

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**Яценко Андрій Сергійович**



УДК 621.671

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

05.02.09 – Динаміка та міцність машин

**Автореферат**

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Суми – 2018

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в акціонерному товаристві «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування».

**Науковий керівник:**

доктор технічних наук, професор  
**Симоновський Віталій Іович**,  
Сумський державний університет,  
професор кафедри загальної механіки  
та динаміки машин.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор  
**Львов Геннадій Іванович**,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
завідувач кафедри динаміки та міцності машин;

кандидат технічних наук  
**Гадяка Володимир Григорович**,  
ТОВ «Екогазінжиніринг»,  
технічний директор.

Захист дисертації відбудеться «14» грудня 2018 року о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 при Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Сумського державного університету (м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2).

Автореферат розісланий «13» листопада 2018 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Є.М. Савченко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** 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, що спрямовані на зниження віброактивності відцентрових насосних агрегатів, є актуальними. Важливе місце в цих дослідженнях займає аналіз вільних коливань із метою відлаштування агрегатів від резонансів.

Вирішення зазначених завдань буде найбільш доцільним, коли вони ставляться вже на етапі проектування. У наш час при проектуванні насосного агрегату традиційно багато уваги приділяється підсистемі ротора насоса, а також локальним дослідженням коливань корпусу насоса. Менш дослідженою залишається проблема взаємовпливу динамічних характеристик (ДХ) корпусу на коливання ротора та навпаки, що потребує розгляду складних математичних моделей, які описують агрегат як єдину динамічну систему.

Аналіз ДХ відцентрових насосних агрегатів (ВНА) вимагає розгляду спільних коливань системи «Ротор – корпус» з урахуванням як гідродинамічних зв'язків між ними у шпаринних ущільненнях і підшипниках, так і жорсткості опорних кріплень до фундаменту. Відсутність відповідних розрахункових методик стосовно великих багатоступеневих ВНА АЕС не дозволяє на етапі проектування провести достовірний аналіз їх ДХ і визначити шляхи оптимізації конструкцій з метою зниження віброактивності. Неповний же аналіз може призвести до грубих помилок або значних ускладнень уже на стадії доведення або пізніше при експлуатації, коли виявиться недостатня довговічність або відмова, при цьому виправлення недоліків вимагатиме великих часових і матеріальних витрат.

Викладене вище обумовлює актуальність вибраної теми дисертаційної роботи, спрямованої на вирішення важливої науково-практичної задачі – розробка достовірної математичної моделі системи ВНА, аналіз її ДХ та внесення коректив у 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 високообертових», 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 завдання 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 методика 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 характеристики 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 отримано залежність власних частот коливань живильного насоса на основі розробленої методики побудови математичної моделі горизонтального насосного агрегату 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.

**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.

**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 [1, 11, 12]. 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 [2]. 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 [3]. 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 [4]. 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 [5, 13]. Отримано спектрограму власних частот коливань живильного насосного агрегату [6]. Взято участь у модернізації випробувального стенду для можливості отримання вібраційних характеристик надроторних елементів шнековідцентрового ступеня, проведенні фізичного експерименту, аналізі вібраційних характеристик [7]. 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 [8, 10]. 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 [9].

**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.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** розглянуто сучасний стан проблеми, обґрунтовано актуальність теми, наукову новизну, сформульовано мету і задачі роботи, зазначено особистий внесок здобувача, наведено відомості про апробацію та публікації за результатами досліджень, представлено відомості про впровадження, структуру та обсяг дисертації.

**У першому розділі** викладено результати інформаційно-аналітичного огляду за темою дисертації. У процесі роботи ВНА виникають динамічні сили, що викликають різні просторові коливання (вібрації) валопровода і корпусу відцентрового насоса, приводного електродвигуна й інших вузлів, що входять до складу агрегата. Найбільш характерними для ВНА є вібрації з обертовою, подвійною обертовою, потрійною обертовою та основною лопатевою частотами. Основними джерелами, що викликають вібрації на цих частотах, є дисбаланс роторів насоса й електродвигуна, неспівпадіння вісей їх обертання, технологічні похибки з'єднувальної муфти, нерівномірність розподілу тиску в проточних каналах насоса, гідродинамічні сили від неоднорідності потоку на виході з робочих коліс.

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 металоемності за рахунок підвищення частоти обертання роторів. У ВНА під дією збуджуючих сил, що охоплюють широку область частотного спектра, можуть проявитися резонансні вібрації з будь-якою власною частотою. Це вимагає проведення ретельного аналізу ДХ всієї конструкції.

Оцінка ДХ ВНА тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень та підшипників ковзання. Шпаринні ущільнення суттєво впливають на ДХ ротора, тобто в ущільненні виникають гідродинамічні сили, що залежать від конструкції й умов роботи та можуть або знижувати віброактивність ротора, або навпаки, обумовлювати втрату динамічної стійкості ротора насоса. Існуючі методи розрахунку податливості підшипників кочення і рідинної плівки підшипників ковзання дозволяють врахувати їх характеристики при аналізі ДХ роторів відцентрових насосів.

У деяких відцентрових насосах підшипникові опори можуть виявляються недостатньо жорсткими, що може призводити до резонансних коливань. При цьому наявність пружних сил у шпаринних ущільненнях зумовлює виникнення додаткових взаємодій у системі «Ротор – корпус», тому при визначенні ДХ ВНА потрібно розглядати 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 демпфувальних, що характерні для системи в цілому, для достовірної практичної оцінки ДХ.

ВНА, з точки зору динаміки, умовно можна розділити на дві групи – горизонтальні (ротор такого насоса розташований горизонтально) та вертикальні. Власні частоти коливань корпусу більшості горизонтальних ВНА будуть знаходитись вище 30 Гц.

Щоправда, такі агрегати не завжди можна вважати жорсткими конструкціями, позаяк частота обертання їх ротора може сягати до 90, 150 і вище Гц. На відміну від горизонтальних, більшість вертикальних ВНА є відносно податливими конструкціями, тому власні частоти коливань цих агрегатів розташовані поблизу частоти обертання й області найбільш інтенсивних сейсмічних впливів.

У *другому розділі* проведено вибір ефективного методу розрахунку і здійснено аналіз впливу корпусів підшипників на ДХ ротора відцентрового насоса. Урахування жорсткості конструкції корпусів підшипникових опор дозволить із більшою точністю визначати ДХ ротора насоса. Проблема коливань роторів відцентрових насосів тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень, що використовуються з метою зменшення об'ємних втрат. У загальному вигляді проєкції радіальних сил шпаринного ущільнення в матричній формі можна представити у вигляді:

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B & b \\ -b & B \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де  $K$  – коефіцієнт жорсткості гідростатичної сили;  $k$  – коефіцієнт циркуляційної сили;  $B$  – коефіцієнт демпфуючої сили;  $b$  – коефіцієнт гіроскопічної сили;  $M$  – коефіцієнт «приєднаної» маси рідини;  $m$  – коефіцієнт «перехресної приєднаної» маси.

