

*І.Л. Ущанівський¹, Я.Б. Кирилів², канд. техн. наук, ст. наук. співр.,
О.О. Водка³, О.О. Ларін³, канд. техн. наук, доцент
(¹Головне управління ДСНС України у Львівській області,
²Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
³Національний технічний університет «ХПІ»)*

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙ ВІДЦЕНТРОВОГО ПОЖЕЖНОГО НАСОСА ЗІ ЗНОШЕНИМИ ПІДШИПНИКАМИ

Робота присвячена експериментальним дослідженням вібраційного стану відцентрових пожежних насосів ПН-40УВ, що не мають дефектів та з дефектом. У якості прихованого дефекту був обраний характерний тип несправності насоса – зношений підшипниковий вузол. Отримані вібраційні сигнали з віброприскорень були проаналізовані за їх спектральним складом. Визначено, що наявність зношеного підшипника у насосі призводить до появи додаткових гармонік із специфічними частотами, які проявляються на найбільш динамічно навантаженому режимі роботи – використання насоса із водою, який працює сам на себе, тобто без її подачі. Отримані вібраційні ознаки наявності прихованого дефекту можуть бути покладені у методику діагностики технічного стану пожежних насосів.

Ключові слова: відцентрові пожежні насоси, діагностика, технічний стан, вібрації

Вступ. Відцентрові насоси є важливою частиною пожежного обладнання. Їх робота суттєво впливає на ефективність виконання операцій з ліквідації надзвичайних ситуацій підрозділами державної служби з надзвичайних ситуацій (ДСНС).

На сьогодні на озброєнні ДСНС України знаходиться більше 4 тис. одиниць пожежної техніки. З них 65 % – це автоцистерни, які експлуатуються понад 20 років. Встановлені на них відцентрові насоси вже майже вичерпали свій проектний ресурс. Зазначена ситуація призводить до того, що існує висока ймовірність наявності у відцентрових насосах прихованих дефектів, які можуть призвести до їх виходу з ладу та в такий спосіб знизити ефективність роботи підрозділів під час оперативних дій з ліквідації надзвичайної ситуації. Крім того деякі дефекти здатні проявлятися негативним чином на тактико-технічних показниках роботи насоса (наприклад зменшувати напір), що також негативно відбивається на ефективності його використання.

Існуюча система контролю надійності насосів базується на системі технічних оглядів та планово-запобіжних ремонтних робіт. Така система є ефективною якщо існують якісні методики діагностики насосів, особливо такі, що не потребують проведення операцій розбирання.

Досвід експлуатації насосів вказує на те, що дефекти, які зазвичай призводять до виходу із ладу насосів, призводять до підвищення вібраційного рівня, що супроводжує роботу насоса. Отже, застосування вібраційної діагностики, як інструмента визначення технічного стану відцентрових пожежних насосів, може бути досить ефективним.

Постанова задачі. В основі методики є проведення серії експериментальних досліджень, які спрямовані на визначення закономірностей зміни вібраційних характеристик насоса внаслідок наявності дефекту. Таким чином, порівняльний аналіз зміни у динаміці системи порівняно із еталоном дає можливість сформулювати ознаки прихованого дефекту усередині насоса, а отже дає змогу проводити діагностування його технічного стану.

Умови та засоби проведення експериментальних досліджень. В даній роботі розглянуто експериментальні випробування відцентрового пожежного насоса для подачі вогнегасних речовин, який встановлено на аварійно-рятувальному автомобілі.

Експериментальні дослідження проводились із використанням вимірювального комплексу «Ультра-В-І» [1, 2], який розроблений на кафедрі динаміки та міцності машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (м. Харків, Україна). Вимірювальний комплекс складається із (рис. 1): датчика віброприскорень; аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та портативного комп'ютера. «Ультра-В-І» має дійсне свідоцтво про Державну метрологічну атестацію і дає змогу проводити вимірювання віброприскорень у точці конструкції.

