

УДК 629.423.2:681.518.54

ВИДІЛЕННЯ БІЧНИХ СМУГ НА СПЕКТРАХ ПОТУЖНОСТІ ВІБРАЦІЇ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

Канд. техн. наук С. В. Михалків, інж. В. І. Бульба, старш. викл. А. М. Ходаківський

ВЫДЕЛЕНИЕ БОКОВЫХ ПОЛОС НА СПЕКТРАХ МОЩНОСТИ ВИБРАЦИИ ТЯГОВЫХ РЕДУКТОРОВ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ

Канд. техн. наук С. В. Михалкив, инж. В. И. Бульба, старш. преп. А. Н. Ходаковский

SIDEBAND EXTRACTION ON THE VIBRATION POWER SPECTRA FOR THE TRACTION GEARBOXES OF ELECTRIC TRAINS

PhD (Tech.) S. Mykhalkiv, Eng. V. Bulba, Sr. lecturer A. Khodakivskyi

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147711>

У статті застосовується метод синхронного усереднення вібрації в часі для виділення діагностичних ознак технічного стану тягового редуктора електропоїзда. Цей метод забезпечує усунення випадкових складових і залишає частотні компоненти, які є синхронними до частоти обертання шестірні та зубчастого колеса тягового редуктора. Розраховані спектри потужності вібрації після синхронного усереднення дозволяють за наявними посиленими бічними смугами визначати локалізовані й розповсюджені пошкодження шестірні або зубчастого колеса.

Ключові слова: бічна смуга, вібрація, електропоїзд, синхронне усереднення, спектр, тяговий редуктор, частота.

В статье используется метод синхронного усреднения вибрации во времени для выделения диагностических признаков технического состояния тягового редуктора электропоезда. Этот метод обеспечивает устранение случайных составляющих и оставляет частотные компоненты, которые являются синхронными к частоте вращения шестерни и зубчатого колеса тягового редуктора. Рассчитанные спектры мощности вибрации после синхронного усреднения позволяют с помощью усиленных боковых полос определять локализованные и распространенные повреждения шестерни или зубчатого колеса.

Ключевые слова: боковая полоса, вибрация, синхронное усреднение, спектр, тяговий редуктор, частота, электропоезд.

The paper deals with the time-synchronous averaging technique of vibration signals for extraction of the features of the technical state of electric train traction gearboxes. Simulation of the vibration of the faultless gear mesh, and gearwheel with a cracked tooth and strong deterministic component was carried out. The rotation frequencies of gearwheel and pinion, and the mesh frequency are clear visible on the vibration power spectrum. Taking into account the poor visibility of the sidebands around mesh frequency on the power spectra, the time-synchronous averaging technique enhances the sidebands, the width of which corresponds to the gearwheel rotation frequency and influences weakening of the sidebands of the faultless pinion. During the experimental research the traction gearbox vibration of electric train was acquired on the test

bench in a depot, and the calculated power spectrum has not identified sidebands and mesh frequency. After the time-synchronous average within 18 revolutions for the pinion and gearwheel frequency, the vibration power spectra were acquired. The time-synchronous average technique eliminates random and non-synchronous components while keeping the frequency components that are synchronous to the rotating frequency of the pinion and gearwheel of the traction gearbox. On the vibration power spectra in the vicinity of the mesh frequency the strong sidebands are visible, and they do not coincide with the previously calculated rotation frequencies, which means the absence of gearwheel faults. At the vibration power spectrum for the pinion there are six sidebands in the vicinity of the meshing frequency that coincide with the previously calculated pinion rotation frequencies, which means the presence of localized or distributed faults for the pinion. Disassembling of the traction gearbox shows a crack of the rolling bearing inner race and faultless state of the gear mesh. It was established that the sensitivity of the time-synchronous average technique makes it possible to identify not only localized faults extraction but also distributed faults such as eccentricity and misalignment of the pinion shaft through the modulation of the sidebands on vibration power spectra of the gearwheel.

Keywords: *electric train, frequency, sideband, spectrum, synchronous averaging, traction gearbox, vibration.*

Вступ. Редуктори набули поширення в машинобудуванні. Віднедавня діагностування редукторів привертає великий інтерес, бо дозволяє відслідковувати розвиток пошкоджень для уникнення непередбачених зупинок обладнання [1], скорочувати час їхнього перебування в ремонті і є запорукою безпечної експлуатації [6].

Тяговий редуктор локомотивів та електропоїздів є складною вібраційною системою, що складається з підшипників, шестірні, зубчастого колеса, валів, що взаємодіють між собою протягом експлуатації. Він передає потужність від тягових електричних двигунів (ТЕД) до колісних пар і зазнає високих навантажень і впливу значних сил. Зі збільшенням швидкості руху зростають динамічні зусилля в контактні колесо-рейка і збільшується ймовірність появи пошкоджень у зубчастому зачепленні, що може призвести до заклинювання колісної пари і ймовірного сходження рухомого складу з рейок. Отже, вирішення завдання з вчасного виявлення пошкоджень тягових редукторів є актуальним і дозволяє уникнути серйозних наслідків [16].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз вібраційних сигналів,

zareєстрованих на корпусі редукторів, є одним з найефективніших способів діагностування технічного стану. Протягом декількох декад було розроблено багато методів із цифрової обробки сигналів у часовому й частотному просторі для отримання з вібраційного сигналу ознак пошкоджень редукторів на початкових і середніх стадіях розвитку [2].

Для визначення пошкоджень, що зароджуються, використовують переважно статистичні індикатори (ексцес, хрест фактор), що мають чутливість до короткотривалих збурень і наявних піків у сигналі (ознака локальних пошкоджень). Інший поширений статистичний індикатор – середньоквадратичне значення (СКЗ) – може лише вести облік енергії, яка випромінюється, і бути потужним інструментарієм для фіксації зростання середньої амплітуди сигналу (ознака наявності розповсюджених пошкоджень), проте не надає інформацію про короткострокові зміни обвідної сигналу [5, 17]. Заразом усі статистичні індикатори зростають при наближенні аварійного стану, однак умови експлуатації (навантаження), конструктивні особливості створюють такі обставини, за яких величини статистичних індикаторів є

різними й здатними до значних коливань [1]. Так, у роботі [16] показано, що протягом взаємодії колеса й рейки локомотива в умовах комплексних динамічних збуджень СКЗ, ексцес і навіть восьмий центральний момент демонструють низьку чутливість у часовому просторі до розвитку тріщини зуба, зокрема зафіксовано численні спади розрахованих величин залежно від довжини тріщини, що пов'язано зі значними вібраційними випадковими складовими внаслідок нерівності колії.