Аналогічно шпаринним ущільненням, підшипники ковзання мають вплив на динаміку ротора. Приймаючи нульові значення матриці мас, динамічний стан підшипників ковзання можна описати рівнянням (1), 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.

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

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:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (2)$$

де  $\{u\}$  – вектор вузлових переміщень;  $[M]$  – матриця мас;  $[K]$  – матриця жорсткості.

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

$$\{u_i\} = \{u_{0i}\} \cdot \cos \omega_i \cdot t. \quad (3)$$

Заміною  $\{u_i\}$  і  $\{\ddot{u}_i\}$  в (3) система рівнянь приводиться до вигляду:

$$(-\omega_i^2 \cdot [M] + [K]) \cdot \{u_{0i}\} = \{0\}. \quad (4)$$

Вектор форм вільних коливань  $\{u_{0i}\}$  є рішенням лінійної однорідної системи алгебраїчних рівнянь (3).

Для існування нетривіального рішення детермінант системи (4) має дорівнювати нулю:

$$\det \cdot ([K] - \omega_i^2 \cdot [M]) = 0. \quad (5)$$

Рішенням системи (5) є квадрати власних частот  $\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_n^2$ .

Підстановка власних частот  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$  в рівняння (4) 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 із великим числом ступенів свободи, а також дає можливість обчислювати певне число власних частот побудованої моделі.

Аналіз ДХ ВНА за допомогою спеціалізованих програм, в основі яких балкові моделі, збудований на основі методу початкових параметрів (МПП). Опис МПП досить широко висвітлено в літературі, тому акцентовано на особливостях даного методу стосовно розрахунків власних згинально-крутильних коливань валопроводів ВНА.

Валопровід агрегату моделюється балкою, яка складається з ланцюжкового набору ділянок різних типів. При коливаннях системи роторів геометричні ( $\theta$  – кут повороту від дії крутильного моменту  $M_{кр}$ ,  $x$  – прогин,  $\varphi$  – 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:

$$\Pi_j^k = A_j^i \Pi_j^n \quad (6)$$

де  $\Pi_j^k$  і  $\Pi_j^n$  – вектори-стовпці геометричних і силових параметрів відповідно в кінці і на початку  $j$ -ї ділянки,  $A_j^i$  – матриця переходу через  $j$ -у ділянку типу  $i$  шостого порядку.

Матриця переходу через ділянку довжиною  $l_i$ , що має згинальну жорсткість  $EI_i$  і крутильну жорсткість на  $GJ_i$  має вигляд:

$$A_{з.-кр.}^1 = \begin{bmatrix} \cos \lambda_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_i}{\lambda_i GJ_i} \sin \lambda_i \\ 0 & S(\alpha_i) & \frac{1}{K_i} T(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i^2} U(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i^3} V(\alpha_i) & 0 \\ 0 & K_i V(\alpha_i) & S(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i} T(\alpha_i) & \frac{1}{EI_i K_i^2} U(\alpha_i) & 0 \\ 0 & EI_i K_i^2 U(\alpha_i) & EI_i K_i V(\alpha_i) & S(\alpha_i) & \frac{1}{K_i} T(\alpha_i) & 0 \\ 0 & EI_i K_i^3 T(\alpha_i) & EI_i K_i^2 U(\alpha_i) & K_i V(\alpha_i) & S(\alpha_i) & 0 \\ -\frac{\lambda_i GJ_i}{l_i} \sin \lambda_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \lambda_i \end{bmatrix}, \quad (7)$$

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;  $\rho_i$  – маса одиниці довжини;  $\omega$  – кутова частота обертання ротора;  $G$  – модуль пружності другого роду;  $J_i = \frac{\pi d_i^4}{32}$  – полярний момент інерції круглого перетину діаметром  $d_i$ ;  $K_i = \sqrt[4]{\frac{\rho_i \omega^2}{EI_i}}$ ;

$E$  – модуль пружності матеріалу;  $I_i = \frac{\pi d_i^4}{64}$  – осьовий момент інерції круглого перетину

діаметром  $d_i$ ;  $\alpha_i = K_i l_i$ ;  $S(\alpha_i) = \frac{1}{2}(ch(\alpha_i) + \cos(\alpha_i))$ ,  $T(\alpha_i) = \frac{1}{2}(sh(\alpha_i) + \sin(\alpha_i))$ ,

$U(\alpha_i) = \frac{1}{2}(ch(\alpha_i) - \cos(\alpha_i))$ ,  $V(\alpha_i) = \frac{1}{2}(sh(\alpha_i) - \sin(\alpha_i))$  – функції Кривола.



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

При обчисленні ДХ ротора спільно з корпусами підшипникових опор використано як сучасний спеціалізований програмний комплекс «Ansys Workbench», так і спеціалізовану програму, що реалізує балкові моделі на основі МПП. При вирішенні задачі вільних коливань підсистеми ротора за допомогою МПП, ротор насоса моделюється балкою круглого поперечного перерізу кусочно-постійної згинної жорсткості і погонної маси з дискретно розташованими на ній масами насаджених на вал деталей (робочих коліс, втулок, напівмуфти тощо). 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 1.