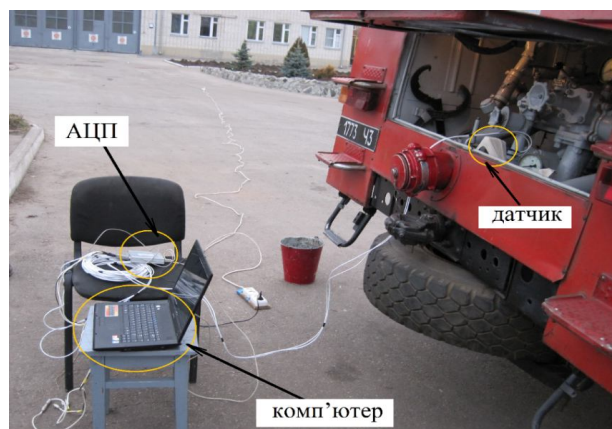


Рис. 1. Вимірювальний комплекс «Ультра-В-І» під час експериментальних досліджень

Під час випробувань із наведеним вимірювальним комплексом використовувався датчик віброприскорень ВДК-3, який оснащений мікроелектромеханічним сенсором ADXL250 (виробництво AnalogDevice, США). Цей датчик є ємкісним та дає змогу проводити заміри віброприскорень із амплітудами в діапазоні 0,5 до 40 м/с² та в частотному діапазоні (1-400) Гц.

Під час випробувань вібрацій насоса на пожежному автомобілі вимірювання проводилось на корпусі всмоктувального патрубку в трьох напрямках: осьовому (Z), вертикальному (Y) та горизонтальному (X).

Дослідження вібрацій на всмоктувальному парубку пожежного насоса. Першочерговим завданням експериментальних досліджень був аналіз вібраційного стану пожежного насоса ПН-40УВ, що не має дефектів. Для прояву різного роду особливостей у вібрації аналізувалась робота насоса на найбільш динамічно-навантаженому режимі, тобто під час роботи насоса із водою без її подачі.

Під час цих випробувань частота обертання ротора утримувалась біля максимального значення понад 2000 об/хв. Слід відмітити, що обертання ротора не є чітко зафіксованим внаслідок існування нерівномірності ходу двигуна, крім того керування швидкістю обертання ротора пожежного насоса реалізується у ручному режимі, тобто присутній людський фактор. Тому для аналізу вібрацій необхідно контролювати значення частоти обертання ротора. В рамках цих досліджень використовувався частотомір, який був встановлений біля з'єднання ротора із валом насоса та в режимі реального часу передавав дані на АЦП та паралельно до запису вібрацій зберігався на комп'ютері.

На рис. 2 представлено реалізацію у часі зміни швидкості обертання ротора під час випробувань. Під час цього вимірювання середня частота становила $\langle \omega \rangle = 37,73$ Гц, що відповідає 2264 об/хв. Розкид значень частоти був зафіксований у межах від 35,67 Гц до 39 Гц (2140 об/хв – 2340 об/хв) із дисперсією $\sigma_{\omega}^2 = 0,71$ Гц².

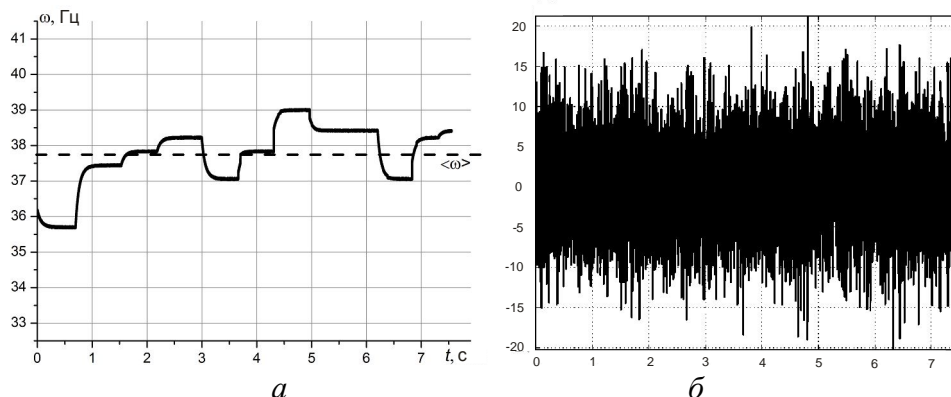


Рис. 2. Експериментальні дослідження вібрацій при утриманні швидкості обертання ротора близько 2000 об/хв зміна частоти обертання ротора у часі (а) та зареєстрований сигнал віброприскорень у вертикальному напрямі (б)

На рис. 2, б представлено зареєстрований сигнал віброприскорень у вертикальному напрямі. Із наведеного сигналу можна спостерігати наявність певної випадкової складової та полігармонічного характеру. Разом із тим часовий сигнал не має періодичних імпульсів чи інших виражених змін форми сигналу, що підтверджує відсутність дефектів та добру збірку компонентів насоса.

