

Я.А. Степчин, к.т.н., доц.
В.В. Отаманський, ст. викладач
І.П. Малишев, аспірант
О.М. Пилипенко, д.т.н., проф.

Державний університет «Житомирська політехніка»

Вібродіагностика підшипникових вузлів папероробних машин

Надійність та продуктивність роботи технологічного обладнання значною мірою залежить від вчасної і надійної діагностики найменш довговічних складальних одиниць, до яких належать підшипники кочення. Ефективним інструментом визначення стану механічних обертових систем на підшипниках кочення є вібраційна діагностика. Різноманітність методів вібродіагностики, що застосовуються на практиці, обумовлена складністю виділення інформативної складової для оцінки і прогнозування стану підшипників кочення із загального вібраційного сигналу досліджуваного вузла. Стаття присвячена дослідженню інформативності вузьких діапазонів частот вібраційного сигналу роботи підшипникових вузлів папероробних машин та їх застосуванню як діагностичних параметрів для вібродіагностики підшипників кочення.

У роботі наведено результати аналізу існуючих методів вібродіагностики підшипникових вузлів технологічного обладнання та встановлено, що визначення дефектів підшипників кочення за зміною рівня вібрацій на характерних частотах складових спектра вібрації та спектра обвідної надає більш конкретну інформацію щодо характеру пошкодження підшипника та його експлуатації.

На підставі обробки експериментальних даних – усереднених спектрів віброшвидкості сигналу, знятого з підшипникового вузла папероробної машини, – запропоновано відносний показник оцінки поточного стану підшипника та прогнозу розвитку його стану, з визначенням якого є можливість винесення рішення про придатність чи непридатність підшипника.

Ключові слова: вібродіагностика; підшипник кочення; віброшвидкість; папероробна машина; спектр.

Постановка проблеми. Надійність та продуктивність роботи технологічного обладнання значною мірою залежить від вчасної і надійної діагностики найменш довговічних деталей та складальних одиниць, до яких належать підшипники кочення. За даними [1–2] від 41 до 50 % відмов двигунів та машин пов'язано зі зношенням підшипників. Ефективним інструментом визначення стану механічних обертових систем на підшипниках кочення є вібраційна діагностика, завдяки великій інформативності коливальних процесів, що супроводжують їх роботу, та можливості проведення аналізу без демонтажу обладнання [3]. Проте на сьогодні за наявності множини різноманітних методів вібродіагностики підшипникових вузлів машин немає методу, що поєднує високу достовірність визначення та прогнозування параметрів стану підшипника з простотою контролю його діагностичних параметрів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вирішення проблеми надійної діагностики складних систем базується на технічному, інформаційному та математичному забезпеченні. Технічне забезпечення становить собою сукупність пристроїв отримання та обробки інформації, а математичне забезпечення є базою алгоритмів діагностування на основі одержуваних діагностичних параметрів [3]. Проте без інформаційного забезпечення – необхідного масиву поповнюваних технічних відомостей про об'єкт, способів отримання діагностичної інформації – неможливо вибрати пристрій для збирання інформації, а тим паче розробити алгоритм розпізнавання стану об'єкта.

Вибір необхідного діагностичного параметра визначається його чутливістю, однозначністю, стабільністю та інформативністю [4].

Інформативність діагностичного параметра є головним критерієм, що визначає можливість застосування параметра з метою діагностування. Вона характеризує достовірність діагнозу, одержуваного в результаті вимірювання значень параметра.

Діагностика підшипників кочення в процесі експлуатації базується на використанні алгоритмів виявлення дефектів за зростанням температури підшипникового вузла, за появою в мастилї продуктів зношування та за зміною рівня й характеристик вібрації [1–2, 4–5]. Але саме за вібраційним сигналом можна отримати найбільш повну і детальну інформацію щодо стану підшипників, тому що він є надійним і чутливим до стану підшипника параметром [1, 5].

Для виявлення несправностей підшипників кочення найчастіше використовуються такі методи вібродіагностики [1–2, 4–6]:

- оцінка спектра вібрації;
- оцінка спектра обвідної;

- метод ударних імпульсів;
- метод пік-фактора;
- аналіз високочастотних характеристик вібрації.

