УДК 629.11.012.55

О.О.Ларін, І.Л.Ущапівський
Національний Технічний Університет «ХПІ», Харків
Головне управління ДСНС України у Львівській області, Львів

КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПОЖЕЖНИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ СВОЄЧАСНОЇ ВІБРОДІАГНОСТИКИ

В роботі наведено теоретичні дослідження щодо формування вібрацій відцентрового пожежного насосу ПН-40УВ, який зокрема має внутрішні дефекти різного ступеня. Дослідження проводились в межах методу скінчених елементів. Побудовані тривимірні моделі насосу, проведені дослідження з формування спектру його частот та АЧХ. Визначено закономірності між рівнями вібрацій насосу у різних напрямах та рівнем технічного стану.

Ключові слова: *відцентровий пожежний насос, вібродіагностика, контроль технічного стану, МСЕ*
Рис 11. табл. 1. Форм 2. Літ 5

А.А.Ларин, И.Л.Ущапивский

КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОЖАРНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ С ПОМОЩЬЮ ИХ СВОЕВРЕМЕННОЙ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

В работе приведены теоретические исследования по формированию вибраций центробежного пожарного насоса ПН-40УВ, который имеет внутренние дефекты различной степени тяжести. Исследования проводились в рамках метода конечных элементов. Построены трехмерные модели насоса и проведены исследования по формированию спектра его частот и АЧХ. Определены закономерности между уровнями вибраций насоса в различных направлениях и уровнем его технического состояния.

Ключевые слова: *центробежный пожарный насос, вибродиагностика, контроль технического состояния, МКЭ*

O.Larin, I.Ushapivsky

MONITORING THE TECHNICAL STATE OF THE CENTRIFUGAL FIRE PUMP BASED ON THE TIMELY VIBRATIONAL DIAGNOSTICS

The paper deals with the theoretical study of the formation of a centrifugal fire pump vibrations, which has internal defects. The investigation has been carried out in the framework of the FEM. A 3D model of the fire pump has been developed. An investigation of the natural frequency spectrum and frequency response functions have been obtained and analysed based on the model. A relation between the levels of the pump vibration in different directions and the level of its technical condition has been found.

Keywords: *centrifugal fire pump, vibrational diagnostics, technical inspection, FEM*

Вступ.

Оцінка технічного стану відцентрових пожежних насосів є важливою складовою в системі підтримки боєготовності спеціалізованого обладнання підрозділів Державної Служби з Надзвичайних Ситуацій України (ДСНС), що працює на аварійно рятувальному автомобілі, а також в системі розрахунку тактичних дій під час планування ліквідації пожеж або інших надзвичайних ситуацій.

Погіршення технічного стану відцентрових насосів, що встановлені на пожежному автомобілі, призводить до втрати їх тактико-технічних характеристик, так невеликі пошкодження підшипникового вузла, що призводить до підвищення вібрацій насосу супроводжується до 25% втратою напору, який він має виробляти. Аналогічно часткове пошкодження або засмічення робочого колеса призводить до втрати тиску та напору насоса на понад 30%. Відповідні зміни мають бути враховані підчас оцінки тактичних дій підрозділів ДСНС України, а визначення подальшого погіршення технічного стану насосу має бути рекомендацією до позапланового ремонту.

©О.О.Ларін, І.Л.Ущапівський

Постановка задачі.

В даній роботі пропонується провести теоретичне моделювання вібрацій відцентрових пожежних насосів, які не мають пошкоджень та такі, що мають певні дефекти. При цьому моделюються дефекти, які є характерними в експлуатації та із різним рівнем пошкодження, що вони спричиняють. Проводячи відповідні дослідження пропонується визначити залежність між рівнем вібрацій, що матиме відцентровий насос із різними дефектами та загальний вплив технічного стану насосу на вібрації, що супроводжують його роботу.

