Andres L. Annular Pressure Seals and Hydrostatic Bearings. Design and Analysis of High Speed Pumps. // Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series. – 2006. – 35 p.

108. ANSI/API Standard 610. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. Eleventh Edition, 2010. – 218 p.

109. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.

110. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. – Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1977. – 288 с.

111. Голоскоков Е.Г. Вынужденные колебания амортизированного ротора на масляной пленке / Е.Г. Голоскоков, В.И. Лавинский, Д.К. Овчарова // Динамика и прочность машин. – 1979. – Вып. 29. – С. 99-104.

112. Методические указания по расчету коэффициентов жесткости и собственных частот опорных конструкций насосных агрегатов: Отчет о НИР. ВНИИАЭН. Архивный № ОТ 1346-2014. – Сумы, 2014. – 36 с.

113. Campbell W. Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibration. // Transactions of the ASME. – 1924. – P. 31-160.

114. Иванов Д.В., Доль А.В. Введение в «Ansys Workbench»: Учеб.-метод. пособие для студентов естественно-научных дисциплин. – Саратов: Амирит, 2016. – 56 с.

115. Басов К.А. ANSYS и LMS Virtual Lab. Геометрическое моделирование. – М.: ДМК Пресс, 2006. – 240 с. – ISBN 5-94074-301-3.

116. Басов К.А. ANSYS для конструкторов. – М.: ДМК Пресс, 2009. – 248 с. – ISBN 978-5-94074-462-7.

117. Системы 3D-моделирования от Ansys: новые платформы и рост акций – Freedom Finance. URL: <https://ffin.ru/market/future/53328> (дата звернения: 25.06.2018).

118. Parasolid – ядро для сложного 3D-моделирования // САПР и графика. – 2009. – № 9. URL: <https://sapr.ru/article/7391/p01ext1> (дата звернения: 25.06.2018).

119. Разработка методики расчёта собственных частот крутильных и изгибно-крутильных колебаний валопроводов электронасосных агрегатов, в т.ч. и высокооборотных: Государственный регистрационный № 0112 U 003121. – Сумы, 2012. – 44 с.

120. Программный комплекс ANSYS 14.5 ліцензійний договір №673888.

121. ПН АЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоиздат, 1989. – 523 с.

122. Исследование динамических характеристик насосных агрегатов: Отчет о НИР. ВНИИАЭН. Архивный № ОТ 1406-2017. – Сумы, 2017. – 108 с.

123. ГОСТ Р 55136-2012/IEC/TS 60034-25:2007. Машины электрические вращающиеся. –Руководство по конструкции и характеристикам машин переменного тока, специально предназначенных для питания от преобразователей. – Часть 25.– М: Стандартинформ, 2014. – 100 с.

ДОДАТОК А

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Сумського державного університету

к.т.н. В.Д. Карпуша

2012 р.

АКТ

31.10.2012 р.

м. Суми

впровадження матеріалів науково-дослідної роботи
в.о. заступника завідуючого науково-дослідним відділом
ущільнень та підшипників ВАТ “ВНДІАЕН”,
аспіранта кафедри загальної механіки та динаміки машин
Ященка Андрія Сергійовича

Складений комісією у складі:

- Голова комісії - зав. кафедри загальної механіки та динаміки машин, д-р.
техн. наук В.А. Марцинковський;
- Члени комісії - професор кафедри загальної механіки та динаміки ма-
шин, д-р. техн. наук В.І. Симоновський;
- доцент кафедри загальної механіки та динаміки машин,
канд. техн. наук Є.М. Савченко.

Даним актом посвідчується те, що результати науково-дослідної роботи
Ященка А.С. на тему “Розробка методики розрахунку власних частот крутиль-
них та згинно-крутильних коливань валопроводів електронасосних агрегатів, в
т.ч. і високооберткових” (державний реєстраційний номер 0112U003121), які є
складовою частиною його дисертаційної роботи, впроваджені в навчальний
процес на кафедрі загальної механіки та динаміки машин Сумського державно-
го університету і використовуються в курсі “Динаміка роторних машин” для
студентів напряму “Механіка” фахового спрямування “Комп’ютерна механіка”.