У [1] методи аналізу вібрації поділяються за чотирма категоріями: часової області, частотної області, частотно-часової області та інші методи. Методи часової області є найпростішими методами аналізу вібраційного сигналу та дозволяють оцінити загальний стан підшипника, але нечутливі до дрібних дефектів його складників. Так поточне середньоквадратичне значення сигналу (RMS) порівнюють з рекомендованим для відповідного стану підшипника та виносять рішення про його стан [5]. Значення ексцесу, хрест-фактор й імпульсний фактор є безрозмірними статистичними параметрами і чутливі до початкового викривування від втоми елементів підшипника [1].

Перевагою частотних методів аналізу є можливість виділення окремих більш інформативних частотних компонент. Детальне визначення частотних характеристик підшипника надає можливість визначити місце дефекту підшипника. Аналіз обвідної (амплітудна демодуляція) дозволяє виділити періодичні впливи з модульованого випадкового шуму, який виникає у працюючому підшипнику.

Загалом різноманітність методів вібродіагностики обумовлена складністю виділення інформативної складової щодо оцінки і прогнозування стану підшипників кочення з загального вібраційного сигналу досліджуваного вузла. У [7] для вирішення цієї проблеми пропонується складна обробка глобального спектра сигналу, застосування частотно-часового аналізу [8], що вимагають значних обчислювальних ресурсів. Інший напрям дослідження полягає у збільшенні інформативності сигналу певної частоти (вузьких діапазонів, характерних для досліджуваного вузла частот). Так у [9] виділяються окремі інформативні частоти сигналу, що надалі використовуються для розпізнавання несправності підшипника. Проте звуження діапазонів досліджуваних частот призводить до зниження загального рівня інформативності сигналу та збільшує вплив на достовірність висновків непередбачуваних впливів – умов поточного навантаження, люфтів, перекосу вала тощо.

У [10] представлена математична модель, яка дозволяє теоретично прогнозувати частотний спектр з піками на певних частотах, що відповідають дефектам у компонентах підшипника кочення (внутрішнього та зовнішнього кільця, тіл кочення та сепаратора). Авторами роботи [3] виконано теоретичні напрацювання методів ранньої діагностики механічних обертових систем, яка базується на теорії і статистиці періодично нестаціонарних випадкових процесів як математичної моделі сигналів вібрацій. Це надало можливість визначити нові діагностичні ознаки дефектів та розширити можливості теорії вібродіагностики.

Метою статті є дослідження інформативності вузьких діапазонів частот вібраційного сигналу роботи підшипникових вузлів папероробних машин та їх застосування як діагностичних параметрів для вібродіагностики підшипників кочення.

Викладення основного матеріалу. Діагностика підшипникових вузлів папероробної машини є важливим та складним завданням. Це обумовлено особливостями їх конструкції та умовами роботи:

- папероробна машина є безперервно діючою автоматичною потоковою лінією, що складається з декількох агрегатів, які працюють без резервування;
- папероробна машина має тривалий термін експлуатації, складається з десятків тисяч деталей, відмова однієї з них може призвести до зупинки всієї потокової лінії;
- робочі режими роботи папероробної машини обумовлюють зростання динамічних навантажень на агрегати та його деталі, збільшення віброактивності робочого процесу;
- папероробна машина є багатороторним агрегатом, що складається з декількох сотень різних за призначенням і конструкцією валів і циліндрів, які спираються на великогабаритні підшипники кочення.

Вибір діагностичних параметрів підшипників кочення значною мірою залежить від режиму їх роботи. Залежно від виду навантаження підшипники кочення працюють в умовах статичного та ударного (динамічного) навантаження, маятникових коливань, кругових коливань цапфи вала, каскадного руху цапфи вала та режиму перекидання. Додаткову різноманітність у вібраційну картину вносять кінематичні особливості роботи підшипника, також залежно від відношення динамічних навантажень до статичних існують три режими роботи підшипників: маятниковий, ударний, круговий, які суттєво впливають на вібраційну картину роботи підшипникового вузла. Для валів папероробних машин основним є маятниковий режим роботи, проте можливі й інші, враховуючи наявність значних посадочних зазорів (до 0,5–1 мм для великогабаритних підшипників).