З метою більш детальних досліджень спектральних показників вібрацій насоса доречним є аналіз вібрацій на інших швидкостях обертання ротора. Узагальненням цих результатів є «прогонка» насоса із поступовим безперервним збільшенням частоти збурення. Отже, був проведений тест під час якого швидкість обертання насоса поступово збільшувалась починаючи від 800 об/хв до 2100 об/хв. Зареєстрований сигнал, який демонструє зміну у часі частоту обертання ротора представлений на рис. 3а, а часовий сигнал із віброприскоренням на рис. 3б. Розгін проводився протягом 30 секунд.

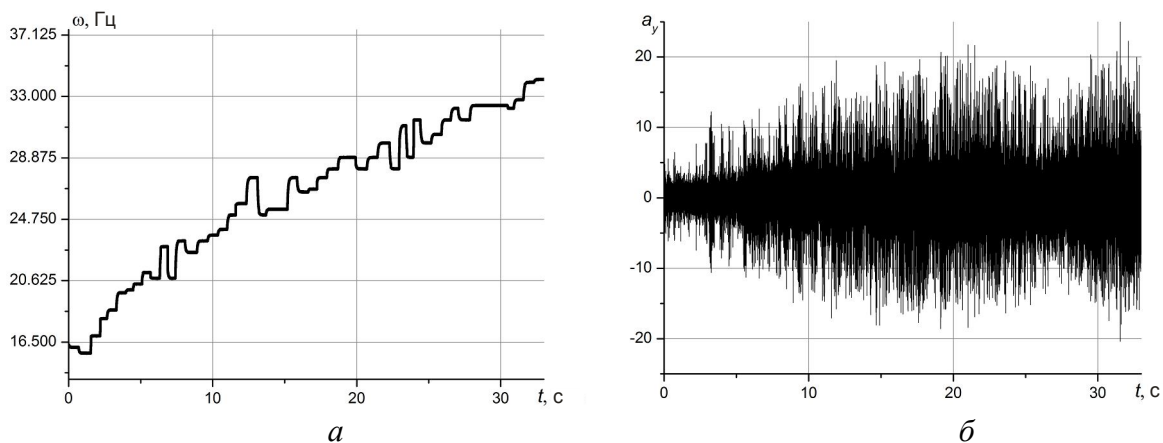


Рис. 3. Прогонка насоса:

*а – зареєстрований сигнал з тахометра (частота обертання ротора у часі),
б – зареєстрований сигнал віброприскорень у вертикальному напрямі*

Усі отримані сигнали аналізувались за їх спектральним складом. При цьому використовувалась процедура швидкого перетворення Фур'є [4, 3]. Швидке перетворення Фур'є – це програмний алгоритм для дискретного перетворення Фур'є, тобто алгоритм, який дає вектор дискретних значень спектра C_n у потрібному діапазоні частот для дискретно заданого сигналу $a(t)$ (вектора значень сигналу у дискретні моменти часу t_k , $a_k = a(t_k)$)

$$C_n = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} a_k \cdot \exp \left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} nk \right]. \quad (1)$$

Сигнали віброприскорення, що були отримані при тестах із поступовим неперервним збільшенням частоти збудження аналізувались за допомогою спектрограм [5]. Для цього сигнал ділився на окремі фрагменти (вікна), в межах кожного з яких проводилась класична процедура швидкого перетворення Фур'є. Далі відбувалась побудова карти отриманих результатів: по осях координат відкладали час зареєстрованого сигналу, що однозначно відповідає швидкості обертання ротора, а по другій осі – частоту, на якій відбуваються вібрації насоса – рівень амплітуди коливань на цих частотах відрізнявся кольором (найбільші амплітуди чорним кольором, а найменші – білим). Така процедура має назву віконного перетворення Фур'є, а результат її застосування є спектрограмою.