Спектральний аналіз також може зазнати невдачі в спробі ідентифікувати пошкодження при наявних сильних випадкових флуктуаціях (гармоніки обертальних частин інших джерел, випадкові імпульси внаслідок тертя, контактні сили, потоки шуму, тощо), які поширюються вздовж усього частотного діапазону й суттєво ускладнюють локалізацію розрахованих гармонік у частотному просторі [13].

Зважаючи на згадане, багато дослідників пропонували застосовувати інші методи, такі як кепстр вібрації, синхронне усереднення в часі, частотно-часові методи розподілу, циклостационарний аналіз, спектральні методи високої роздільності [3, 4, 13], що суттєво збагатили знання з діагностування редукторів. Однак кепстр і спектральна кореляційна густина не спроможні виявити пошкодження на підставі аналізу лише однієї вібраційної реалізації, на відміну від методу синхронного усереднення, де можна отримати повну діагностичну інформацію та ідентифікувати пошкодження [3].

Досліджено [8, 9, 11, 12, 14, 15], що метод синхронного усереднення відіграє важливу роль у встановленні локальних змін, що спричиняються пошкодженнями, однак потреба візуального визначення причин появи цих змін не може бути задоволена на виробництві протягом перевірки якості наявними системами автоматичного вібромоніторингу [17]. Простішу інтерпретацію синхронно

усереднених вібраційних сигналів забезпечують уже згадані статистичні параметри (СКЗ, ексцес), які мають розраховуватись для синхронно усереднених сигналів шестірні або зубчастого колеса, і в результаті величини однакових параметрів є різними, оскільки вони розраховуються для сигналів синхронно усереднених із шестірнею або зубчастим колесом і обліковують відповідно різні компоненти сигналу. Зокрема в роботі [17] встановлено, що відбувається незначне зростання величини СКЗ синхронно усередненого відносно шестірні сигналу, що може свідчити про розповсюджене пошкодження шестірні, а стрімке зростання ексцесу синхронно усередненого відносно зубчастого колеса сигналу підвищує ймовірність наявності локального пошкодження на цьому колесі. Також автори роботи [16] підтверджують ефективність методу синхронного усереднення щодо усунення випадкових складових і підвищення ефективності діагностування.

Зважаючи на недостатню кількість робіт, присвячених вирішенню завдання виділення з вібраційної реалізації ознак пошкоджень тягових редукторів електропоїздів, не втрачає актуальності дослідження ефективності методу синхронного усереднення посилювати діагностичні ознаки на розрахованих спектрах вібрації.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою дослідження є отримання діагностичних ознак технічного стану тягового редуктора електропоїзда завдяки методу синхронного усереднення вібрації в часі.

Для досягнення сформульованої мети потрібно вирішити такі завдання:

— здійснити моделювання вібрації одноступінчастого тягового редуктора електропоїзда з локальним пошкодженням зубчастого колеса;

— визначити здатність методу синхронного усереднення вібрації в часі

усувати недоліки спектральних методів із ідентифікації місця наявного пошкодження зубчастого зачеплення;

— дослідити можливість циклостаціонарних сигналів вібрації першого порядку визначати розповсюджені та локалізовані пошкодження тягового редуктора електропоїзда.

Основна частина дослідження.

Головна відмінність рухомого складу від іншого промислового обладнання полягає у складній взаємодії контакту колеса-рейки, що збуджує вібрацію значно вищу за вібрацію внаслідок пошкоджень у тягових редукторах, особливо на ранніх стадіях, і впливає на низьке відношення сигнал/шум під час діагностування протягом руху бортовими комплексами, де ознаки технічного стану тягового редуктора заховані в шумі [16]. Вирішення завдання з діагностування тягових редукторів під час руху бортовими комплексами є вкрай складним, тому здебільшого діагностичні методи не пристосовані до таких умов і базуються на припущенні, що навантаження й частота обертання є сталими [6], що майже повністю задовольняється на спеціальних стендах у депо.

Запропонована технологія вібродіагностування реєструє вібраційний сигнал п'єзоелектричним віброакселерометром із верхнім робочим частотним діапазоном 9 кГц, що вгвинчується в шпильку й до отвору додавання мастила в опорні підшипники підшипникового вузла тягового редуктора електропоїзда серії EP2T. Далі сигнал після аналогового фільтра низьких частот надходить до цифрового самописця, де зазнає дискретизації частотою 46 кГц (рис. 1). Сигнал частоти обертання потрібен для контролю сталої частоти дискретизації усього вібраційного сигналу або для точного визначення періоду обертання шестірні чи зубчастого колеса тягового редуктора [15].



Рис. 1. Схема вібродіагностування тягового редуктора електропоїзда EP2T

Модель вібрації одноступінчастого редуктора

$$y(t) = \sum_{k=0}^K X_k (1 + a_k(t)) \cos(2\pi k f_m t + \phi_k + b_k(t)) , \quad (1)$$

де X_k – амплітуда k -ї гармоніки зубозачеплення;

$f_m = N_1 f_1 = N_2 f_2$ – частота зубозачеплення, яка включає частоту обертання шестірні f_1 із кількістю зубів шестірні N_1 і частоту обертання зубчастого колеса f_2 із кількістю зубів зубчастого колеса N_2 ;

$a_k(t)$, $b_k(t)$ – функції модуляції;

ϕ_k – початкова фаза.

Функції модуляції відповідають за пошкодження шестірні та зубчастого колеса. $a_k(t)$ складається з двох періодичних сигналів з відповідним періодом шестірні й зубчастого колеса $1/f_1$ і $1/f_2$ [11].

На рис. 2, а наводяться результати моделювання часової форми вібрації справного тягового редуктора електропоїзда з $N_1 = 22$, $N_2 = 75$, $f_1 = 12,38$ Гц, $f_2 = 3,65$ Гц, яка виражена сильною періодичною складовою частоти зубозачеплення $f_m = 272,8$ Гц з високою амплітудою.

Далі здійснюється моделювання локального пошкодження відколу зуба зубчастого колеса, що спричиняє одиничний удар і, як наслідок, збурення уздовж усього частотного діапазону за повне обертання зубчастого колеса. Тривалість пошкодження коротша за тривалість зубозачеплення, а частота удару залежить від властивостей тягового редуктора й власних частот і обиралася 1 кГц. На рис. 2, б, в наводяться часові форми вібрації справного й пошкодженого зубчастого зачеплення з додаванням білого гаусового шуму та періодом прояву пошкодження довжиною 0,27 с.