У життєвому циклі підшипника кочення дефекти з'являються на етапах виготовлення, встановлення підшипника та в процесі експлуатації (при зношуванні) [4–5]. Усі види дефектів мають надійно діагностуватися в процесі експлуатації машини і основними проблемами вібродіагностики підшипників є слабкість високочастотної вібрації, утруднений доступ до місця її розташування та негативний вплив зовнішніх джерел при аналізі низькочастотних складових вібрації підшипникового вузла [1–5, 7].

Низька частота вібрації низькообертової папероробної машини призводить до того, що зі зменшенням швидкості обертання деталей машин вібрація на високих частотах зменшується набагато швидше, ніж на низьких. Також значно на ефективність процесу діагностики впливає низький рівень підшипникової

вібрації та високий рівень вібрації, яка розповсюджується від інших вузлів машини або від інших машин, установлених на одній основі. Відповідно виникає проблема розділення підшипникових складових вібрації з вібрацією, що дійшла до точки контролю з інших джерел [1, 5].

У таблиці 1 наведено результати систематизації та аналізу зміни рівня вібрацій на характерних частотах складових спектра вібрації та її обвідної, що можуть бути застосовані для ідентифікації дефектів підшипників кочення за періодичними вимірами вібрації датчиками, що встановлені на корпусі підшипника (за даними [1, 4, 10, 11]).

Таблиця 1

Визначення дефектів підшипників кочення за зміною рівня вібрацій на характерних частотах складових спектра вібрації, спектра обвідної та із застосуванням методу ударних імпульсів

Оцінка стану підшипника за								
спектром вібрації / обвідної				співвідношенням рівнів ударних імпульсів виміряних на резонансній частоті датчика				
№ з/п	Вид дефекту	частоти		dBm	dBc	інформація, отримана після змащення підшипника		
		основна	додаткові			рівень знижується і не зростає	рівень не знижується	
1	Підшипника							
1.1	Раковини / тріщини зовнішнього кільця	$k f_{mkz}$, $k > 3$	–	ВЧ	> 30	10–30	Недостатнє змащування	Підшипник пошкоджено або неправильно встановлено, є надлишкові навантаження на нього, пошкодження суміжних деталей
1.2	Раковини / тріщини внутрішнього кільця	$k f_{mkv}$	$k f_{ov}$					
1.3	Раковини / сколи на тілах кочення	$2k f_{mk}$	–					
1.4	Знос внутрішнього кільця	$k f_{ov}$	$k f_{mkv}$					
1.5	Знос тіл кочення / сепаратора	f_c , $f_{ov} - f_{mkv}$	$k f_c$					
1.6	Знос зовнішнього кільця	f_{mkz}	$k f_{mkz}$, $k > 3$					
2	Суміжних деталей							
2.1	Биття або нерівноваженість валу	$k f_{ov}$	–	30	< 10	–	тертя вала по корпусу або кришках	
3	Умов встановлення							
3.1	Неоднорідний радіальний натяг	$2f_{ov}$	$2k f_{ov}$	30–50	10–30	Підшипник не пошкоджено	підшипник пошкоджено або неправильно встановлено	
3.2	Перекокс зовнішнього кільця	$2f_{mkz}$	$2k f_{mkz}$					
3.3	Надлишковий натяг або зазор	ВЧ						
4	Умов експлуатації							
4.1	Дефекти змащування	недостатнє	ВЧ	30	10–20	Підшипник не пошкоджено	підшипник пошкоджено або неправильно встановлено	
4.2		відсутнє		> 40	25–30			
4.3		є домішки		> 35	10–15			

Умовні позначення: f_{ov} – частота обертання вала; f_{mkv} – частота перекошування тіл кочення по внутрішньому кільцю; f_{mkz} – частота перекошування тіл кочення по зовнішньому кільцю; f_{mk} – частота обертання тіл кочення; f_c – частота обертання сепаратора; ВЧ – зростаючий рівень «високочастотних» вібрацій ($> f_{ov}$), $k = 1, 2, 3, 4, \dots$;

dBc – фоновий рівень ударних імпульсів (з великою частотою та низькою амплітудою), що характеризує стан змащування та загальний рівень зношення елементів підшипника кочення;

dBm – піковий рівень ударних імпульсів (з великою амплітудою), що характеризує величину дефекту підшипника кочення