Математично віконне перетворення Фур'є відрізняється від звичайного наявністю віконної функції ϖ , яка залежить від двох змінних часу та часового зсуву. У випадку дискретного сигналу, як під час вібродіагностики, вікно так само слід вважати дискретним. Результатом перетворення є матриця

$$C_{lm} = \sum_{k=0}^{N-1} a(t_k) \varpi[m-k] \cdot \exp\left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} lk\right]. \quad (2)$$

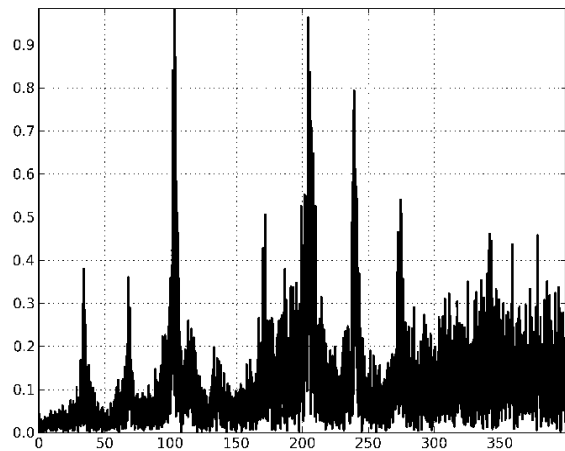
Рядки цієї матриці складаються з векторів миттєвих спектрів. У цій роботі використовувалося звичайне прямокутне вікно, тобто сигнал за межами вікна відсікався.

Ширина вікна задавалась рівною 0,5 секунди. Таке значення, з одного боку, є достатнім для отримання коректних результатів із швидкого перетворення Фур'є в рамках кожного вікна (враховуючи, що найменша робоча частота сигналу відповідає 800 об/хв, тобто 13,3 Гц, а це 10 періодів на найнижчій частоті у вікні). З іншого боку, зазначена ширина вікна дає змогу отримати результати щодо понад 60 вікон та, таким чином, побудувати неперервне поле зміни спектра вібрацій у часі із збільшенням частоти навантаження.

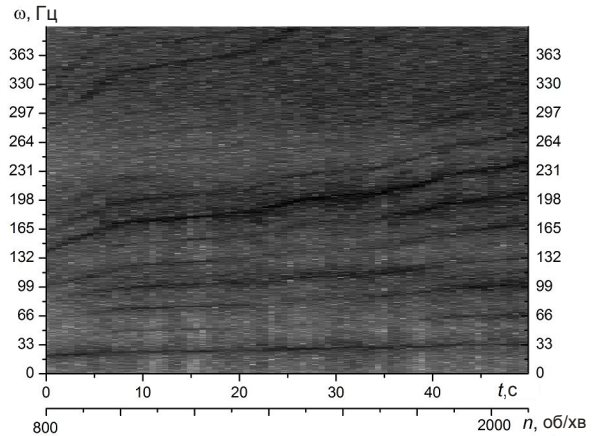
На рис. 4 зведені спектри вібрацій та поля їх зміни із ростом частоти обертання ротора.

Аналізуючи наведені спектри слід відмітити наявність суттєвих амплітуд із старшими гармоніками, що переважають основну. У першу чергу це стосується сьомої гармоніки, що добре можна бачити на полях зміни спектрів. Зазначена гармоніка переважає усі інші у спектрах на всьому діапазоні значень частоти збурення, особливо для вертикального та осьового напрямів. Прояв сьомої гармоніки пов'язаний із турбулентними течіями в робочій камері насоса, які утворюють кромкові сліди навколо лопатей робочого колеса, яких у цій конструкції 7. Крім цього, можна бачити на спектрі і чотирнадцяту гармоніку оберտальної частоти ротора яка є другою кратністю частоти пульсацій кромкового сліду.

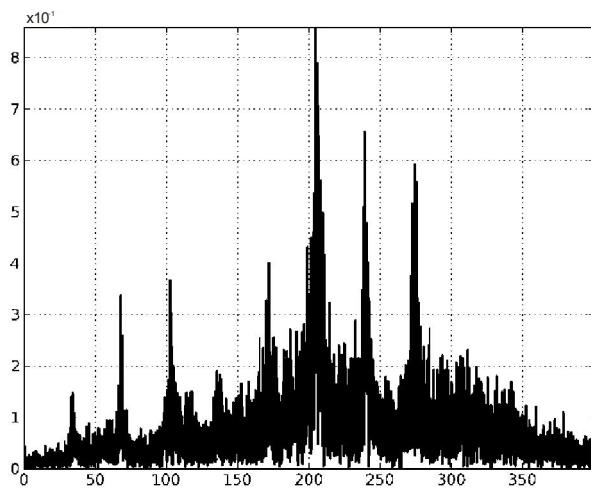
Аналіз порівняння кількісних показників вібрацій у різних напрямках вказує на те, що найбільші вібрації спостерігаються у вертикальному напрямі, а у горизонтальному – найменші.