Аналіз часової форми вібраційних сигналів супроводжується труднощами внаслідок наявного рівня завад, які є неминучими протягом вібраційного діагностування та ускладнюють ідентифікацію короткотривалих складових, які ототожнюють з наявними пошкодженнями [5]. Класичний спектральний аналіз дозволяє визначати різні кінематичні частоти, які збурюються пошкодженнями зубчастого

зачеплення або підшипниками тягового редуктора протягом обертання [7].

На рис. 3 зображено спектр потужності вібрації за результатами моделювання справного редуктора й редуктора з пошкодженням.

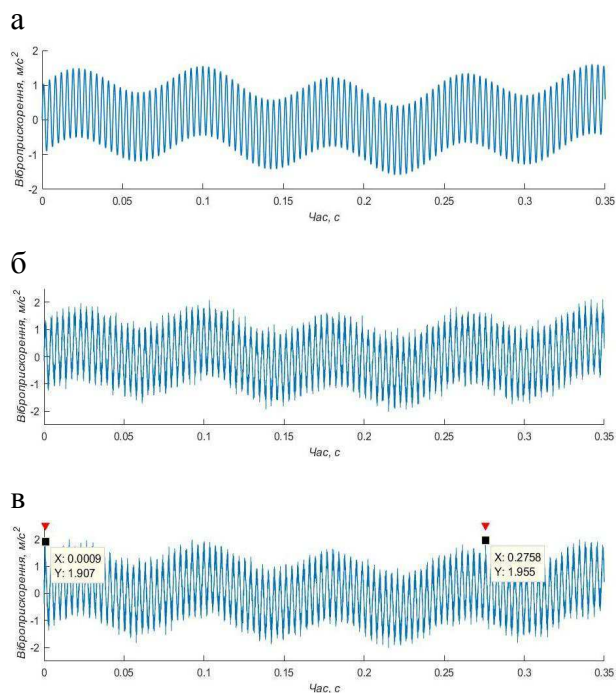


Рис. 2. Моделювання часової форми вібрації тягового редуктора:

а – вібрація справного редуктора без шуму;
б – вібрація справного редуктора з шумом;
в – вібрація редуктора з пошкодженням і шумом (період між проявами пошкодження виокремлений позначками)

Для справного зубчастого зачеплення частоти обертання зубчастого колеса (3,65 Гц), шестірні (12,38 Гц) частота зубозачеплення (272,8 Гц) і її гармоніки домінують на спектрі потужності. Індикатором пошкодження зубчастого зачеплення, помилок монтажу, перекошування валів, ексцентриситету на спектрі потужності є поява бічних смуг. У разі пошкодження вібраційний сигнал за повний оберт зазнає модифікації унаслідок ефекту, який створює удар короткої тривалості з порівняно низькою енергією.

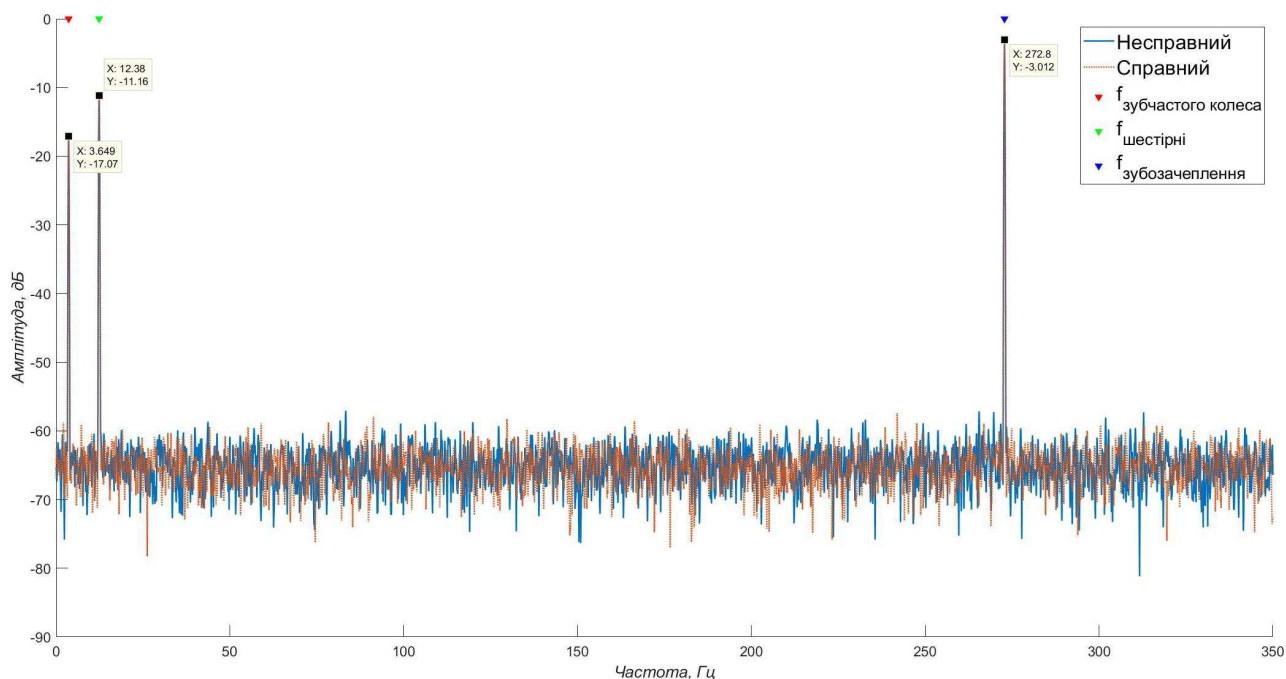


Рис. 3. Спектр потужності вібрації справного й пошкодженого редуктора

Удар спричиняє додаткові ефекти амплітудної й фазової модуляції у вібраційному сигналі з нормальним зубозачепленням. Зважаючи на коротку тривалість удару модуляційні бічні смуги ширитимуться уздовж усього частотного діапазону й виникатимуть бічні смуги вищого порядку з низькими амплітудами [4]. Спроба точного виявлення бічних смуг шестірні й зубчастого колеса потребує збільшення масштабу спектра потужності (рис. 4), де заледве вдається встановити збіг трьох бічних смуг зубчастого колеса з розрахованими частотами праворуч від частоти зубозачеплення ($f_m + kf_{\text{бічна смуга з.к.}}$, $k=1,2,3$) і з першою бічною смугою ліворуч від частоти зубозачеплення ($f_m - f_{\text{бічна смуга з.к.}}$).