З таблиці 1 видно, що визначення дефектів підшипників кочення за зміною рівня вібрацій на характерних частотах складових спектра вібрації та спектра обвідної надає більш конкретну інформацію щодо характеру пошкодження підшипника або недоліків його встановлення та експлуатації, але вимагає більш тривалого аналізу для визначення інформативних частот і рівнів потужності (амплітуди) сигналу на спектрі конкретного підшипникового вузла. Оцінка стану підшипника за співвідношенням рівнів ударних імпульсів дозволяє винести загальний висновок про ступінь пошкодження підшипника, що часто є достатнім для вчасної його заміни, але не дозволяє ідентифікувати причини пошкодження. Тобто, вузький інформативний діапазон частот датчика, що відповідає його резонансним частотам, суттєво підвищує його чутливість, але ускладнює процес виділення змістовної компоненти сигналу. Також суттєво на оцінку стану впливає точність визначення базового рівня сигналу dBc (дБ), який відповідає умовам нормальної роботи нового підшипника й додатково залежить від частоти його обертання та розмірів.

На рисунках 1–2 як приклад представлено результати моніторингу вібраційного сигналу з підшипникового вузла папероробної машини з використанням портативного вібраційного аналізатора AMS 2140 Machinery Health Analyzer. Вимірювання виконувалося при встановлених датчиках за трьома взаємно перпендикулярними осями: поперечним вертикальній та горизонтальній і по осі вала згідно з вимогами [11]. Контроль стану виконувався протягом місяця експлуатації під час розвитку дефекту підшипника.

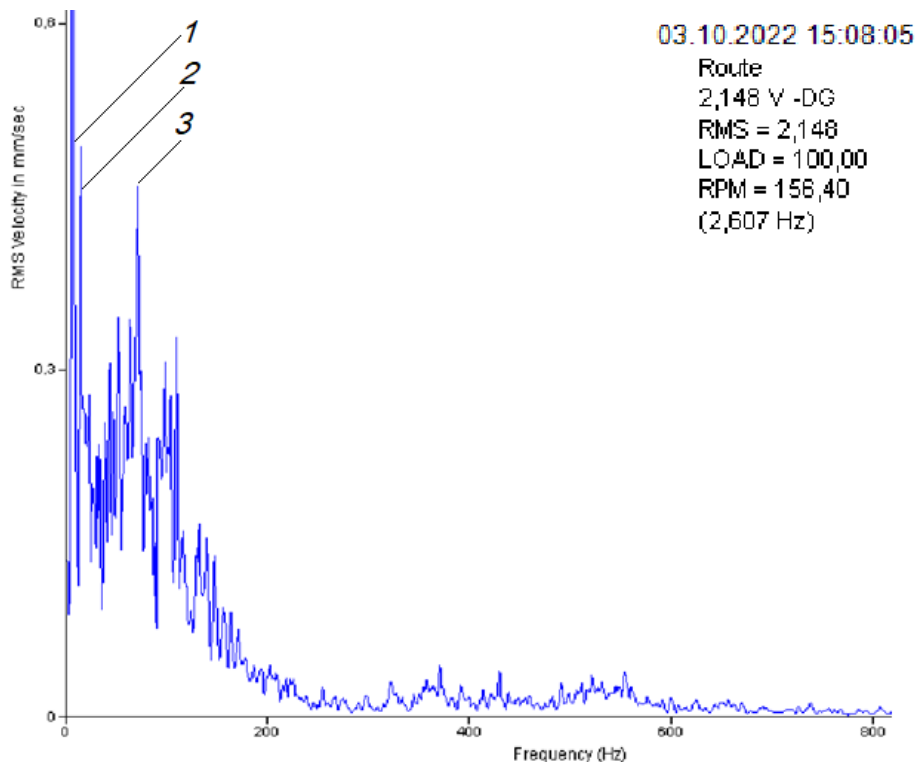


Рис. 1. Результати вимірювань вібраційного сигналу (усереднений спектр віброшвидкості, мм/с) з підшипникового вузла папероробної машини датчиком, що встановлений по вертикальній осі (03.10.2022 р.)