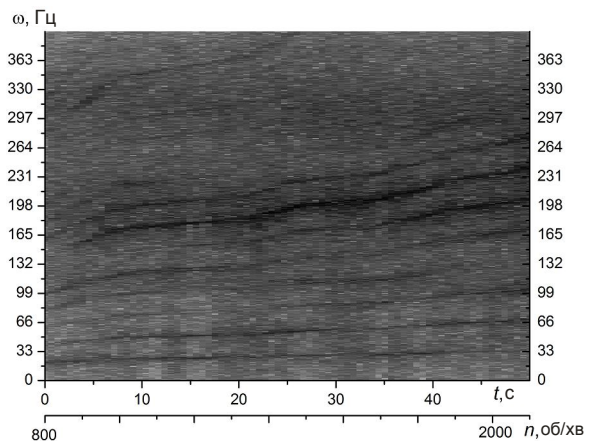
а



б



в



г

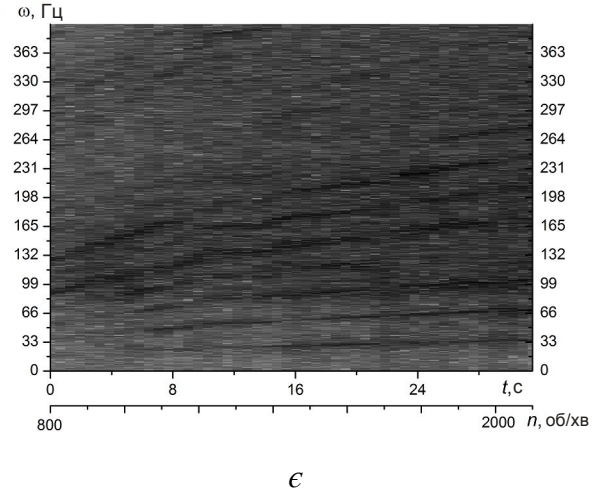
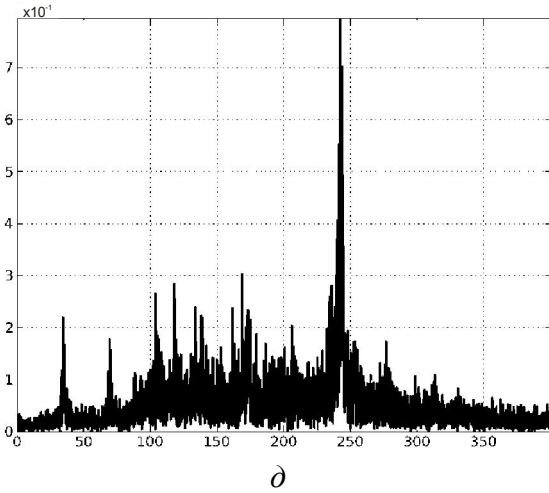
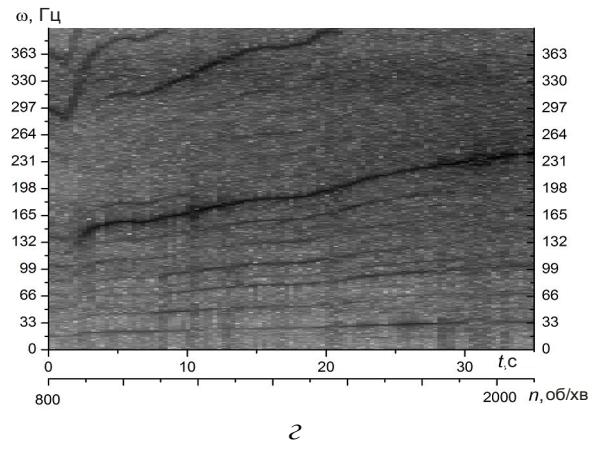
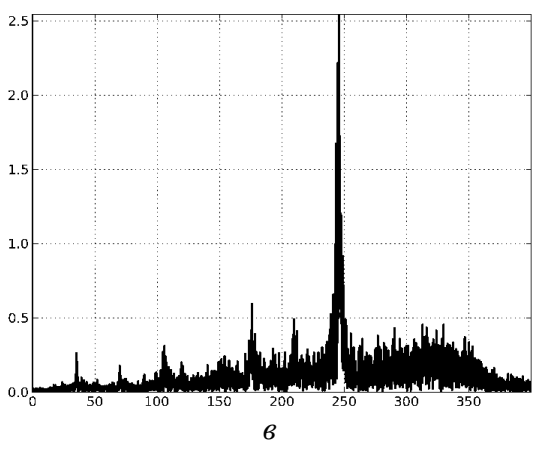
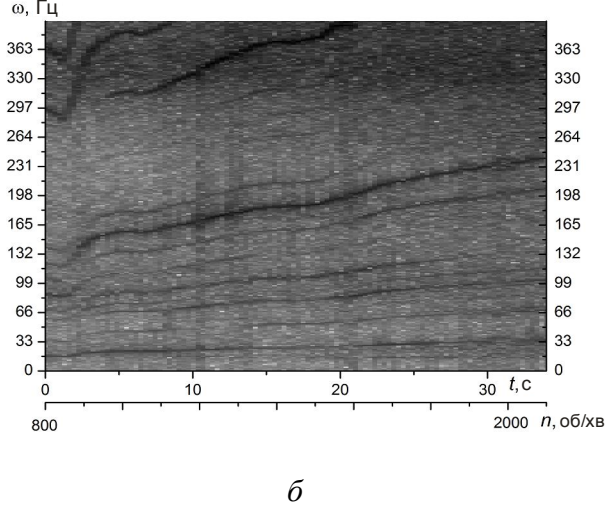
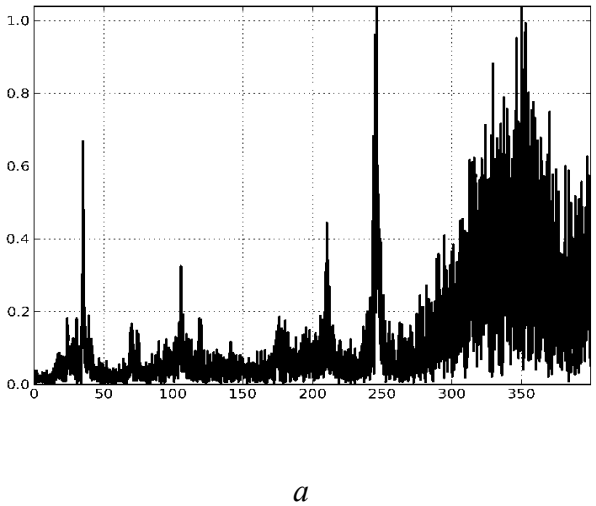