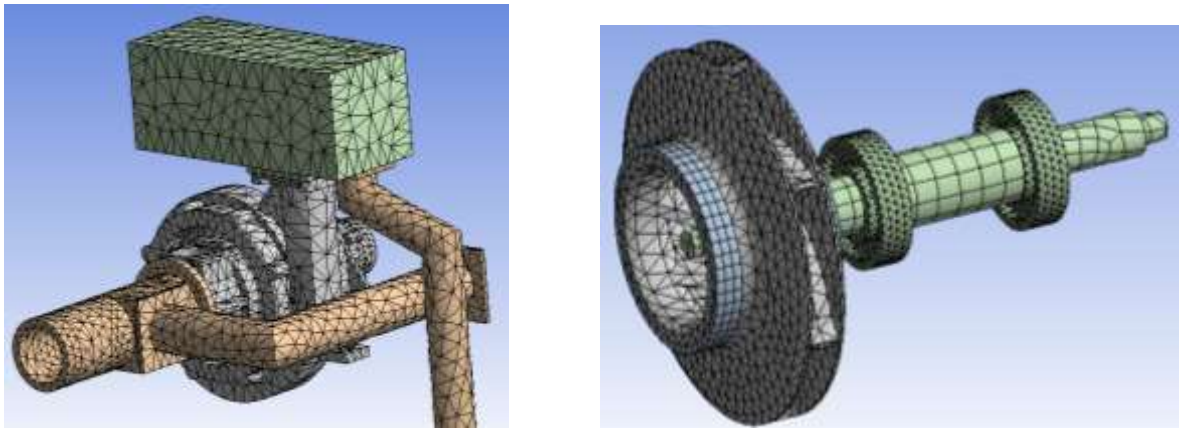
Теоретичні дослідження проводиться в рамках комп'ютерної симуляції гармонійних коливань насосу, які проведені на основі методу скінчених елементів (СЕ) із застосуванням твердотільного тривимірного моделювання [1,2].

Розробка математичної моделі насосу та аналіз його коливань у справному стані.

В роботі досліджується відцентровий пожежний насос типу ПН-40УВ, який серійно випускаються ТОВ «Прилуцький завод протипожежного і спеціального машинобудування «Пожспецмаш» (м. Прилуки, Україна).

Конструкція відцентрового пожежного насосу складається з: корпусу, масляної ванни, кришки корпусу, робочого валу та робочого колеса. Основним кріпленням насосу ПН-40УВ є болтове з'єднання до рами автомобіля на чотирьох опорах. Окрім цього з'єднання, додатковими зв'язками є елементи трубопровідних систем. Так, кришка корпусу насосу з'єднується із всмоктувальним патрубком, який через стальну трубу діаметром 100 мм жорстко з'єднаний із цистерною автомобіля. Аналогічно вихідний патрубок насоса під'єднано до колектору, що має розгалужену трубопровідну систему, яка з'єднує насос із пожежним рукавом та цистерною. З'єднання колектору із цистерною є жорстким. Колектор представляє собою масивну складну структуру трубопроводів, кранів та інших додаткових систем контроля і управління. Докладне моделювання цієї частини насосної установки не має сенсу оскільки вібрації цієї деталі не представляє інтересу. Разом із тим наявність колектору суттєво впливає на вібрацію насосу, оскільки надає додаткову масу та жорсткість зв'язку із цистерною автомобіля. Тому в даній роботі було спрощено змодельовано колектор, як просторове тіло простої форми, відповідних габаритів та маси і що має геометрично тотожні точки жорстких кріплень насосу до колектору та колектору до цистерни автомобіля. Крім того для коректного відтворення інерційно-пружних параметрів системи від колектору промодельовано трубопровід, що з'єднує насос із гнучким пожежним рукавом. Тривимірні моделі насосу у збірці та робочого колеса представлено на рис. 1.

Більшість елементів насосу вилито з алюмінієвого сплаву АЛ-6. Вал, підшипники та трубопроводи є стальними. Додатково в конструкції в невеликій кількості присутні елементи з інших матеріалів (це стосується прокладок, ущільнюючих кілець та інших подібних елементів).