Якщо не враховувати найвище значення (пік 1 на рисунках 1–2) віброшвидкості на частоті 2,607 Гц, яке відповідає частоті обертання вала папероробної машини ($156,4 \text{ хв}^{-1}$) – f_{ov} (в позначеннях таблиці 1) є можливість простежити динаміку зміни вібраційного сигналу:

- відносного зростання сигналу у 2 і більше разів на частотах, кратних f_{ov} з множником 3 і більше (піки 3, 4, 5 на рисунку 2);
- значного зростання сигналу у 3–5 разів на частотах у діапазоні 195–215 Гц з виникненням місцевого сплеску (піки 6, 7 на рисунку 2);
- збереження на попередньому рівні (в окремих випадках, з невеликим зниженням) сигналу на частотах: кратній f_{ov} з множником 2 (пік 2 на рисунках 1–2), частоті ≈ 80 Гц (пік 3 на рисунку 1 та 8 на рисунку 2) та в діапазоні частот, вищих за 300 Гц.

Враховуючи неможливість на практиці визначити дійсні частоти обертання кульок або сепаратора підшипника (f_{mk} та f_c в таблиці 1), які в загальному випадку залежать від поточних умов його роботи, навантаження та стану підшипникового вузла, більш інформативними показниками варто вважати зміну рівнів вібраційного сигналу на частотах проходу тіл кочення по кільцях підшипника ($f_{mkв}$ та $f_{mkз}$ в таблиці 1), які кратні частоті обертання вала з множником n ($n f_{ov}$, де n – кількість тіл кочення в підшипнику). Для розглянутих на рисунках 1–2 випадків йому відповідає стрибкоподібне зростання віброшвидкості на частотах 195–215 Гц з виникненням місцевого сплеску (піки 6, 7 на рисунку 2).

На основі аналізу каскадних діаграм усереднених спектрів віброшвидкості (рис. 1–2) дослідження підшипникового вузла папероробної машини пропонується відносний показник оцінки поточного стану підшипника та прогнозу розвитку його стану:

$$T = \frac{\prod_{i=1}^n A_i}{\prod_{j=1}^k B_j}, \quad (1)$$

де A_i – середнє квадратичне значення (RMS) амплітуди віброшвидкості вузьких діапазонів «чутливих» частот (піків), B_j – середнє квадратичне значення амплітуди віброшвидкості загального розглянутого діапазону частот та вузьких діапазонів частот (піків), що відповідають робочим частотам вузла.