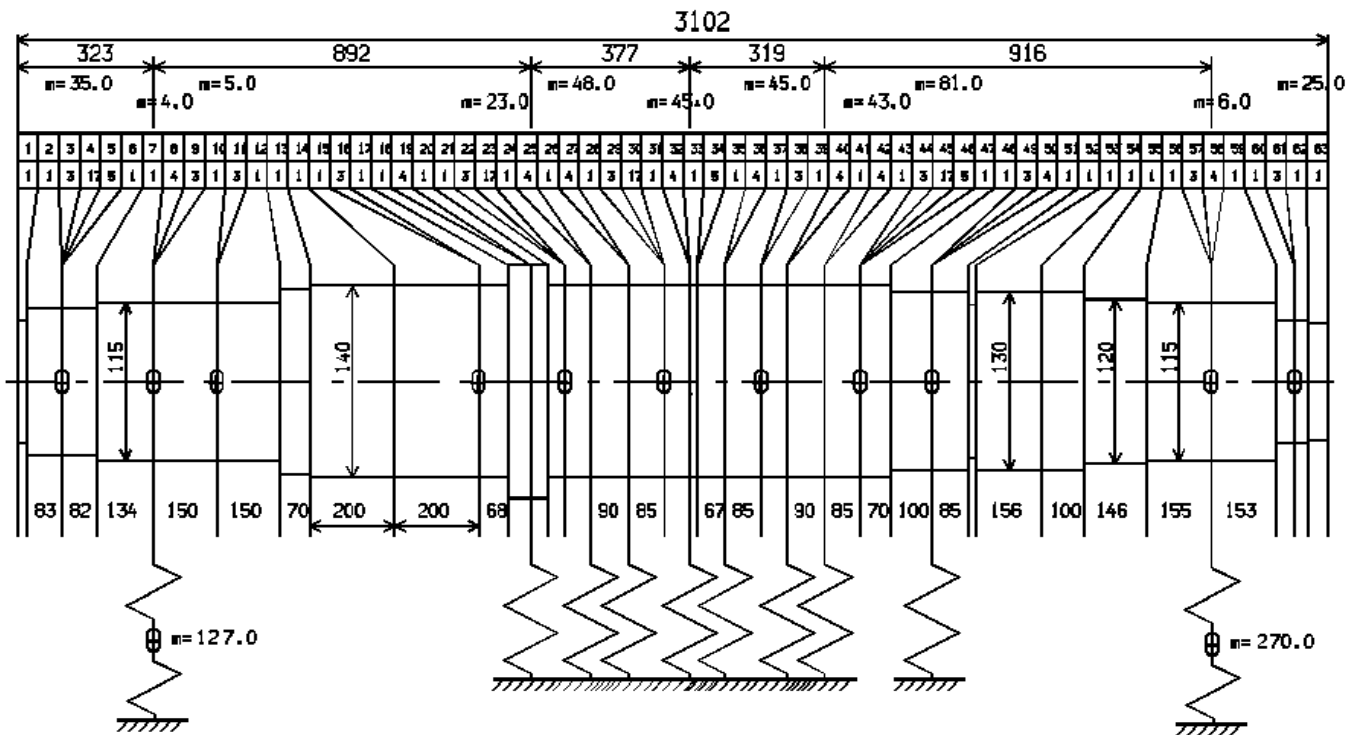


Рисунок 1 – Розрахункова модель ротора

Значення перших трьох власних частот коливань ротора з урахуванням конструкції корпусу підшипника і без нього за допомогою спеціалізованої програми на основі МПП представлені в таблиці 1.

На рисунку 2 приведено консервативні геометричні моделі ротора двохкорпусного відцентрового живильного насоса з урахуванням корпусу підшипникової опори та без урахування.

Значення перших трьох власних частот ротора насоса з урахуванням корпусу підшипника і без неї методом скінченних елементів (Ansys) представлені в таблиці 2.

Таблиця 1 – Значення перших трьох власних частот коливань ротора з використанням спеціалізованої програми

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

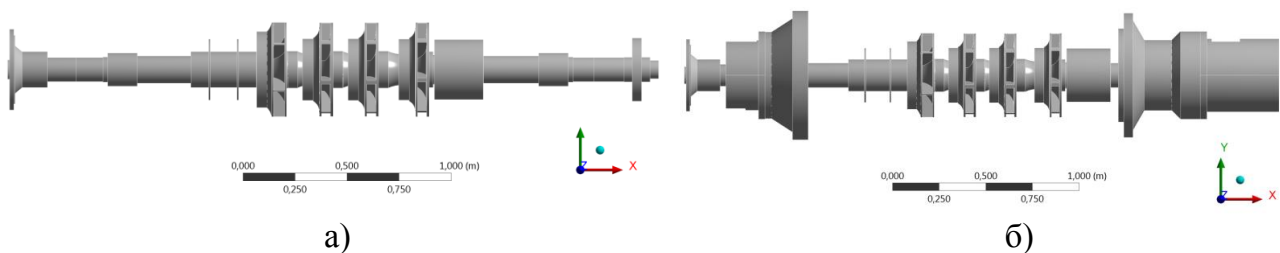


Рисунок 2 – Геометрична модель ротора: а) без корпусів підшипникових опор; б) з корпусами підшипникових опор

Таблиця 2 – Значення перших 3 власних частот ротора, що отримані за допомогою Ansys

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

За результатами проведених у розділі 2 досліджень, встановлено, що результати розрахунку ДХ ротора за допомогою програм, що реалізують балкові моделі, виявляються близькі до отримуваних за допомогою «Ansys». Розрахунок за допомогою «Ansys» займає багато часу, тому його можна застосовувати в якості контрольного.

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 – підшипник». На рисунку 3 приведено залежність перших трьох власних частот ротора живильного ВНА від податливості корпусів підшипників.

Як видно з рисунку 3, 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  $10^{-10}$  м/Н  $< P < 10^{-7}$  м/Н.

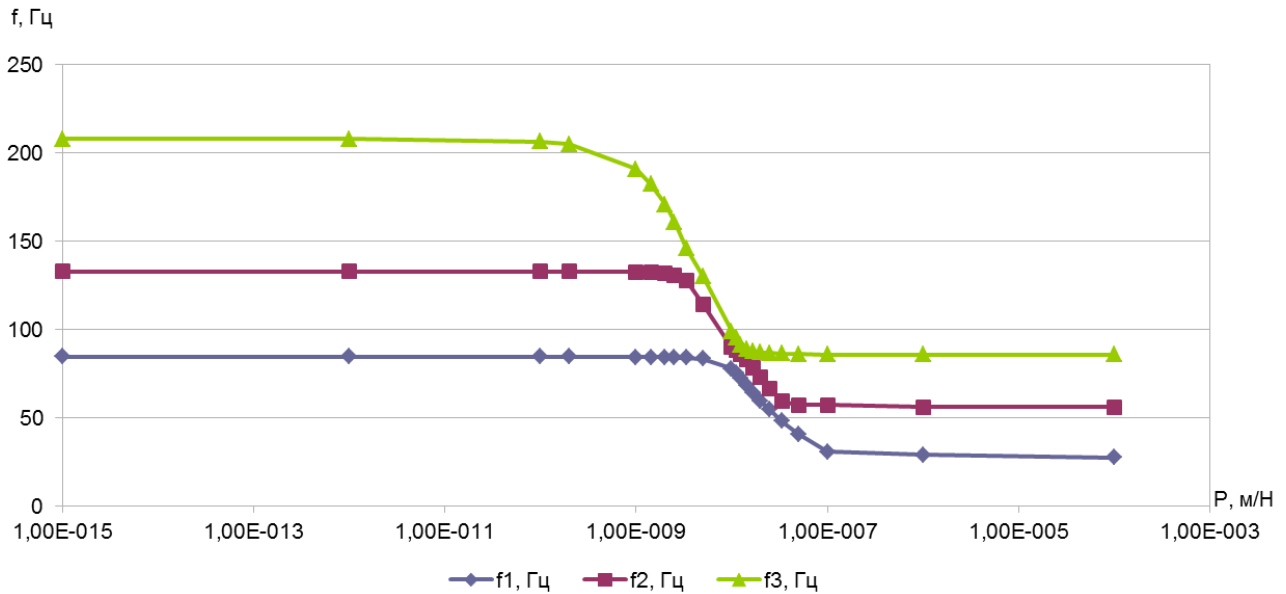


Рисунок 3 – Залежність перших 3 власних частот ротора від податливості підшипників