Незважаючи на те, що порівняно з багатоступінчастими редукторами гелікоптерів, сучасних вітрових генераторів конструкція тягових редукторів електропоїздів є спрощеною і містить лише один ступінь зубчастого зачеплення, поділ модуляційних бічних смуг, що викликані пошкодженнями шестірні чи зубчастого колеса на спектрах вібрації є вкрай складним завданням.

Екстракція інформативних бічних смуг досягається методом синхронного усереднення в часі, який відповідає циклостаціонарному аналізу першого порядку (оцінювання детермінованої складової зубчастого зачеплення), також циклостаціонарні сигнали містять випадкові компоненти, які краще оцінюються інструментарієм другого порядку, а саме миттєвою дисперсією синхронного усереднення в часі, і надають більше діагностичної інформації про підшипники кочення, вібрація яких не є повністю періодичною й наповнена флуктуаціями внаслідок випадкових проковзувань елементів підшипників [7].

Синхронне усереднення вібрації в часі дозволяє усувати складові, які не є синхронними з шестірнею або зубчастим колесом, і забезпечує зниження впливу випадкових компонент та інших джерел вібрацій. Результатом синхронного усереднення є наявність детермінованих складових зубозачеплення й групи бічних смуг шестірні або зубчастого колеса [4]. Несинхронні підшипникові компоненти усуваються, тому результатом є усереднена

вібраційна реалізація, що містить лише складові частот обертання шестірні або зубчастого колеса з мінімальним внеском

непов'язаних з шестернею і зубчастим колесом частот [14].

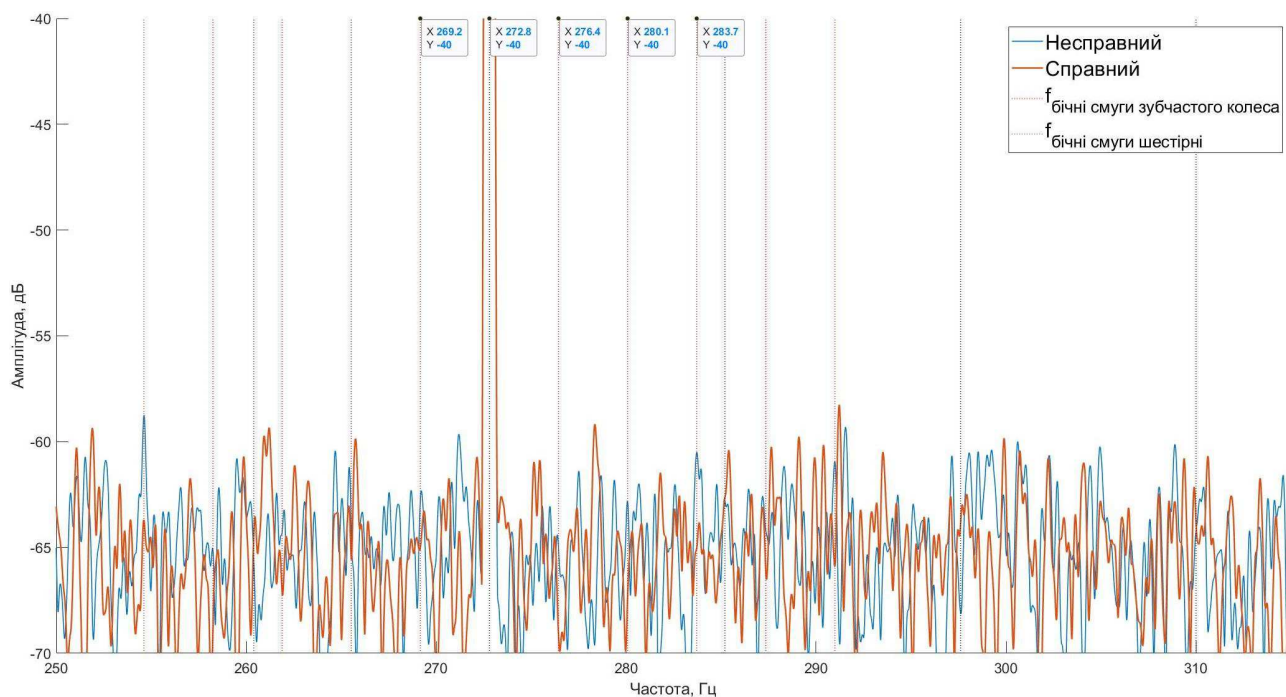


Рис. 4. Спектр потужності вібрації справного й пошкодженого редуктора у збільшеному масштабі

Точність цього методу залежить від визначення частоти обертання шестірні або зубчастого колеса за допомогою додаткового датчика обертів (рис. 1) і від сталої частоти обертання детермінованої компоненти [8].

Сигнал $m(t)$ є синхронно усередненим у часі (або циклостационарним першого порядку) і базується на припущенні про циклоергодичність з періодом T_r

$$m(t) = \frac{1}{N_r} \sum_{k=0}^{N_r-1} x(t - kT_r), \quad (2)$$

де T_r – період обертання вала шестірні або зубчастого колеса;

N_r – кількість обертів для усереднення.

Цей метод може моделюватись у часовому просторі згортанням реалізації

$m(t)$ з послідовністю дельта-функцій N_r , відстань між якими дорівнює періоду T_r , що в частотному просторі відповідає перемноженню згаданої послідовності з перетворенням Фур'є зазначеної реалізації:

$$H(f) = \frac{1}{N_r} \frac{\sin(N_r \pi T_r f)}{\sin(\pi T_r f)}. \quad (3)$$

Амплітудно-частотна характеристика за виразом (3) відповідає гребінчастому фільтру, який відфільтровує гармоніки періодичної частоти. Збільшення кількості N_r посилює придушення негармонічних компонентів. Шумова частотна смуга становить $1/N_r$ і зростання відношення сигнал/шум пов'язано з виразом $10 \log_{10} N_r$ дБ для адитивного випадкового шуму [13].

На рис. 5 наведено синхронно усереднені сигнали вібрації для шестірні (рис. 5, а) і зубчастого колеса (рис. 5, б), які моделювались на рис. 2, в.