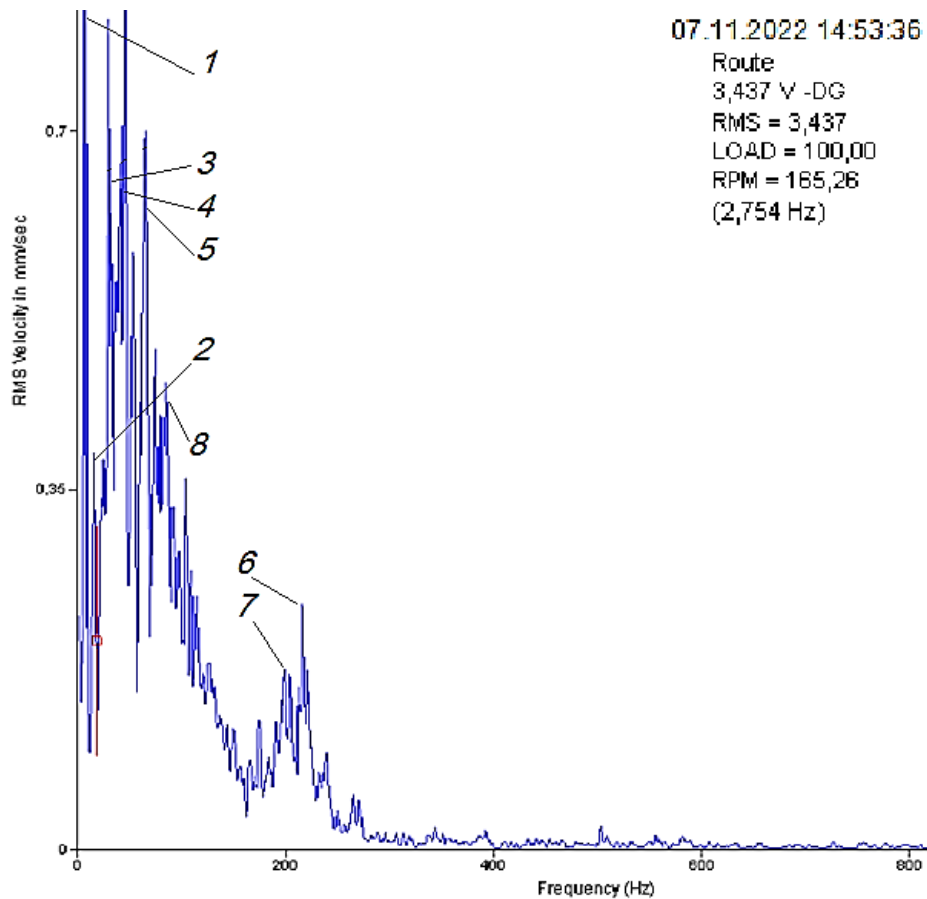


Рис. 2. Результати вимірювань вібраційного сигналу (усереднений спектр віброшвидкості, мм/с) з підшипникового вузла папероробної машини датчиком, що встановлений по вертикальній осі (07.11.2022 р.)

«Чутливі» частоти (амплітудні значення сигналу інтенсивно зростають у процесі утворення і розвитку дефекту підшипника) для представленого на рисунку 2 спектра відповідають пікам 3–7. Тоді формула (1) матиме більш конкретизований вигляд:

$$T = \frac{A_3 \cdot A_4 \cdot A_5 \cdot A_6 \cdot A_7}{B_{\Sigma} \cdot B_1 \cdot B_2}, \quad (2)$$

де B_{Σ} – середнє квадратичне значення амплітуди віброшвидкості діапазону частот (0–400 Гц), B_j – середнє квадратичне значення амплітуди віброшвидкості вузьких діапазонів частот, що відповідають пікам 1–2 на рисунку 1.

Результати використання формули (2), як ілюстрації опрацювання експериментальних даних (рис. 1–2), наведено на рисунку 3.

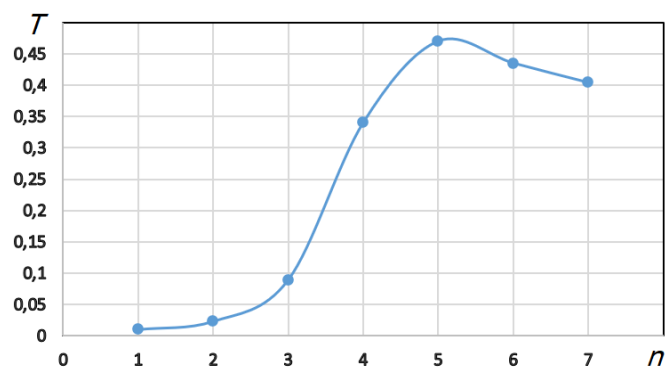


Рис. 3. Результати обробки експериментальних даних (параметр T) вимірювання вібраційного сигналу з підшипникового вузла папероробної машини датчиком, що встановлений по вертикальній осі (n – номер дослідів)

Із аналізу результатів експериментальних досліджень можна зробити висновок, що визначення і контроль зміни параметра T дозволяє оцінювати загальний стан підшипника кочення та виконувати прогнозування його подальшої працездатності:

- критерієм розвитку дефекту підшипника кочення або наближення до стану недопустимого зношування (прогноз необхідності заміни – точки 3–4, рисунок 3) є зростання параметра T в 10 і більше разів відносно початкового рівня (який відповідає стану гарантованої працездатності підшипника);

- критерієм очікуваного руйнування підшипника кочення або досягнення стану недопустимого зношування є відносне зниження параметра T після максимального зростання (спостерігалось у 86 % груп вимірювань) або стабілізація параметра T після максимального зростання (спостерігалось у 14 % груп вимірювань).