Рис.4. Спектри (а, в, д) та спектрограми (б, г, є) вібрацій насоса у вертикальному (а, б), осьовому (в, г) та горизонтальному (д, є) напрямках

Дослідження вібрацій пожежного насоса ПН-40УВ, який має зношений підшипниковий вузол. За тривалої експлуатації пожежних насосів дії вібрацій разом із природними процесами втомної зношеності призводять до виходу зі строю підшипникового вузла. При цьому часто ресурс підшипників суттєво менший від ресурсу насоса. В даній роботі було розглянуто дослідження вібрацій насоса ПН-40УВ, який має підшипниковий вузол, що відпрацював понад 90% свого проектного ресурсу. На рис. 5 представлено спектри та спектрограми вібрацій у точці на всмоктувальному патрубку.



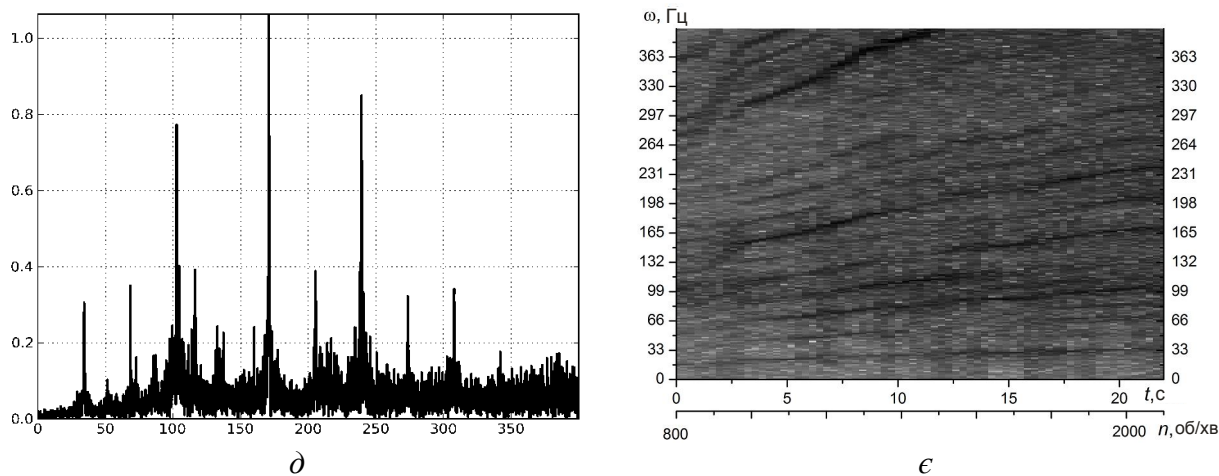


Рис. 5. Спектри (а, в, д) та спектрограми (б, г, е) вібрацій насоса, що має зношені підшипники у вертикальному (а, б), осьовому (в, г) та горизонтальному (д, е) напрямках

Аналіз вібрацій вказує на досить широкий спектр гармонік: так у вертикальному напрямі присутні перша, друга, третя, п'ята, шоста та сьома гармоніки, а також спостерігається резонансний режим у діапазоні 300-400 Гц. Найбільші амплітуди мають перша, сьома гармоніки та резонансний режим. Важливим спостереженням є наявність гармоніки із частотою близькою до 120 Гц. Крім того, у спектрі є гармоніка із частотою близькою до 0,5 від основної частоти обертання ротора. Наявність виявлених частот у вібраціях у вертикальному напрямі підтверджується і картиною спектрограми, на якій частоти із 0,5 та (3,5 – 3,6) від основної гармоніки спостерігаються майже на всьому діапазоні зміни частоти обертання ротора. Вібрації у осьовому напрямі мають менш виражені гармоніки у спектрі, так повністю домінує сьома гармоніка, проте присутні малими амплітудами перша, друга, третя, п'ята та шоста гармоніки. У спектрі також присутня гармоніка близько (116-120) Гц. Спектрограма (рис. 5г) підтверджує зроблені спостереження. У вібраціях в горизонтальному напрямі є картина, близька до вібрацій у вертикальному напрямі, так, збуджуються всі гармоніки з першої по восьму. Найбільші амплітуди є у п'ятої гармоніки. Досить виражена гармоніка із частотою 116 Гц.