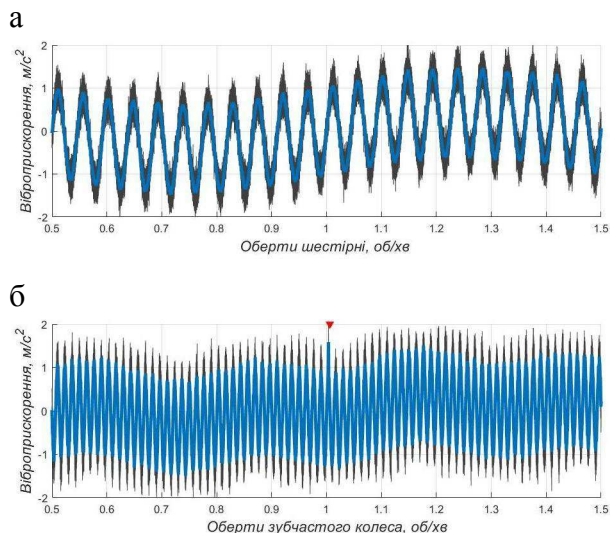


Рис. 5. Синхронно усереднені сигнали після моделювання:
а – синхронно усереднений сигнал для справної шестірні; б – синхронно усереднений сигнал для зубчастого колеса з пошкодженням (нанесена позначка)

На рис. 6, 7 наведено спектри потужності шестірні й зубчастого колеса в низькочастотному діапазоні. На спектрах чітко видно частоту зубозачеплення $f_m = 272,8$ Гц і дещо сильніше виражені бічні смуги на спектрі потужності зубчастого колеса (рис. 7), ніж на спектрі потужності шестірні, що відповідає наявному пошкодженню в зубчастому колесі за умовами моделювання.

На наступному етапі здійснювались експериментальні дослідження вібрації колісно-редукторного блока електропоїзда ЕР2Т за розробленою технологією в моторвагонному депо на ПР-1 на випробувальному стенді, де колісна пара розкручувалась до частоти обертання 218 об/хв. На рис. 8 наведена часова форма вібрації, що реєструвалася віброакселерометром, який попередньо вгвинчувався до втулки та до отвору додавання мастила підшипника шестірні тягового редуктора. Вібрація містить сильно виражені періодичні складові заповнені шумом.

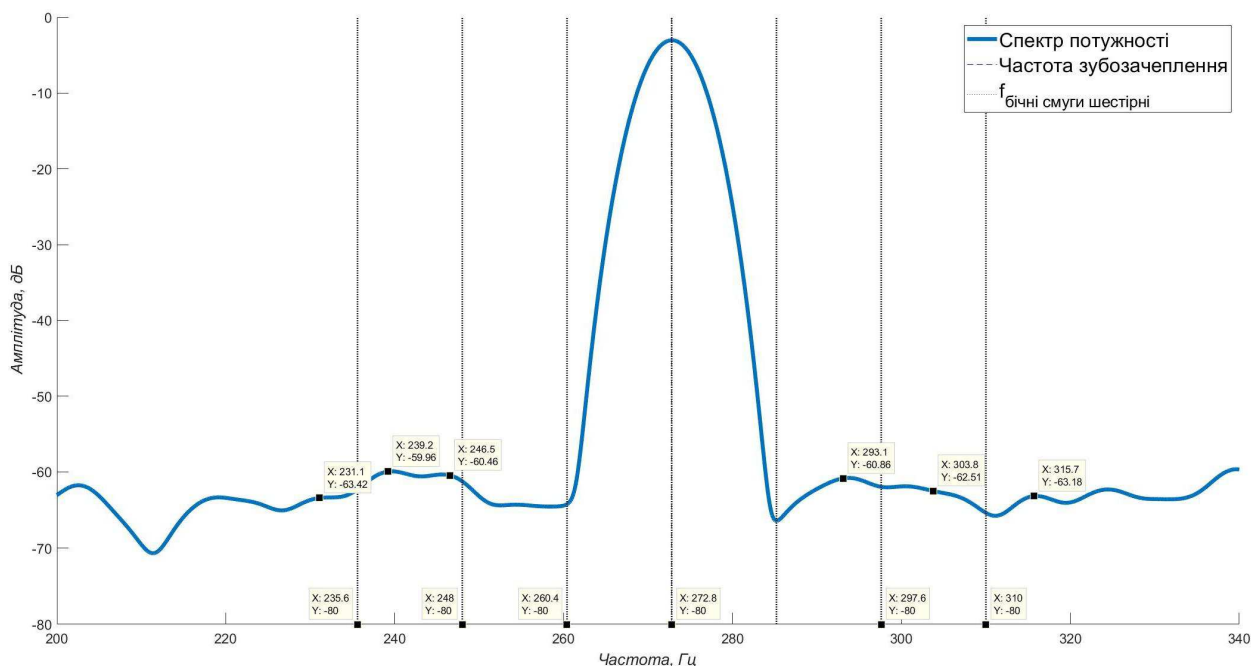


Рис. 6. Спектр потужності вібраційного сигналу шестірні за результатами моделювання