У *третьому розділі* проведено аналіз ДХ горизонтальних ВНА. Іноді горизонтальний ВНА встановлюють на віброплатформу (віброізований фундамент). Маса віброплатформи повинна бути в 3 – 5 разів більшою за сумарну масу встановлених на неї елементів. Це сприяє наближенню центру ваги системи до точок опори агрегату та забезпечує стійкий рівноважний стан системи. Неконсервативна динамічна система «Живильний ВНА – віброплатформа» складається з основних частин: віброплатформа, електродвигун, насос, ротор електродвигуна, ротор насоса, корпуси підшипникових опор тощо. Кожен елемент ВНА, якщо розглядати його поза системою «Живильний ВНА – віброплатформа», має певні власні частоти коливань, що відмінні від відповідних власних частот системи в цілому.

На прикладі двокорпусного живильного ВНА виконано розрахунки ДХ неконсервативної системи «Живильний ВНА – віброплатформа» та порівняно їх із ДХ окремих елементів, як спрощених динамічних систем.

У результаті розрахунку ДХ неконсервативної системи живильного агрегату, отримані значення власних частот коливань системи в цілому. На рисунку 4 показано характерний спектр власних частот системи.

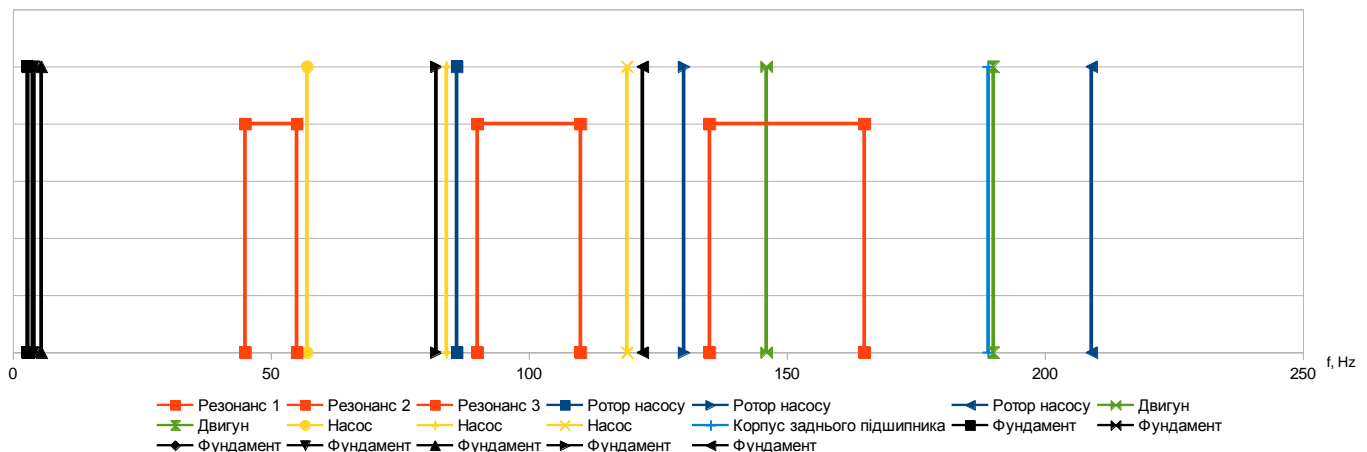


Рисунок 4 – Розрахунковий частотний спектр системи ВНА в цілому

На рисунку 5 приведено деякі форми коливань динамічної системи «Живильний ВНА – віброплатформа».

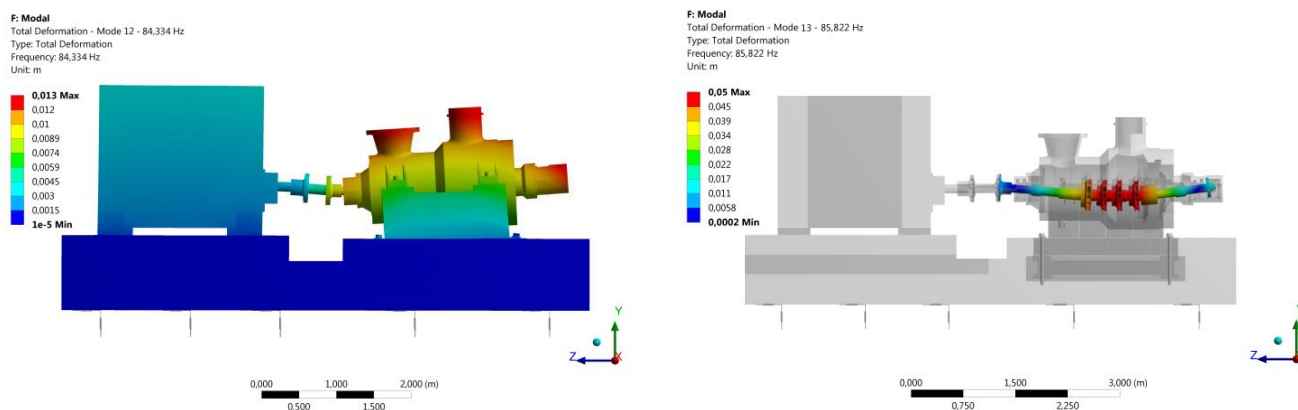


Рисунок 5 – Деякі форми коливань неконсервативної динамічної системи «Живильний ВНА – віброплатформа»

Далі проведено розрахунок власних частот основних елементів системи «Живильний ВНА – віброплатформа». Оскільки ротор насоса служить джерелом втрати стійкості всієї системи, то звичайного визначення власних частот коливань недостатньо. Потрібен поглиблений аналіз, що полягає в побудові діаграм Кемпбела, які будуються для ротора з зазорами шпаринних ущільнень, що відповідають щойно виготовленим (номінальними), при роботі в «холодній» воді ( $t = 20^{\circ}\text{C}$ ) і з номінальними і подвоєними зазорами шпаринних ущільнень при роботі в перекачуваній рідині (вода  $t = 170^{\circ}\text{C}$ ). У якості базисного значення для побудови діаграм Кемпбела необхідно використовувати перші три «сухі» власні частоти коливань ротора або всі «сухі» 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. Далі аналіз динаміки ротора полягає в побудові діаграм стійкості ротора, що являє собою залежність логарифмічного декременту коливань від швидкості обертання ротора, при номінальних зазорах шпарин для умов роботи ротора насоса на воді і для номінальних та подвоєних зазорів шпаринних ущільнень для умов роботи ротора насоса в робочому середовищі. У разі нестійкої роботи ротора насоса, згідно діаграм стійкості, потрібне експериментальне підтвердження працездатності насоса або зміна конструкції насоса.