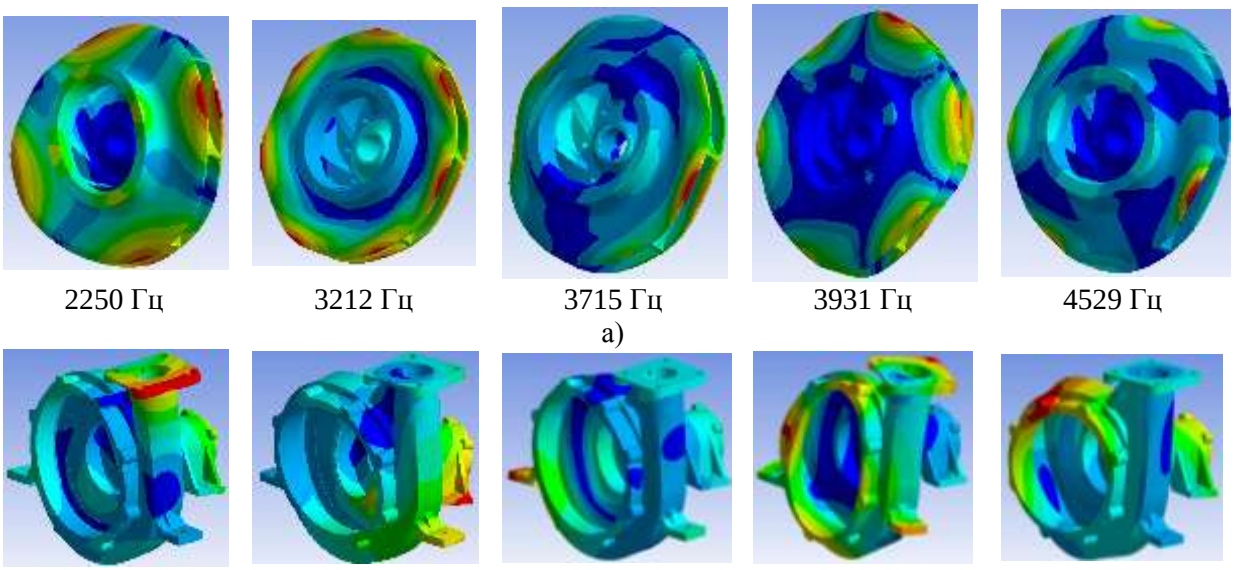
а) б)

Рис. 1. **СЕ моделі насосу ПН-40УВ із спрощеною моделлю колектору(а) та його робочого колеса, що посаджене на вал у підшипниках (б)**

Одними з найбільш важливих динамічних характеристик механічних об'єктів є показники власних коливань, тобто спектр власних частот та власні форми коливань. Дійсно,

власні форми коливань є головними формами можливих рухів об'єкта, що деформується під час вібрацій. Так, відповідно до положень лінійної теорії коливань [3] будь-яка форма вимушених коливань є суперпозицією власних форм, тому власні частоти визначають наявність та положення резонансних зон на спектрі вібрацій, що супроводжує роботу відцентрового насосу, визначають критичні швидкості обертання валу.

На першому етапі роботи було проаналізовано спектри власних частот окремих деталей та відповідні їм форми коливань (рис. 2).



2250 Гц 3212 Гц 3715 Гц 3931 Гц 4529 Гц

а)

577.16 Гц 661.5 Гц 715.5 Гц 876.6 Гц 1033.5 Гц

б)

Рис. 2. **Власні форми коливань робочого колеса (а) та корпусу (б) відцентрового пожежного насосу ПН-40УВ та відповідні їм власні частоти**

На рис. 2,*а* наведено перші 4 власні форми коливань робочого колеса та відповідні їм значення власних частот. Колесо розглядалось як вільне деформоване тіло, тобто без обмеження крайовими умовами. Окремо також було проведено аналіз власних коливань корпусу насоса рис. 2,*б*, який так само розглядався, як вільне тіло у просторі. Такі дослідження були спрямовані на перевірку адекватності побудови скінчено-елементних моделей різних деталей оскільки отримані частоти можуть бути легко перевірені експериментально, шляхом проведення тестів на імпульсне збудження коливань відповідних деталей, що є вільно вивішеними у просторі на дроті.

Експериментальне визначення власних частот проводилось за допомогою реєстрації звукових сигналів, що утворюються під час вільних коливань окремих деталей. Це тести при яких відбувається імпульсне збудження коливань – наприклад ударом молотка по деталі (рис. 3).

Рис. 3. **Фото з проведення тесту на збудження вільних коливань в робочому колесі та корпусі насосу при збуджені різних форм коливань імпульсом**

Звук, що розповсюджується від цього удару, є наслідком збуджених вібрацій та був зареєстрований за допомогою мікрофону і оброблений на комп'ютері. Типовий зареєстрований сигнал вказано на рис. 4. Отриманий сигнал загасає із часом за експоненційною залежністю. У збільшеному масштабі можна бачити, що сам сигнал окрім експонеційної амплітуди має полігармонійний характер. Тобто коливання, що збуджуються імпульсом є суперпозицією декількох гармонік. З теорії коливань відомо, що ці гармоніки відповідають власним частотам, форми яких збуджуються прикладеним імпульсом. Отже гармоніки, які є складовими зареєстрованого сигналу будуть відповідати власним частотам деталі.