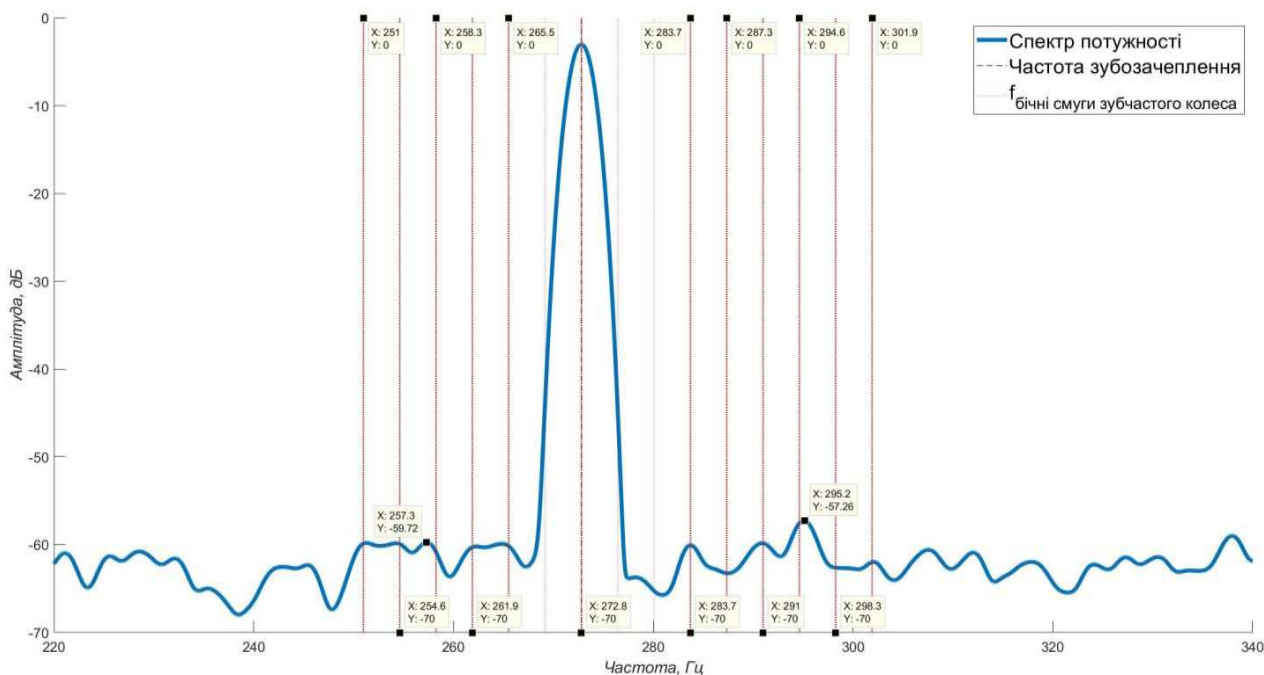


Рис. 7. Спектр потужності вібраційного сигналу зубчастого колеса за результатами моделювання

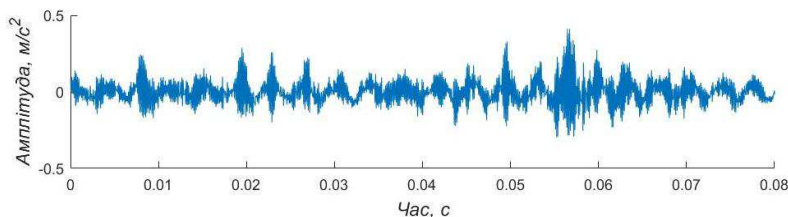


Рис. 8. Часова форма вібрації тягового редуктора електропоїзда

Спектр потужності (рис. 9) вібрації тягового редуктора містить сильно виражену частоту обертання шестірні (12,37 Гц), частоту зубозачеплення (271,7 Гц) і бічні смуги навколо частоти зубозачеплення, що, на перший погляд, є ознаками наявного локального (тріщина/знос зуба) чи розподіленого пошкодження (ексцентриситет або перекошування). Для детального дослідження спектральних складових на спектрі потужності вібрації обирався збільшений масштаб в околі частот 250–320 Гц (рис. 10). Установлено, що жоден із наявних сплесків частоти зубозачеплення та бічних смуг в її околі не збігається зі заздалегідь розрахованими частотами обертання шестірні й зубчастого

колеса, що може пояснюватись незначним коливанням частот обертання [17], що спричиняє викривлення результатів і потребує залучення методу синхронного усереднення для поділу вібраційного внеску складових зубозачеплення.

Результати синхронного усереднення вібраційного сигналу (рис. 8) для 18 обертів шестірні та зубчастого колеса наведені на рис. 11, а, б.

Збільшення кількості обертів у методі синхронного усереднення призводить до зменшення шуму в усередненому сигналі [14]. Слід зазначити, що амплітуда синхронно усереднених сигналів і енергія є меншою, ніж у початкових сигналах [12].

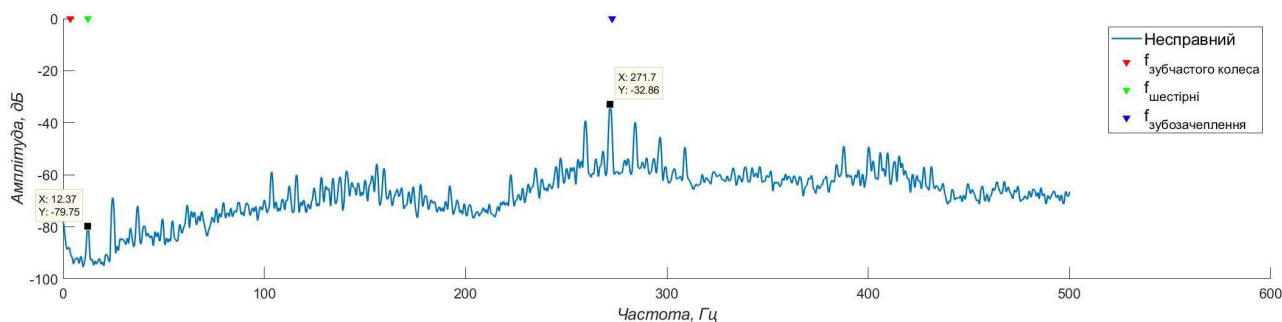


Рис. 9. Спектр потужності вібрації тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т

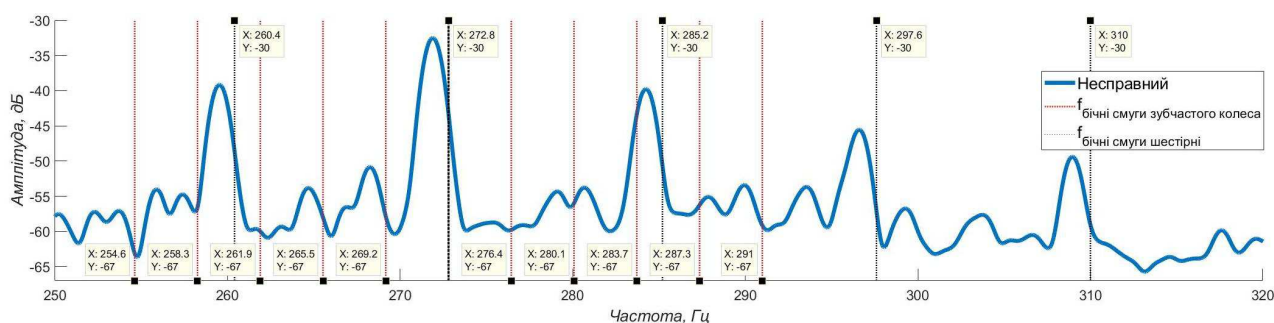


Рис. 10. Спектр потужності вібрації тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т у збільшеному масштабі