Проведено розрахунки ДХ окремих елементів конструкції: корпусів підшипників, корпусу насоса, корпусу електродвигуна, віброплатформи з масово-інерційними характеристиками, що відповідають проектним. У таблиці 3 наведені власні частоти коливань неконсервативної системи горизонтального ВНА і власні частоти коливань його окремих елементів.

При порівнянні результатів розрахунку власних частот неконсервативної системи «Живильний ВНА – віброплатформа» як системи в цілому зі спектром власних частот коливань, що отримано експериментальним шляхом за допомогою імпульсного збудження, виявлено гарне співпадіння розрахункового дослідження з дійсними частотами коливань двокорпусного живильного ВНА. Це добре видно при накладанні на спектрограму двокорпусного живильного ВНА спектру власних частот коливань неконсервативної системи ВНА в цілому (рис. 6).

Таблиця 3 – Порівняння власних частот коливань

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

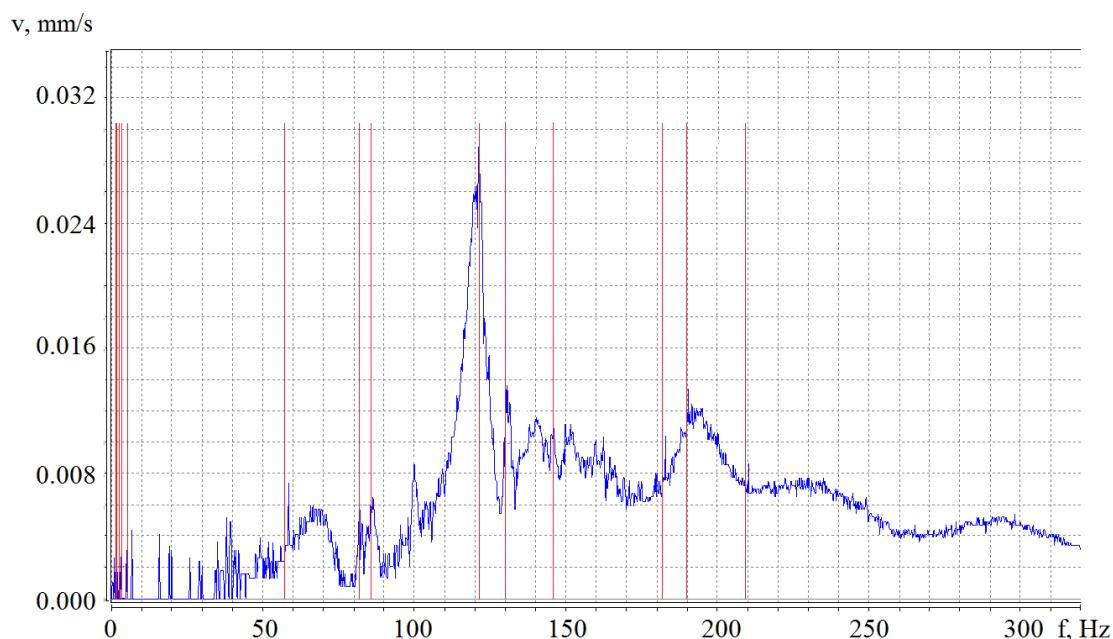


Рисунок 6 – Спектрограма коливань відцентрового ВНА (синій) та власні частоти коливань (червоний), що отримані при розрахунках

Метод імпульсного збудження коливань широко використовується у практиці діагностики вібраційного стану ВНА. Використовуючи цей метод встановлено, що конструкції горизонтальних ВНА можуть бути достатньо податливими, щоби викликати резонансні коливання корпусу насоса. В основному, жорсткість конструкції насоса залежить від рами, лап та способу кріплення лап до рами і рами до фундаменту.

Проведені вище дослідження динаміки системи ВНА дозволили створити узагальнену методику побудови розрахункової математичної моделі в «Ansys Workbench». Головний

принцип побудови математичної моделі динамічної системи ВНА – масово-інерційні властивості всіх елементів моделі та гідродинамічні коефіцієнти сил в шпаринних ущільненнях та підшипниках ковзання ротора насоса повинні відповідати аналогічним властивостям натурального ВНА. Причому результати розрахунків ДХ системи напряму залежать від адекватності математичної моделі, а цього можна досягти тоді, коли модель створюється за допомогою програм для 3D-моделювання, наприклад, «Solidworks», «Spaceclaim» тощо. Зважаючи на це, запропоновано наступний алгоритм розрахунку ДХ ВНА.

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, імпорту 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 імпорту і побудова математичних моделей конструкцій корпусів підшипників, аналіз їх податливостей та ДХ.

3. Побудова геометричної моделі ВНА, включаючи всі динамічні підсистеми агрегату, імпорту, 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.

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 бути відносно податливою, то вона аналогічним чином впливає на ДХ насоса, тому проведено аналіз впливу податливості фундаменту і рами на динаміку живильного насоса. На рисунку 7 показано графік залежності власних частот коливань від податливості кріплення насоса до фундаменту.