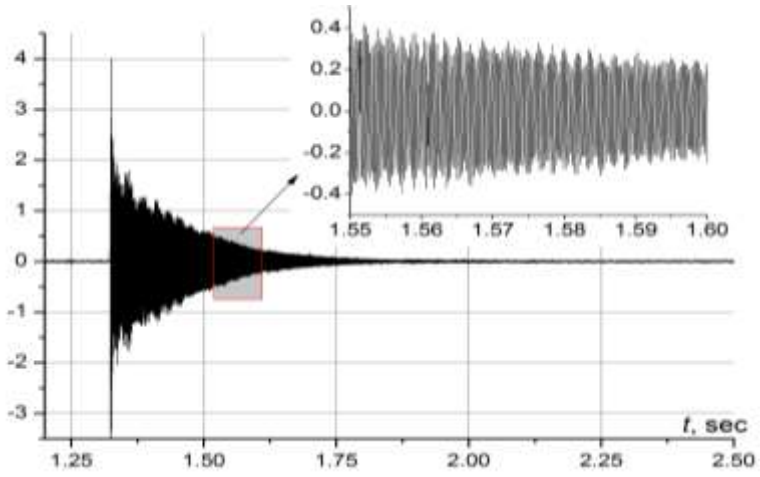
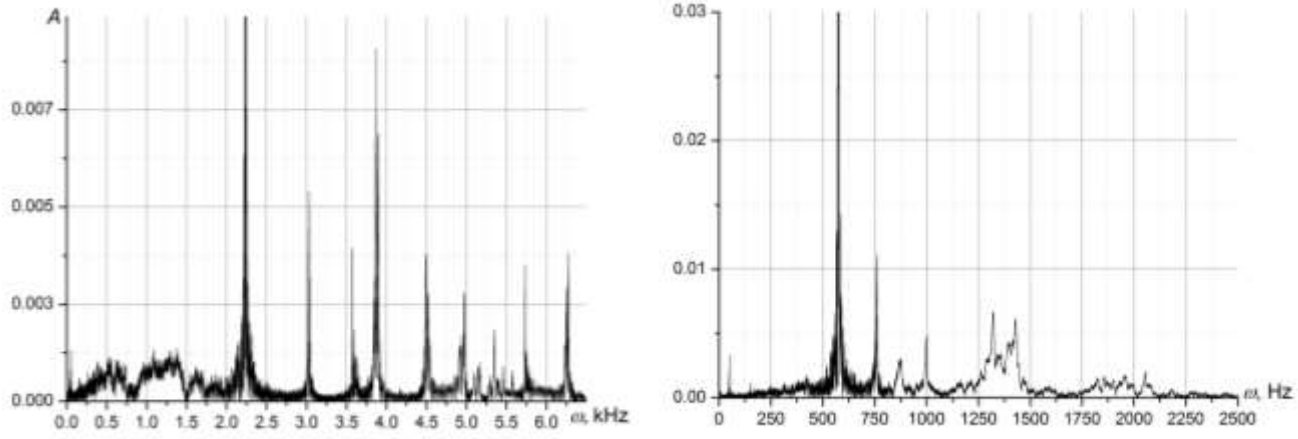


Рис. 4. **Зареєстрований мікрофоном сигнал**

Для аналізу спектрального складу використовувалось швидке перетворення Фур'є [4]. На рис. 5 представлені отримані спектри сигналів. Порівняння частот, що збудились під час імпульсу із отриманими шляхом скінчено-елементного моделювання (рис. 2) вказує на їх добру збіжність у межах 5%. В таблиці 1 зведено значення власних частот робочого колеса, що отримані теоретично (комп'ютерне моделювання МСЕ) та експериментально.