Висновки:

1. На основі аналізу результатів досліджень авторів робіт [1–10] встановлено, що визначення дефектів підшипників кочення за зміною рівня вібрацій на характерних частотах складових частот вібрації та спектра обвідної надає більш конкретну інформацію щодо характеру пошкодження підшипника та його експлуатації, але вимагає більш тривалого аналізу для визначення інформативних частот;

2. На підставі обробки експериментальних даних – усереднених спектрів віброшвидкості сигналу, знятого з підшипникового вузла папероробної машини, – запропоновано відносний показник оцінки поточного стану підшипника та прогнозу розвитку його стану – параметр T , з визначенням якого після кожної групи дослідів є можливість винесення рішення про придатність чи непридатність підшипника.

Список використаної літератури:

1. Patidar S. An overview on vibration analysis techniques for the diagnosis of rolling element bearing faults / S.Patidar, P.K. Soni // *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*. – 2013. – № 4 (5). – P. 1804–1809.
2. Harmouche J. Improved fault diagnosis of ball bearings based on the global spectrum of vibration signals / J.Harmouche, C.Delpha, D.Diallo // *IEEE Transactions on Energy Conversion*. – 2014. – Vol. 30 (1). – P. 376–383.
3. Методи вібраційної діагностики початкових стадій пошкодження обертових систем / І.М. Яворський, П.П. Драбич, І.Б. Кравець, І.І. Мацько // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. – Львів : Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України. – 2011. – № 2 – С. 134–140.
4. Howard I. A review of rolling element bearing vibration detection, diagnosis and prognosis / I.Howard // *DSTO Aeronautical and Maritime Research Laboratory*. – 1994. – 94 p.
5. Борисяк Д.В. Особливості вібродіагностики низькообертових підшипників кочення / Д.В. Борисяк, І.В. Твердохліб, Ю.А. Полевода // *Вібрації в техніці та технологіях*. – Вінницький Національний аграрний університет. – 2013. – № 4 (72) – С. 56–60.
6. Tandon N. Vibration and acoustic monitoring techniques for the detection of defects in rolling element bearings – a review / N.Tandon, B.C. Nakra // *The Shock and Vibration Digest*. – 1992. – Vol. 24, № 3. – P. 3–11.
7. McFadden P. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique – a review / P.McFadden, J.Smith // *Tribology International*. – 1984. – Vol. 17, № 1. – P. 3–10.
8. Ball bearing damage detection using traditional signal processing algorithms / I.Bediaga, X.Mendizabal, A.Arnaiz, J.Munoa // *IEEE Instrumentation and Measurement Magazine*. – 2013. – Vol. 16, № 2. – P. 20–25.
9. A probabilistic fault detection approach: Application to bearing fault detection / B.Zhang, C.Sconyers, C.Byington and other // *IEEE Transactions on Industry Applications*. – 2011. – Vol. 58, № 5. – P. 2011–2018.
10. Li Y. Dynamic Prognostic Prediction of Defect Propagation on Rolling Element Bearing / Y.Li, C.Zhang // *Journal of Vibration and Acoustics, Trans of ASME*. – 2004. – July, Vol. 85, № 1. – P. 214–220.
11. ДСТУ ISO 13373-1:2015 Моніторинг і діагностика стану машин. Моніторинг вібраційного стану. Ч. 1. Загальні методики. Чинний від 2016-01-01. – Київ : Вид. офіц., 2015.

References:

1. Patidar, S. and Soni, P.K. (2013), «An overview on vibration analysis techniques for the diagnosis of rolling element bearing faults», *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, May, No. 4 (5), pp. 1804–1809.
2. Harmouche, J., Delpha, C. and Diallo, D. (2014), «Improved fault diagnosis of ball bearings based on the global spectrum of vibration signals», *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Vol. 30 (1), pp. 376–383.
3. Yavorskyi, I.M., Drabych, P.P., Kravets, I.B. and Matsko, I.I. (2011), «Metody vibratsiinoi diahnostryky pochatkovykh stadii poskodzhennia obertovykh system», *Fyzyko-khimichna mekhanika materialiv, Fyzyko-mekhanichniy instytut im. H.V. Karpenka NAN Ukrainy*, Lviv, No. 2, pp. 134–140.
4. Howard, I. (1994), «A review of rolling element bearing vibration detection, diagnosis and prognosis», *DSTO Aeronautical and Maritime Research Laboratory*, 94 p.
5. Borysiuk, D.V., Tverdokhlib, I.V. and Polievoda, Yu.A. (2013), «Osoblyvosti vibrodiahnostryky nyzkoobertovykh pidshypnykiv kochennia», *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiakh*, Vinnytskyi Natsionalnyi ahraryni universytet, No. 4 (72), pp. 56–60.
6. Tandon, N. and Nakra, B.C. (1992), «Vibration and acoustic monitoring techniques for the detection of defects in rolling element bearings – a review», *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 24, No. 3, pp. 3–11.
7. McFadden, P. and Smith, J. (1984), «Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique – a review», *Tribology International*, Vol. 17, No. 1, pp. 3–10.