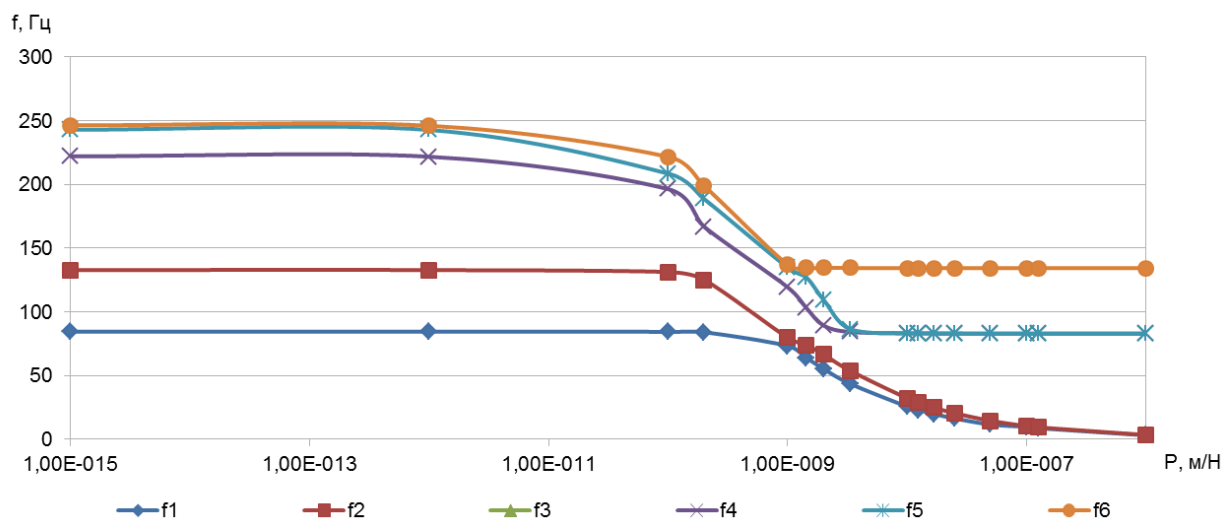


Рисунок 7 – Графік залежності власних частот насоса від податливості кріплення

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

У *четвертому розділі* проведено аналіз динаміки вертикальних ВНА; визначено ступінь взаємовпливу ДХ ротора та внутрішнього корпусу вертикального ВНА; розраховано власні частоти підсистем ВНА порівняно з власними частотами коливань системи вертикального ВНА в цілому. У таблиці 4 наведені власні частоти коливань неконсервативної динамічної підсистеми ротора, консервативної динамічної підсистеми внутрішнього корпусу та неконсервативної динамічної системи ВНА в цілому, розраховано відносний вплив ліхтаря електродвигуна та внутрішнього корпусу на ДХ ротора насоса.

Таблиця 4 – Власні частоти коливань вертикального ВНА

Елемент	Власна частота коливань елемента поза системою, 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 8 приведено форми коливань системи вертикального ВНА.

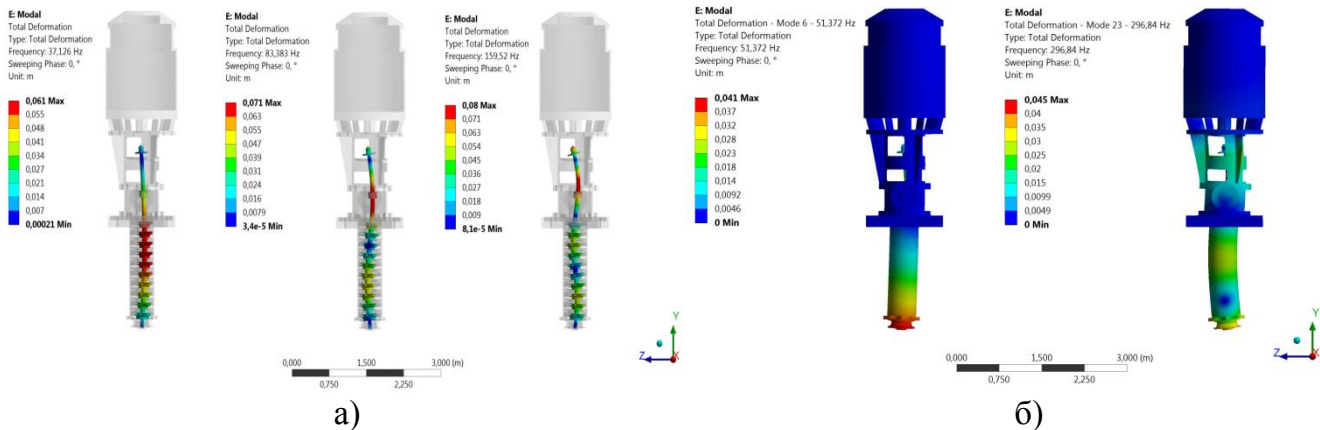


Рисунок 8 – Форми коливань системи вертикального ВНА:  
а) ротора; б) внутрішнього корпусу

Деякі типорозміри відцентрових ВНА використовують для створення машин з одним числом продуктивності та різними напірними характеристиками. Завдяки зміні ступінчастості ротора, ВНА можна використовувати в широких діапазонах напірних характеристик. На рисунку 9 показано залежність власних частот вертикального ВНА від кількості ступенів вертикального агрегату.

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

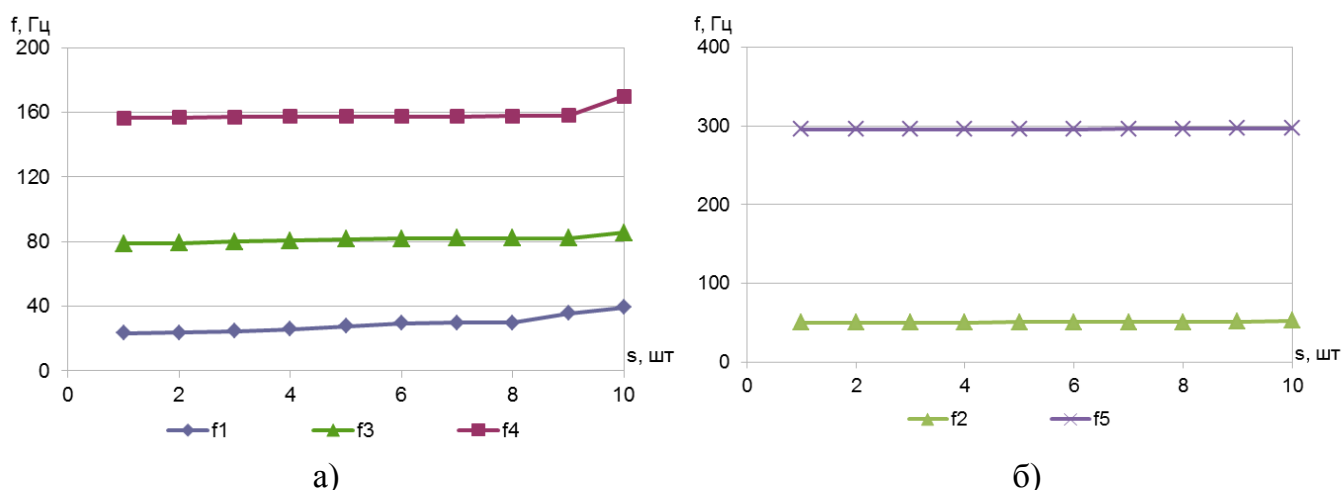


Рисунок 9 – Графік залежності власних частот вертикального ВНА від кількості ступенів: а) ротор у системі ВНА; б) внутрішній корпус у системі ВНА

елементи, що визначають цю податливість, – шпилька та бетонний фундамент, котрі замінено пружиною змінної жорсткості. Досліджено її вплив на власні частоти коливань вертикального ВНА з урахуванням зміни ступінчастості. На рисунку 10 приведено графік залежності власних частот від податливості кріплення 10-тиступінчатого насоса та 1-ноступінчатого насоса.