а) б)

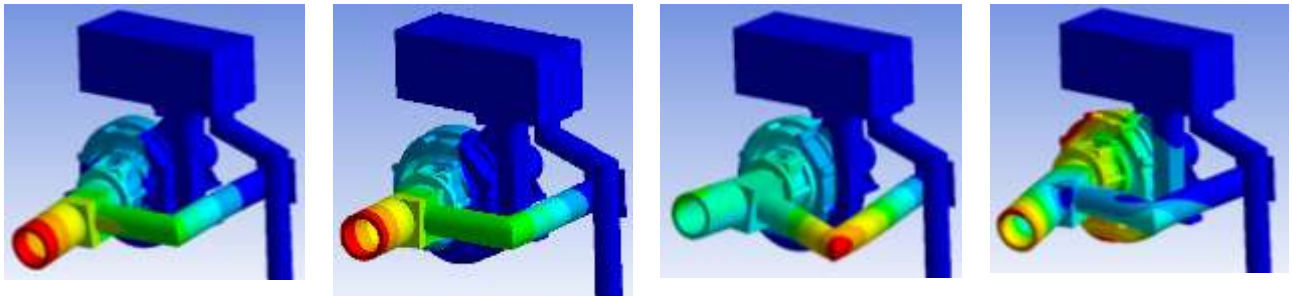
Рис. 5. **Спектри сигналів, що було зареєстровано при збудження вільних коливань в робочому колемі (а) та корпусі (б) відцентрового пожежного насосу ПН-40УВ**

Таблиця 1

Порівняння власних частот деталей насосу, отриманих теоретично та з експерименту

	Власні частоти, Гц									
	Робочого колеса насосу ПН-40УВ					Корпусу насоса ПН-40УВ				
Номер частоти	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Визначені теоретично	2250	3212	3715	3931	4529	577	661	715	876	1033
Експериментально отримані результати	2200	3050	3600	3850	4500	570	600	750	875	1000
Відносна похибка	2.3%	5.3%	3.2%	2.1%	0.6%	1.3%	10%	4.6%	0.2%	3.3%

Звичайно реальні резонансні частоти насосу є відмінними від наведених, які необхідні лише для перевірки адекватності моделі. На практиці корпус насосу не є вільним, а закріплений жорстким з'єднанням із несучою опорою. Крім цього корпус закритий кришкою, яка з'єднана трубопровідною системою із цистерною, а також має напірний патрубок, що також жорстко з'єднаний із системою розподілених кранів, яка у свою чергу має власні трубопроводи і під'єднана також до цистерни. Враховуючи усі перераховані зв'язки та додаткові деталі було проведено аналіз власних форм та частот коливань. У отриманому спектрі присутні локальні частоти вібрацій, що збуджують форми лише трубопроводу це частоти 63 Гц, 65 Гц, 261 Гц, 349 Гц, 413 Гц, 504 Гц. Решта спектру відповідає формам коливань за яких вібрація поширюється на корпус насосу, відповідні форми коливань та значення власних частот приведено на рис. 6.



176,5 Гц 299 Гц 556 (568) Гц 1160 Гц

Рис. 6. **Власні форми коливань насосу ПН-40УВ, що встановлений на опорній рамі автомобіля та відповідні власні частоти**

Наступним етапом було застосування розробленої моделі для дослідження вібраційних показників роботи насосу. Під час роботи насосу відбуваються вібрації, які є коливаннями, що викликані наявністю вимушених гармонічних сил. Зазначені сили є результатом комплексної дії наявності дисбалансу, несоосності з'єднання валів тощо [5]. Відповідні сили діють на ротор робочого колеса та передаються через підшипники на корпус насоса. В даній роботі було проведено відповідні дослідження на збудження коливань 3-ма силами, що прикладені до кінця ротора насосу. Сили вважились гармонічними, а частоти змінювались у широкому діапазоні від 0 до 400 Гц. Сили які прикладені у вертикальній площині мають однакові амплітуди та зсув по фазі на 90^{o}.

Такі дослідження дозволяли проводити аналіз вібрацій на різних гармоніках від частоти обертання ротора. На рис. 7 представлені амплітудно-частотні характеристики вібрацій насосу у різних напрямах. Розв'язок отримувався методом розкладання в ряд по власним формам коливань.