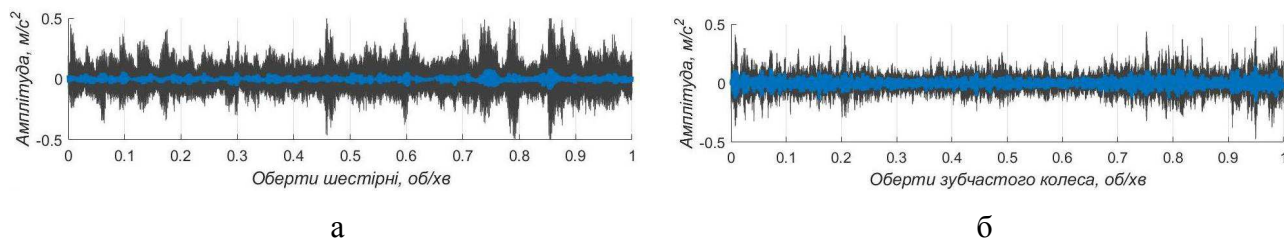


Рис. 11. Синхронно усереднені вібраційні сигнали тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т: а – синхронно усереднений сигнал відносно шестірні; б – синхронно усереднений сигнал відносно зубчастого колеса

На рис. 12, 13 зображено спектри потужності синхронно усереднених сигналів відносно зубчастого колеса та шестірні. На спектрі потужності усередненого сигналу зубчастого колеса (рис. 12) добре виражені бічні смуги, відстань між якими не пов'язана з частотою обертання зубчастого колеса, що відкидає ймовірність наявності пошкодження зуба чи розподіленого пошкодження на колесі.

Натомість ширина між шістьма бічними смугами (235,6 Гц, 248 Гц, 260,4 Гц, 283,2 Гц, 295,9 Гц, 308,6 Гц) навколо частоти зубозачеплення на спектрі потужності усередненого сигналу шестірні (рис. 13) відповідає частоті обертання шестірні та вважається діагностичною ознакою наявного розподіленого чи локального пошкодження [17].

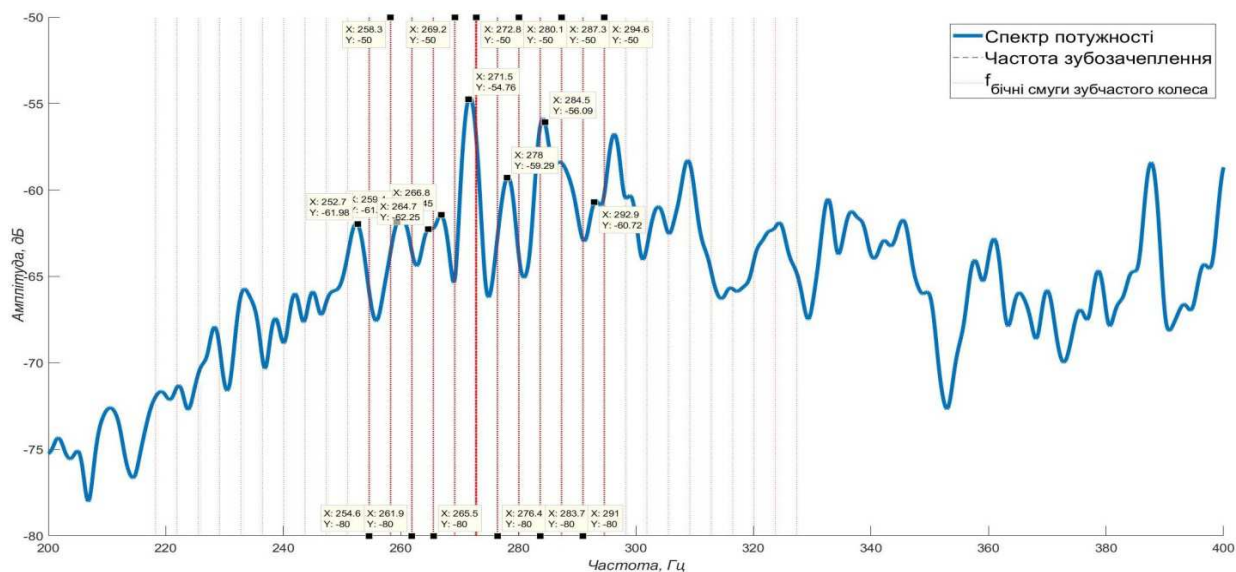


Рис. 12. Спектр потужності синхронно усередненого вібраційного сигналу відносно зубчастого колеса тягового редуктора електропоїзда

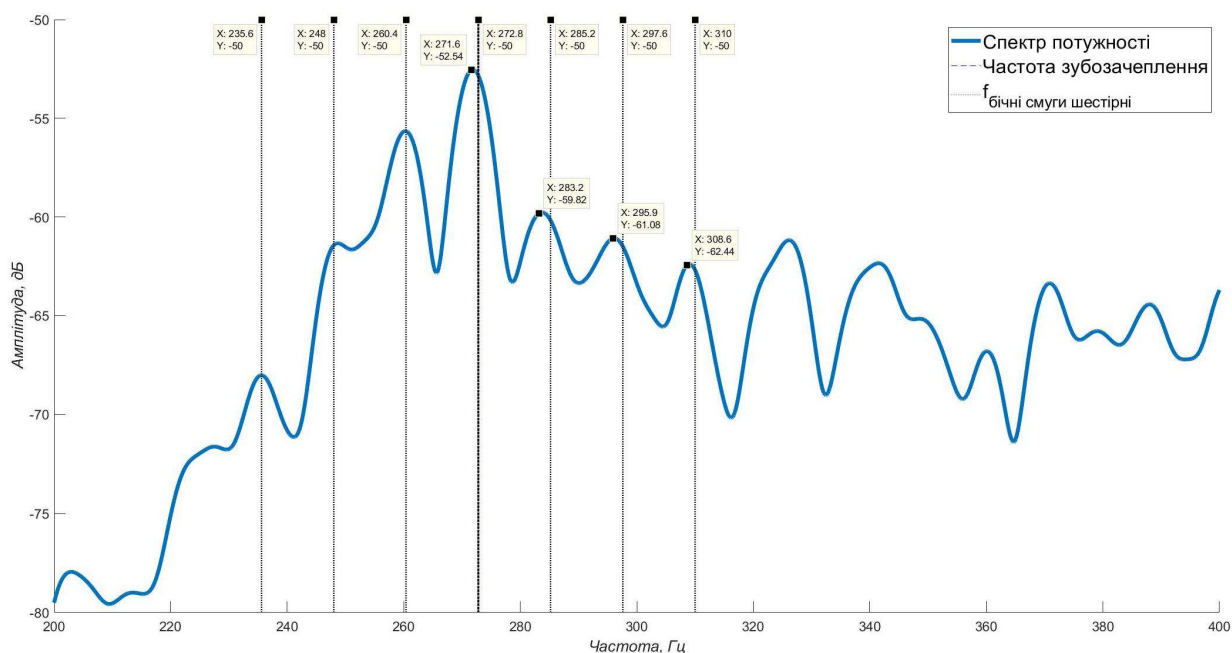


Рис. 13. Спектр потужності синхронно усередненого вібраційного сигналу відносно шестірні тягового редуктора електропоїзда

Після розбирання тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т була виявлена тріщина внутрішнього кільця опорного підшипника кочення шестірні редуктора, а в зубчастому зачепленні пошкоджень не було (рис. 14).