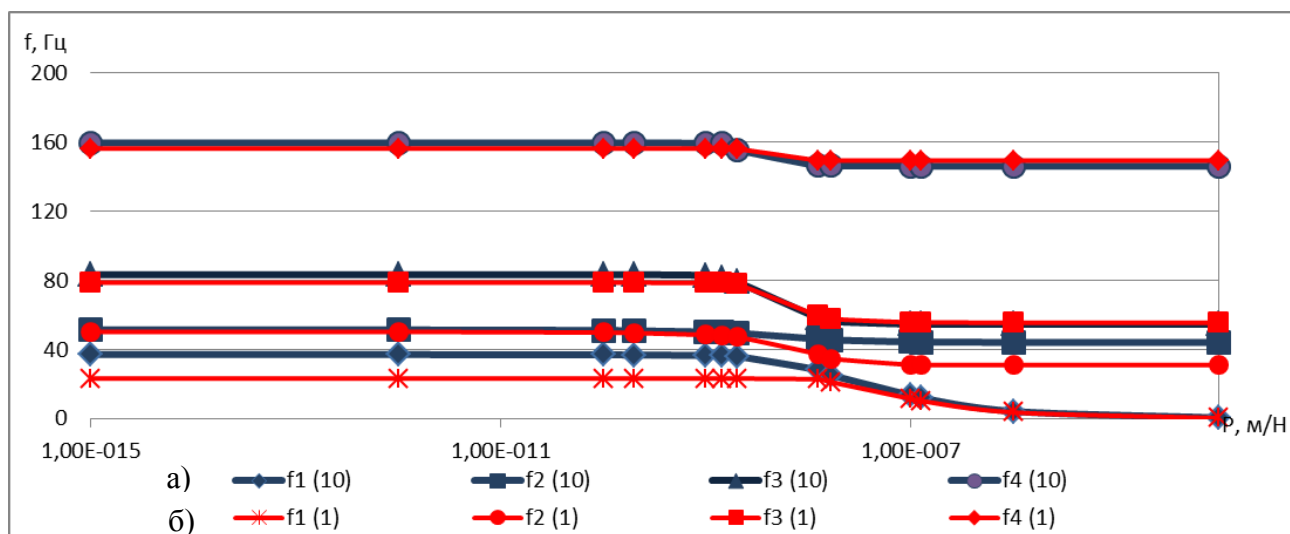


Рисунок 10 – Графік залежності власних частот від податливості кріплення агрегату до фундаменту: а) 10-тиступінчатого насоса; б) 1-ноступінчатого насоса

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

*У н'ятому розділі* розроблено конструктивні способи відлаштування від резонансних режимів роботи ВНА. Методика розрахунку ДХ ВНА, яка створена у процесі роботи, дає можливість виявити основні шляхи корегування параметрів елементів конструкції, що в якійсь мірі впливають на ДХ системи, та відлаштувати їх від резонансів.

ДХ ротора відцентрового насоса залежать не тільки від його маси та жорсткості валу, але й від жорсткості підшипників ковзання або кочення та шпаринних ущільнень. Змінити ДХ ротора за допомогою шпаринних ущільнень можна шляхом зміни його радіусу,



довжини, зазору та перепаду напору. Аналогічно змінюючи радіус, довжину, зазор та навантаження можна змінити ДХ підшипників ковзання. Чималий вплив на динаміку ротора мають його маса та жорсткість валу. Змінюючи ці параметри, можна змінити ДХ ротора.

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 ВНА та призвести до резонансу. Основним методом підвищення жорсткості корпусу підшипникової опори є збільшення діаметру фланцю. Результати розрахунку власних частот коливань конструкцій корпусів підшипникових опор із коритом та фланцевим з'єднанням (рис. 11) наведено в таблиці 6.

Таблиця 6 – 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	175
2	127	196

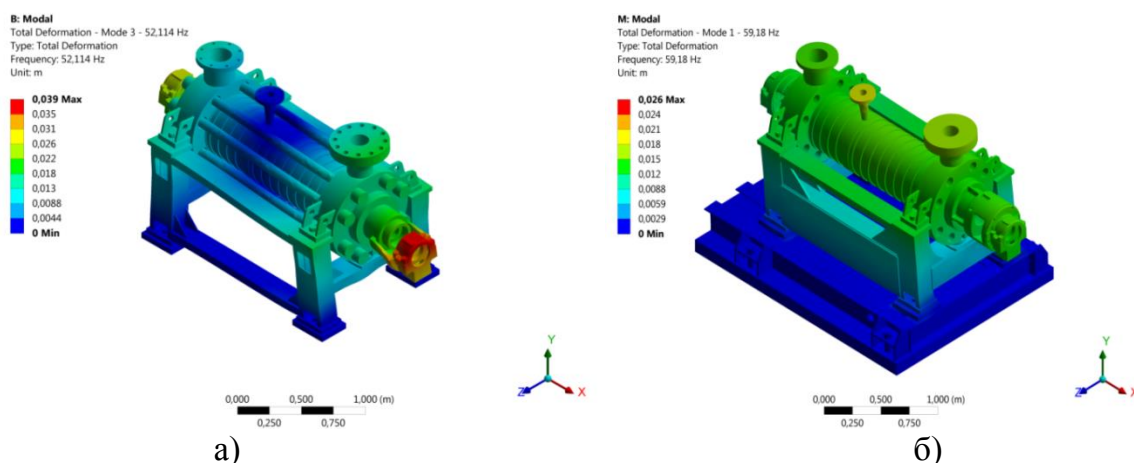


Рисунок 11 – Форми коливань консервативних динамічних підсистем: а) «Насос – рама – фундамент»; б) «Насос – модернізована рама – фундамент»

Основним елементом кріплення відцентрового горизонтального насоса до фундаменту є рама. Підхід до зміни конструкції рами відцентрового насоса буде індивідуальний для певного типорозмірного ряду. Насос, який встановлено на нежорстку раму, 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 11а показано третю форму коливань насоса на рамі, причому відповідна власна частота коливань склала 52 Гц, що призводить до резонансу з обертовою частотою 50 Гц.

На рисунку 11б показано модернізовану конструкцію рами, що має відносно малу податливість, котра призводить до того, що перша власна частота коливань насоса складає 59 Гц. Основний принцип відлаштування від резонансу відцентрового насоса – зміна жорсткості рами в напрямку коливань на власній частоті.

Ліхтар вертикального ВНА є одним із найпроблемніших елементів динамічної системи агрегату. Для підвищення власної частоти коливань вертикального агрегату

необхідно або збільшити діаметр фланцевого з'єднання ліхтаря, або додати більшу кількість ребер жорсткості, або використати товщий лист металу при виготовленні ліхтаря. Підвищення жорсткості ліхтаря електродвигуна вертикального ВНА призведе до підвищення вартості агрегату, як мінімум за рахунок збільшення металоємності конструкції. Звідси випливає, що зменшення жорсткості конструкції ліхтаря економічно доцільніше. Зменшити жорсткість конструкції ліхтаря можливо за рахунок прорізу додаткових «вікон» в листах металу, що знизить власні частоти коливань агрегату.