Голова комісії

В.А. Марцинковський

Члени комісії:

В.І. Симоновський

Є.М. Савченко

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор

АТ «ВНДАЕН»

м. Суми

код 00220477

А.К. Давиденко

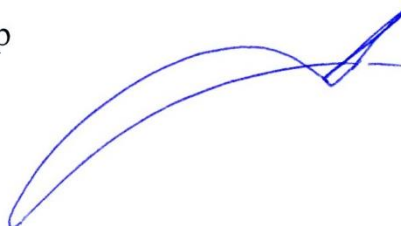
16.07.2018 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
здобувача Яценко Андрія Сергійовича

Даним актом засвідчується, що основні положення дисертаційної роботи Яценка А.С., які стосуються створення достовірної математичної (геометричної) моделі системи насосного агрегату, використовуються при розрахунках динамічних характеристик відцентрових насосних агрегатів спеціалізації АТ «ВНДАЕН».

Перший заступник генерального
директора – технічний директор



А.А. Руденко

ДОДАТОК Б

Список публікацій за темою дисертації

Статті у фахових виданнях:

1. Симоновский В.И. Особенности динамики роторов высокооборотных насосов первого контура АЭС / В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2009. – №4. – С. 90 – 99.
2. Симоновский В.И. Расчетные оценки критических частот вращения валопроводов электронасосных агрегатов / В.И. Симоновский, А.С. Ященко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2014. – №3(37). – С. 30–32.
3. Руденко А.А. Особенности динамики вертикальных насосных агрегатов АЭС / А.А. Руденко, А.С. Ященко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 3. – С. 11–16.
4. Ященко А.С. Комплексный анализ динамических характеристик питательных насосных агрегатов АЭС / А.С. Ященко, Д.С. Вакула, А.Ф. Руденко, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2017. – №1(55). – С. 32–40.
5. Ященко А.С. Динаміка вертикальних насосних агрегатів / А.С. Ященко, А.А. Руденко, Д.С. Вакула, В.І. Симоновський, О.М. Козлов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2017. – №3(57). – С. 13–20.
6. Ященко А.С. Підвищення вібронадійності відцентрових насосів АЕС // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2018. – №1(55). – С. 32–40.

Статті у фахових виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus:

7. Tkach P. Improvement of Cavitation Erosion Characteristics of the Centrifugal Inducer Stage with the Inducer Bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, V. Panchenko, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. –2018. – №4/8 (94). – С. 24–31. DOI:10.15587/1729-4061.2018.139392.

Статті в іноземних виданнях, які входять до наукометричної бази Scopus:

8. Yashchenko A.S. Effect of Bearing Housings on Centrifugal Pump Rotor Dynamics / A.S. Yashchenko, A.A. Rudenko, V.I. Simonovskiy, O.M. Kozlov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering – «XV International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery HERVICON+PUMPS-2017». doi:10.1088/1757-899X/233/1/012054 (дата звернення: 08.06.2018).

Стаття у складі монографії:

9. Руденко А.А. Исследование собственных частот колебаний валопровода насосного агрегата системы безопасности АЭС / А.А.Руденко, В.И. Симоновский, А.С. Яценко // Проблемы теории и практики центробежных машин. Монография / под ред. И. Б. Твердохлеба, А.В. Загорулько, С.Н. Гудкова. – Сумы: ООО «ПД «Папирус», 2014. – С. 378–385.

Стаття у складі збірника:

10. Яценко А.С. Влияние корпусов подшипников на динамические характеристики ротора центробежного насоса / А.С. Яценко, А.А. Руденко, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Збірник доповідей учасників XV Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН +НАСОСИ-2017». – Суми : Територія, 2017. – С. 230–239.

Тези доповідей:

11. Симоновский, В. И. Особенности динамики роторов насосов продувки-подпитки и расхолаживания первого контура АЭС / В.И. Симоновский, А.С. Яценко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 - 23 квітня 2010 року) / Редкол.: О.Г.Гусак, В.Г.Євтухов. – Суми : СумДУ, 2010. – Ч.ІІ. – С. 55.