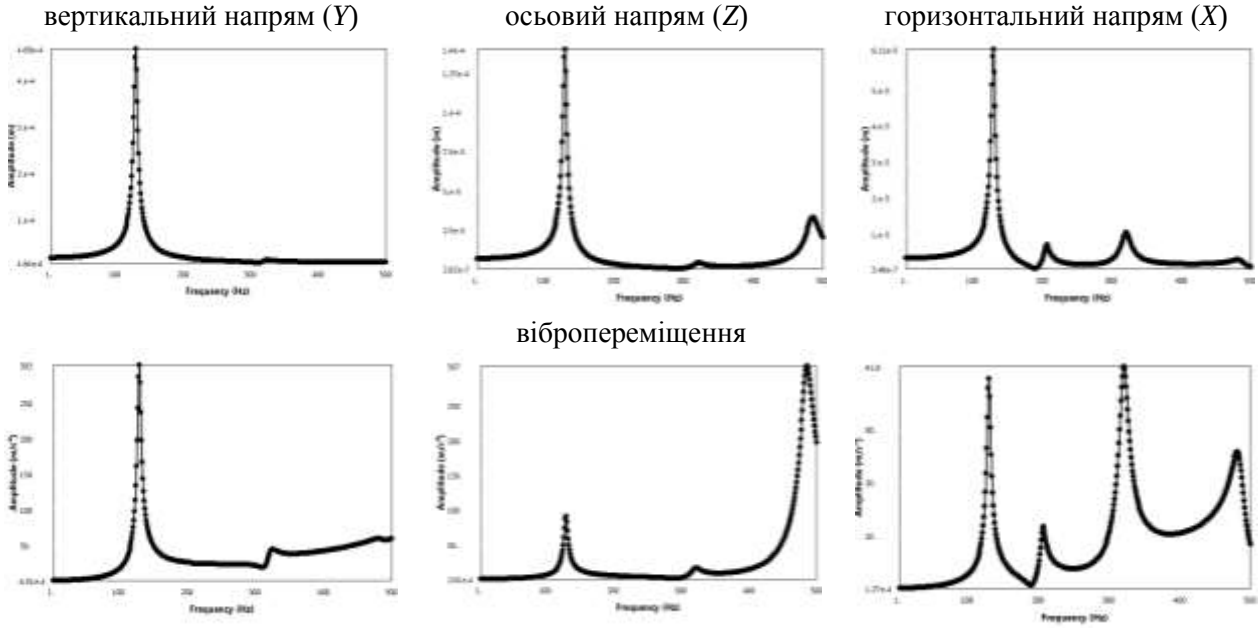


Рис. 7 . **АЧХ вібрацій та віброприскорень насосу**

АЧХ коливань дозволяють визначати гармоніки вимушених вібрацій насосу під час його роботи. Для цього необхідно скласти амплітуди гармонік на робочій частоті та гармоніки із частотами, які кратні основній. Основна гармоніка відповідає 2000 об/хв тобто 33 Гц. Має інтерес аналіз також і 66, 99, 132 Гц и т.д. Доцільно розглядати 4-5 гармонік. Рівень вібрації насосу пропонується визначати як середньоквадратичне значення амплітуд гармонік

$$\psi_x = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} a_{xk}^2}\ ,\ \ \psi_y = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} a_{yk}^2}\ ,\ \ \psi_z = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} a_{zk}^2}\ , \qquad (1)$$

де ψ_x, ψ_y, ψ_z – середньоквадратичні значення (с.к.з.) вібрацій по різним напрямам, a_{xk}, a_{yk}, a_{zk} – амплітуди коливань у відповідному напрямі на k-й гармоніці, тобто a_{x1} – це амплітуда коливань у горизонтальному напрямі на частоті 33 Гц, n – кількість гармонік, що формують вібрації (у роботі обмежувались 4 гармоніками).

Дослідження формувань вібрацій насосу із дефектами.

Попередні дослідження були проведені для справного насосу. Загальна ж ідея діагностики насосу полягає у визначенні закономірностей зміни вібрацій насосу, що має приховані дефекти. Тому наступним кроком у дослідженні є моделювання вібрацій насосу із дефектами.

На рис. 8 представлені узагальнені дані по несправностям, що найчастіше спостерігаються при експлуатації насосів. Це є послаблення кріплень насосу до рами автомобіля, несправності у підшипникову вузлу, пошкодження або засмічення робочого колеса, поява кавітаційних режимів та втрата герметичності. Більшість зазначених несправностей призводить до збільшення вібрацій. При чому до прихованих дефектів слід віднести несправності у підшипниках та у робочому колесі.