Описаний метод апробовано на місці експлуатації – було констатовано резонанс підсистеми «ліхтар – електродвигун» вертикального ВНА, середнє квадратичне значення віброшвидкості в районі розміщення підшипникових опор електродвигуна склало 11,3 мм/с, при допустимому значенні 4,5 мм/с. Методом «тест-удар» встановлено, що власна частота коливань становить 16,8 Гц, тоді як частота обертання – 16,5 Гц. У результаті «вирізання вікон» в ліхтарі, власна частота коливань зменшилась до 14,3 Гц, середнє квадратичне значення віброшвидкості в районі розміщення підшипникових опор електродвигуна зменшилось до 2,0 мм/с.

До деяких вертикальних ВНА висуваються вимоги щодо зміни робочої частоти обертання в діапазоні 50% – 100% від максимальної розрахункової. У такому випадку можуть виникати резонансні коливання окремих елементів конструкції ВНА, які не завжди вдається навіть на етапі проектування вивести за робочий діапазон частот обертання. Таким є ВНА 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 від 12,5 Гц до 25,0 Гц (750 об / хв – 1500 об / хв).

Виконані розрахунки ДХ агрегату показують, що власні частоти коливань підсистеми «Напірний корпус – ліхтар – електродвигун» ВНА знаходяться в межах діапазону робочих частот обертання. Вирішити проблему можливо двома способами: встановлювати пропуск допустимих частотних діапазонів та змінити конструкцію ліхтаря. Розроблено геометричну модель ліхтаря, яка забезпечує безрезонансний режим роботи вертикального ВНА. На рисунку 12 наведено форми коливань вертикального ВНА з модифікованим ліхтарем.

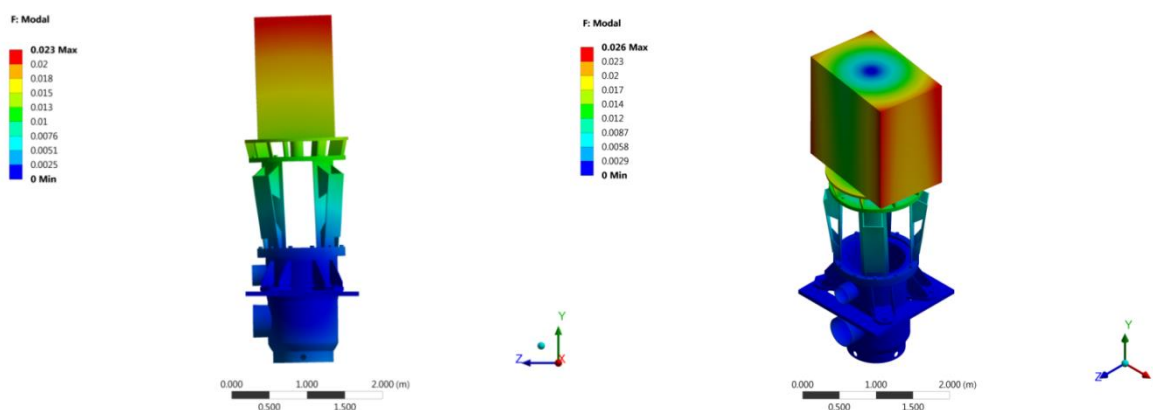


Рисунок 12 – Форми коливань конструкції ВНА зливу сепарату з модифікованим ліхтарем

В основі поданих рекомендацій лежить розроблена методика побудови математичної моделі та визначення ДХ системи ВНА. Вплив більшості доопрацювань конструкції насоса на його ДХ було перевірено на випробувальних стендах та на місцях постійної

експлуатації. Встановлено високий ступінь збігу розрахункових та експериментальних даних при впровадженні приведених рекомендацій.

## 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 методику 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 моделей окремих елементів 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 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. Яценко // 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. Яценко // 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. Яценко, Д.С. Вакула, В.И. Симоновский, А.Н. Козлов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 3. – С. 11-16.

4. 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.

5. 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.

6. Яценко 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.

*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.П. – С. 55.

12. Яценко А.С. Исследование крутильных колебаний валопроводов высокооборотных электронасосных агрегатов / А.С. Яценко, 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. 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.

## 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, Суми, 2018.

У роботі вирішена науково-практична задача із забезпечення вібронадійності відцентрових насосних агрегатів АЕС, що реалізується на створенні достовірної математичної моделі динамічної системи насосного агрегату в цілому. Розглянуто динамічну підсистему ротора насоса, встановлено, що власні частоти коливань ротора насоса в значній мірі залежать від податливостей корпусів підшипників. Оскільки ротор – невід’ємна частина насосного агрегату, то проаналізовано динамічні характеристики агрегату. Результати розрахунку та експериментального визначення власних частот агрегату показали, що власні частоти окремих елементів значно відрізняються від власних частот системи, отже, розгляд системи в цілому дозволяє визначати динамічні характеристики агрегату достовірно. Створено методику побудови математичної моделі насосного агрегату, досліджено вплив податливості кріплення горизонтального насоса на його динамічні характеристики. У дисертаційному дослідженні розглянуто систему вертикального насосного агрегату та встановлено суттєву відмінність між власними частотами окремих підсистем та власними частотами системи в цілому, з’ясовано, як впливає податливість кріплення вертикального агрегату на його динамічні характеристики. Розроблено основні конструктивні способи відлаштування 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, Sumy, 2018.

In the dissertation, the scientific and practical tasks of ensuring the vibration stability of the NPP centrifugal pump units have been solved. This task is based on the creation of a reliable mathematic model of the centrifugal pump unit dynamic system as a whole. The dynamic subsystem of the pump rotor has been analyzed, it has been established that natural frequencies of vibration of the pump unit largely depend on bearing housing compliance. As the rotor is an integral part of the pump unit, the dynamic characteristics of the pump unit have been analyzed. Results obtained during calculations and experimental determination of natural frequencies of the pump unit have shown that natural frequencies of the subsystem are differ from the natural frequencies of a system to a large extend, it means that the analysis of the system as a whole allows performing the reliable determination of dynamic qualities of the pump unit. The technique of development of the pump unit mathematic model has been created. It has been investigated the effect of the flexibility of pump fasteners on the pump dynamic characteristics. The system of the vertical pump unit has been analyzed and it has been established the significant difference on natural frequencies of isolated subsystem and natural frequencies of the system as a whole. Basic design approaches for detuning the pump unit from resonant modes of operation have been created.

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

Підписано до друку 06.11.2018.  
Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам. № 1045.

Видавець і виготовлювач  
Сумський державний університет,  
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007р.