8. Bediaga, I., Mendizabal, X., Arnaiz, A. and Munoa, J. (2013), «Ball bearing damage detection using traditional signal processing algorithms», *IEEE Instrumentation and Measurement Magazine*, Vol. 16, No. 2, pp. 20–25.
9. Zhang, B., Sconyers, C., Byington, C. et al. (2011), «A probabilistic fault detection approach: Application to bearing fault detection», *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 58, No. 5, pp. 2011–2018.
10. Li, Y. and Zhang, C. (2004), «Dynamic Prognostic Prediction of Defect Propagation on Rolling Element Bearing», *Journal of Vibration and Acoustics, Trans of ASME*, July, Vol. 85, No. 1, pp. 214–220.
11. *DSTU ISO 13373-1:2015 Monitorynh i diahnostryka stanu mashyn. Monitorynh vibratsiinoho stanu. Ch. 1*, (2015), Zahalni metodyky, Chynnyi vid 2016-01-01, Vyd. ofits., Kyiv.

Степчин Ярослав Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри механічної інженерії Державного університету «Житомирська політехніка».

<https://orcid.org/0000-0001-8912-8446>.

Наукові інтереси:

- динаміка механічних систем;
- вібродіагностика;
- математичне моделювання процесів та систем механіки.

Отаманський Валентин Владиславович – старший викладач кафедри механічної інженерії Державного університету «Житомирська політехніка».

<https://orcid.org/0000-0002-5654-9049>.

Наукові інтереси:

- динаміка механічних систем;
- математичне моделювання механічних систем.

Малишев Ілля Павлович – аспірант Державного університету «Житомирська політехніка».

<https://orcid.org/0009-0008-8283-3941>.

Наукові інтереси:

- металорізальні верстати та системи;
- динаміка механічних систем.

Пилипенко Олександр Михайлович – доктор технічних наук, професор кафедри механічної інженерії Державного університету «Житомирська політехніка».

<https://orcid.org/0000-0003-1200-0385>.

Наукові інтереси:

- механічна обробка важкооброблюваних матеріалів;
- застосування різальних інструментів з надтвердих матеріалів;
- підвищення ефективності механічної обробки шляхом використання вібраційних процесів;
- технологічна підготовка роботизованих механоскладальних виробництв.

Stepchyn Ya.A., Otamanskyi V.V., Malyshev I.P., Pylypenko O.M.

Vibration diagnostics of bearing assemblies of paper machines

The reliability and performance of technological equipment largely depends on timely and reliable diagnostics of less durable assembly units, which include rolling bearings. An effective tool for determining state of the mechanical rotational systems on rolling bearings is vibration diagnostics. The variety vibration diagnostic method which are used on practise is due to the complexity extracting an informative component for estimation and predicting the state of rolling bearings from the general vibration signal of the study unit.

The article is dedicated information content study of narrow frequency ranges of the vibration signal operation bearing assemblies paper machines and their use as diagnostic parameters for vibration diagnostics of rolling bearings.

The paper presents the analysis results of vibration diagnostics existing methods of bearing assemblies of the technological equipment and establishes the determination defects in rolling bearings by changing the vibration level on the characteristic frequencies components of the vibration spectrum and the bypass spectrum provides more specific information about the nature damage of the bearing and its operation.

On the processing experimental data base i.e. the average vibration velocity spectra signal taken from the bearing assembly paper machine, we offer a relative indicator for current state bearing estimation and its state prediction progress, which helps to make a decision on the suitability or unsuitability bearing

Keywords: vibration diagnostics; rolling bearing; vibration speed; paper machine; spectrum.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2023.