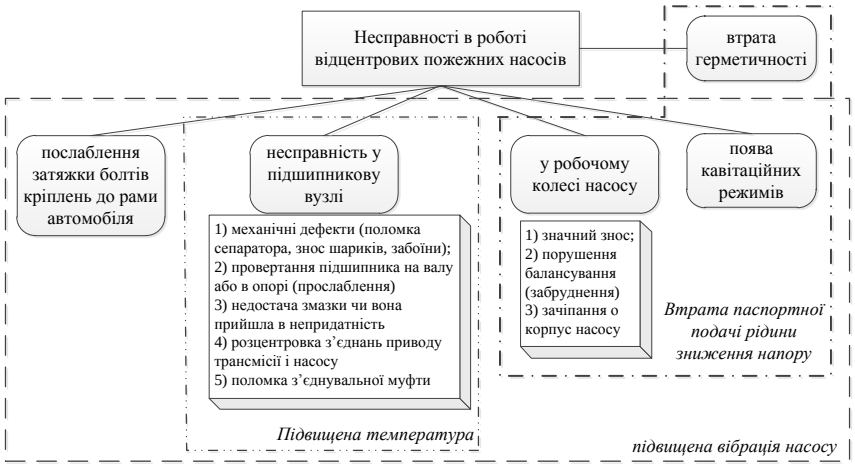
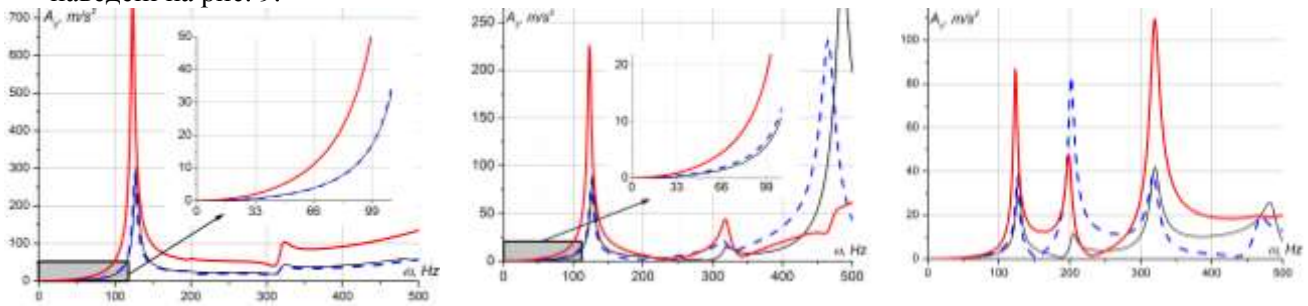


Рис. 8 . **Зведені данні по подіям виходу з ладу елементів пожежних відцентрових насосів**

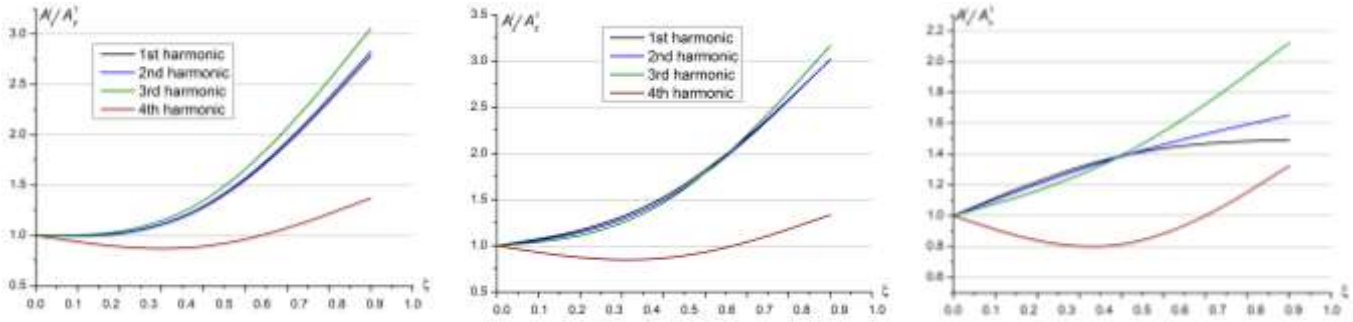
В даній роботі представлені дослідження вібрацій насосу, що має дефекти у підшипниковому вузлу. В рамках аналізу моделювалось два окремих випадки: частковий дефект, що проявляється у послаблення посадки валу у обоймі підшипника та майже повна руйнації підшипника. Відповідні амплітудно-частотні характеристики віброприскорень наведені на рис. 9.