Отже порівняння спектрів та спектрограм вібрацій насоса із пошкодженими та непошкодженими підшипниками вказує на прояв додаткових специфічних частот. Зазначене явище є наслідком наявності пошкодження у підшипнику. Дійсно під час обертання вала у підшипнику відбувається періодичне потрапляння дефекта на тіла кочення або періодична зміна положення дефекта відносно силового навантаження на підшипник. Тому з'являються характерні частоти, що пов'язані із кількістю тіл обертання, швидкістю їх кочення тощо.

У навантаженому підшипнику діагностують чотири основні частоти: які можуть бути пов'язані із дефектом у зовнішній обоймі (BPFO), у внутрішній обоймі (BPFI), у сепараторі (FTF), або у самих тілах кочення (BSF). У літературі [6] відомі вирази для визначення зазначених частот через параметри підшипника:

$$\omega_{BPFO} = \omega \cdot \frac{N}{2} \left(1 - \frac{d_R}{D} \cos(j) \right) \cong 0.45 \cdot \omega \cdot N, \quad (1)$$

$$\omega_{BPFI} = \omega \cdot \frac{N}{2} \left(1 + \frac{d_R}{D} \cos(j) \right) \cong 0.6 \cdot \omega \cdot N, \quad (2)$$

$$\omega_{FTF} = \omega \cdot \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_R}{D} \cos(j) \right) \cong 3.5 \cdot \omega \cdot N, \quad (3)$$

$$\omega_{BSF} = \omega \cdot \frac{D}{2d_R} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_R}{D} \cos(j) \right)^2 \right) \cong 0.45 \cdot \omega. \quad (4)$$

де ω – частота обертання ротора; N – кількість тіл кочення у підшипнику; d_R – діаметр тіл кочення; D – діаметр сепаратора; j – кут контакту тіл кочення до обойми підшипника.

Вал із робочим колесом має консольне кріплення на двох підшипниках №309. Дані підшипники є шариковими із зовнішнім діаметром 100 мм, внутрішнім 45 мм та шириною 25 мм, має 8 шариків діаметром 17,46 мм. Отже, пошкодження підшипника(ів) призводить до формування вібрацій із гармоніками з специфічними додатковими частотами, які під час обертання ротора на швидкості 2000 об/хв (частота основної гармоніки складатиме $\omega = 33,3$ Гц) можуть бути $\omega_{BSF} = 15$ Гц, $\omega_{FTF} = 116$ Гц, $\omega_{BPFO} = 120$ Гц, $\omega_{BPF1} = 160$ Гц.