12. Ященко А.С. Исследование крутильных колебаний валопроводов высокооборотных электронасосных агрегатов / А.С. Ященко, В.И. Симоновский // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч.2. – С. 46 – 47.

13. Ященко А.С. Динаміка вертикальних насосних агрегатів / А.С. Ященко, А.А. Руденко, Д.С. Вакула, В.І. Симоновський, О.М. Козлов // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика»: матеріали конференції. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С. 55.

ДОДАТОК В

3. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА.

Количество каналов измерения вибрации	4
Количество АЦП в каждом канале измерения вибрации	1
Количество каналов фотоотметчика	1
Тип входа каналов измерения вибрации	закрытый
Тип входа канала фотоотметчика	открытый
Эффективное разрешение АЦП измерительных каналов, бит	22.7
Разрядность АЦП канала фотоотметчика, бит	16
Динамический диапазон при непрерывном измерении без настройки АРУ не менее, дБ	100 ($\pm 50\text{мкВ} \pm 5\text{В}$)
Частота дискретизации, Гц	102400
Скорость передачи данных на ПК, Мбайт/с	1
Базовая частота, Гц	45
Частоты среза предварительных аналоговых фильтров НЧ по уровню 0.5 дБ (6%), Гц	10000, 20000, 40000
Частота среза предварительного аналогового фильтра ВЧ по уровню 3 дБ (30%), Гц	0.3
Коэффициенты передачи аналоговых усилителей измерительных каналов, раз	1, 4, 16, 64, 256, 1024
Стандартные частотные диапазоны измерения, Гц	
- виброускорения	0.1 — 100 1 — 1000 10 — 10000 0.3 — 40000
- виброскорости	0.5 — 50 1 — 100 2 — 200 3 — 300 10 — 25 10 — 50 10 — 100 10 — 250 10 — 500 10 — 1000 10 — 2500
- виброперемещения	0.5 — 50 1 — 100 2 — 200 3 — 300 10 — 25 10 — 50 10 — 100 10 — 250 10 — 500

	10 — 1000	
- детектора огибающей	50 — 1000 500 — 10000 1000 — 20000	
- кепстра	10 - 10000	
Спад на частоте среза ИР фильтров НЧ частотных диапазонов при обработке "на лету", дБ (%)	0.5 (6%)	3 (30%)
Порядок фильтров НЧ частотных диапазонов при обработке "на лету"	6	10
Тип фильтров НЧ частотных диапазонов при обработке "на лету"	Баттерворт	
Спад на частоте среза ИР фильтров ВЧ частотных диапазонов при обработке "на лету", дБ (%)	0.5 (6%)	
Порядок фильтров ВЧ частотных диапазонов при обработке "на лету"	6	
Тип фильтров ВЧ частотных диапазонов при обработке "на лету"	Баттерворт	
Спад на частоте среза FIR фильтров НЧ частотных диапазонов при обработке в файл, дБ (%)	0.1 (1%)	
Спад на частоте среза ИР фильтров ВЧ частотных диапазонов при обработке в файл, дБ (%)	0.5 (6%)	
Порядок фильтров ВЧ частотных диапазонов при обработке в файл	6	
Тип фильтров ВЧ частотных диапазонов при обработке в файл	Баттерворт	
Стандартное разрешение FFT, линий	50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800	
Диапазон входных напряжений измерительных каналов (Канал 1, 2, 3, 4), В	±5	
Диапазон входных напряжений канала фотоотметчика, В	±10	
Напряжение питания прибора, В	4.0 - 5.5	
Время непрерывной работы от четырех аккумуляторов АА 2700, часов	4	
Ток зарядного устройства, мА	350	
Максимальное расстояние между устройством и ПК, м	80	
Вес, грамм	800	

Все параметры указаны для измерений непосредственно сигналов вибродатчиков и для измерений записанных сигналов.

Время непрерывной работы указано для промышленных аккумуляторов.