вертикальний напрям (*Y*) осьовий напрям (*Z*) горизонтальний напрям (*X*)

Рис. 9. **АЧХ віброприскорень насоса, який має послаблення посадки валу в підшипниках (пунктир) та повністю зношений підшипник (суцільна лінія)**

Аналіз результатів по окремих гармоніках дає можливість визначити, що що перші три гармоніки при зношеності підшипника здатні збільшитись у три рази по вертикальному та осьовому напряму, а у горизонтальному напрямі у понад 1,5 рази. На рис. 10 наведені узагальнені результати по 4 першим гармонікам. На цих графікам представлені відносні величини, тобто значення, що віднесені до відповідних значень тих самих гармонік в недефектному стані, що дозволяє аналізувати як змінюються гармоніка в залежності від ступеня зношеності підшипника.

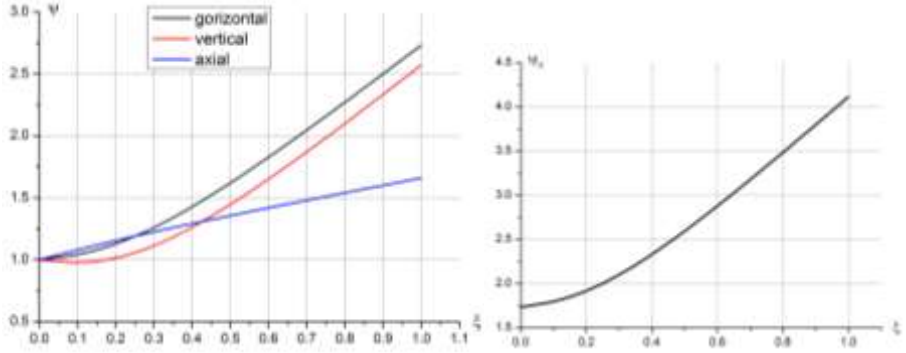


вертикальний напрям (*Y*) осьовий напрям (*Z*) горизонтальний напрям (*X*)

Рис. 10. **Залежності відносної змін гармонік вібрацій від ступеня зносу підшипника**

Використовуючи вираз (1) та результати, що наведені на рис. 10 можна отримати більш загальні результати по відносного с.к.з. по різних напрямам вібрацій. Відповідні графіки показані на рис. 11,*а*. На рис. 11,*б* представлено графік залежності модуля сумарного вектору відносних с.к.з. вібрацій насосу, тобто представлений отриманий із залежностей, які показані на рис. 11,*а* по формулі (2) та характеризують відносну зміну загальних рівнів вібрацій при погіршенні технічного стану насосу, що викликані дефектами у підшипниковому вузлу.

$$\psi_0 = \sqrt{\psi_x^2 + \psi_y^2 + \psi_z^2}\ . \qquad (2)$$



а) б)

Рис. 11. **Залежності відносного с.к.з по різних напрямам вібрацій (а) та відносного сумарного с.к.з. (б) від ступеня зносу підшипника**

Висновки.

В роботі наведено теоретичні дослідження щодо формування вібрацій відцентрового пожежного насосу ПН-40УВ, який зокрема має внутрішні дефекти різного ступеня. Дослідження проводились в межах методу скінчених елементів. Побудовані тривимірні моделі насосу та проведені дослідження з формування спектру його частот та АЧХ. Адекватність розроблених моделей перевірена шляхом порівняння спектрів вібрацій його окремих деталей із експериментальними даними, що отримані за допомогою тестів на збудження вільних коливань відповідних елементів насосу. Визначено закономірності між рівнями вібрацій насосу у різних напрямах та рівнем технічного стану.

1. Толок В.А. Метод конечных элементов. Теория, алгоритмы, реализация / В. А. То-лок, В.В. Киричевский, С.И. Гоменюк и др. – К.: Наук. думка, 2003. – 256с.
2. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / К.А. Басов. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224с.
3. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков.- М.: Наука, 2004. - 591с.
4. Oppenheim A.V. Discrete-time signal processing / Alan V. Oppenheim, R. W. Schafer and J. R. Buck. – Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 3rd edition, 2009, 1120 p.
5. Жовдак В.А. Колебания вращающихся роторов / В.А. Жовдак, Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. – 80с.

Стаття надійшла до редакції 05.05.2014.

©О.О.Ларін, І.Л.Ущапівський