Таким чином, вібрації насоса із зношеним підшипником характеризуються наявністю гармонік із частотами близько 120 – 116 Гц, які відповідають частотам, що характеризують наявність пошкодження у внутрішній обоймі або сепараторі підшипника.

Порівняння кількісних показників вібрацій насоса із пошкодженнями підшипників і без них дає можливість виявити, що збільшення вібрацій найбільш сильно формується у вертикальній площині ХУ, а осьова вібрація не отримує істотного зросту. Напрямок вібрацій у насоса із зношеними підшипниками є таким самим, що і у вібрацій насоса без дефектів.

Висновки. Таким чином, в роботі представлені експериментальні дослідження вібрацій відцентрового пожежного насоса ПН-40УВ, що не має пошкоджень та з дефектом послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі. Проведено спектральний аналіз вібрацій та побудовані просторові траєкторії вектора віброприскорень у точці насоса. Визначено, що у спектрах вібрацій насоса із пошкодженням зазначеного типу присутні дрібні гармоніки вібрацій, які є характерними для пошкодження сепаратора або внутрішньої обойми підшипників. Отримані вібраційні ознаки наявності прихованого дефекту зазначеного типу може бути покладено у методику технічної діагностики пожежних насосів.

Застосування зазначеної методики дасть змогу покращити систему ТО та планових ремонтних робіт, що своєю чергою зменшить простої пожежного обладнання, які пов'язані із передчасними ремонтними роботами, з одного боку, а з іншого боку, дасть змогу запобігати раптовим відмовам насосів.

Список літератури:

- 1. Водка А.А.** Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012.– № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.
- 2. Ульянов Ю.Н.** Комплекс для измерения виброускорений на основе микроэлектромеханического сенсора / А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики», Євпаторія, 3-8 травня 2012 року. – 2012. – С. 191.
- 3. Brigham E.O.** The fast Fourier transform and its applications / Brigham E. Oran. – Englewood Cliffs, N.J.: Prentice Hall, 1988, 448 p.
- 4. Oppenheim A.V.** Discrete-time signal processing / Alan V. Oppenheim, R. W. Schaf-erand, J. R. Buck. – Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 3rd edition, 2009, 1120 p.
- 5. Allen J.B.** Short Time Spectral Analysis, Synthesis, and Modification by Discrete Fourier Transform / Jont B. Allen // IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing. ASSP-25 (3), 1977, Pp. 235–238.
- 6. Русов В.А.** Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / В.А. Русов. – Пермь, 2012.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ПОЖАРНОГО НАСОСА С ИЗНОШЕННЫМИ ПОДШИПНИКАМИ

Работа посвящена экспериментальным исследованиям вибрационного состояния центробежных пожарных насосов ПН-40УВ с дефектами и без них. В качестве скрытого дефекта был выбран характерный тип неисправности насоса – изношенный подшипниковый узел. Полученные вибрационные сигналы по виброускорениям были проанализированы по их спектральному составу. Определено, что наличие изношенного подшипника в насосе приводит к появлению дополнительных гармоник со специфическими частотами, которые проявляются на наиболее динамично нагруженном режиме работы – использование насоса с водой без ее подачи. Полученные вибрационные признаки наличия скрытого дефекта могут быть положены в методику диагностики технического состояния пожарных насосов.

Ключевые слова: центробежные пожарные насосы, диагностика, техническое состояние, вибрации

I.L. Ushapivsky, Ya.B. Kyryliv, O.O. Vodka, O.O. Larin

AN EXPERIMENTAL STUDY OF CENTRIFUGAL FIRE PUMP VIBRATIONS WITH WORN-OUT BEARING

The work deals with an experimental study of centrifugal fire pump vibrations PN-40UV both with and without defects. A worn-out bearing assembly, which is pump problem type, was selected as latent defect. The vibration accelerations signals have been analyzed by their spectral structure. It was determined that the presence of the worn-out bearing in the pump leads to an appearance of additional harmonics with specific frequencies. This harmonics arises in the most dynamically loaded operation regime that is the usage of a pump filled with water which works by itself without its feeding. These vibrational symptoms of the analyzed type of hidden flaws can be used in procedures of fire pumps technical diagnostics.

Keywords: centrifugal fire pumps, diagnostics, technical state, vibrations