Отже, метод синхронного усереднення вібраційних сигналів у часі не лише підтвердив своє основне призначення

визначати пошкодження зубчастого зачеплення на спектрах потужності вібрації, а й додатково продемонстрував чутливість до технічного стану підшипників кочення з інакшим, ніж у зубчастого зачеплення, складом вібрації і відкинув потребу отримання залишкового сигналу після процедури усереднення.



Рис. 14. Справна шестірня тягового редуктора електропоїзда після розбирання

Висновки. Результати моделювання вібрації зубчастого зачеплення з відколотим зубом зубчастого колеса продемонстрували ефективність методу синхронного усереднення визначати це пошкодження на спектрі потужності за наявними бічними смугами. Відхилення результатів експерименту від результатів моделювання не перевищує 0,44 %.

На відміну від класичних спектральних методів, запропонований метод синхронного усереднення вібрації тягового редуктора електропоїзда дозволяє визначати місце розташування пошкодження за збігом частот наявних бічних смуг на спектрах потужності після синхронного усереднення відносно шестірні або зубчастого колеса з раніше розрахованими частотами обертання цих складових зубозачеплення.

Завдання з визначення виду пошкодження шестірні або зубчастого

колеса після синхронного усереднення ускладнено схожістю наявних діагностичних ознак для тріщини/зносу зубів і для перекошування або ексцентриситету зубчастого зачеплення й вирішується припущенням про наявність розподілених пошкоджень на шестірні (зокрема й тих, що спричиняють руйнування підшипника) за сильно вираженими бічними смугами на зубчастому колесі, що не збігаються з розрахованими значеннями внаслідок модуляцій. Натомість локальні пошкодження шестірні можна ідентифікувати за низьким рівнем бічних смуг на спектрах потужності зубчастого колеса за умови повного збігу частот бічних смуг в околі частоти зубозачеплення з розрахованими значеннями частот обертання шестірні на відповідному спектрі потужності вібрації шестірні для обох видів пошкоджень.

Список використаних джерел

1. Dybała, J. A novel method of gearbox health vibration monitoring using empirical mode decomposition [Text] / J. Dybała, A. Gałęzia // Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations. Proceedings of the third International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations CMMNO 2013. — 2014. — P. 225—234. https://doi.org/10.1007/978-3-642-39348-8_19.
2. Wang, W. J. Application of orthogonal wavelets to early gear damage detection [Text] / W. J. Wang, P. D. McFadden // Mechanical Systems and Signal Processing. — 1995. — Vol. 9(5). — P. 497—507. <https://doi.org/10.1006/mssp.1995.0038>.

3. Dalpiaz, G. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears [Text] / G. Dalpiaz, A. Rivola, R. Rubini // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2000. — Vol. 14(3). — P. 387—412. <https://doi.org/10.1006/mssp.1999.1294>.
4. Wang, W. Early detection of gear tooth cracking using the resonance demodulation technique [Text] / W. Wang // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2001. — Vol. 15(5). — P. 887—903. <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1416>.
5. Antoni, J. The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines [Text] / J. Antoni, R. B. Randall // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2006. — Vol. 20(2). — P. 308—331. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2004.09.002>.
6. Wang, X. A wavelet approach to fault diagnosis of a gearbox under varying load conditions [Text] / X. Wang, V. Makis, M. Yang // *Journal of Sound and Vibration*. — 2010. — Vol. 329(9). — P. 1570—1585. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.11.010>
7. Combet, F. New analysis tools for the diagnosis of gear systems [Text] / F. Combet, J.-L. Vasselin, X. Thomas // *International Journal of Condition Monitoring*. — 2017. — Vol. 7(1). — P. 7—13. <https://doi.org/10.1784/204764217820440982>.
8. Coats, M. D. Extraction of tacho information from a vibration signal for improved synchronous averaging [Text] / M. D. Coats, N. Sawalhi, R. B. Randall // *Proceedings of Acoustics*. — 2009. — P. 1—8.
9. Zhang, S. Gearbox fault diagnosis based on time-frequency domain synchronous averaging and feature extraction technique [Text] / S. Zhang, J. Tang // *Proceedings SPIE 9804, Nondestructive Characterization and Monitoring of Advanced Materials, Aerospace, and Civil Infrastructure*. — 2016. — 98040K. <https://doi.org/10.1117/12.2219460>.
10. Standler, C. J. Transmission path phase compensation for gear monitoring under fluctuating load conditions [Text] / C. J. Standler, P. S. Heyns // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2006. — Vol. 20(7). — P. 1511—1522. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2005.05.009>
11. McFadden, P. D. Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration [Text] / P. D. McFadden // *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*. — 1986. — Vol. 108(2). — P. 165 — 170. <https://doi.org/10.1115/1.3269317>
12. Combet, F. Optimal filtering of gear signals for early damage detection based on the spectral kurtosis [Text] / F. Combet, L. Gelman // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2009. — Vol. 23(3). — P. 652—668. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2008.08.002>.
13. Randall, R. B. Rolling element bearing diagnostics — A tutorial [Text] / R. B. Randall, J. Antoni // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2011. — Vol. 25(2). — P. 485—520. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2010.07.017>.
14. Shakya, P. Bearing diagnosis using proximity probe and accelerometer [Text] / P. Shakya, A. K. Darpe, M. S. Kulkarni // *Measurement*. — 2016. — Vol. 80. — P. 190—200. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2015.11.029>.
15. Hongxing, L. An improved algorithm for direct time-domain averaging [Text] / L. Hongxing, Z. Hongfu, J. Chengyu, Q. Liangsheng // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2000. — Vol. 14(2). — P. 279 — 285. <https://doi.org/10.1006/mssp.1999.1250>.
16. Chen, Z. Vibration feature evolution of locomotive with tooth root crack propagation of gear transmission system [Text] / Z. Chen, W. Zhai, K. Wang // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2019. — Vol. 115. — P. 29—44. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.05.038>.
17. Scheffer, C. Analysis and predictive maintenance [Text] / C. Scheffer, P. Girdhar. — Elsevier, 2004. — P. 272. <https://doi.org/10.1016/b978-0-7506-6275-8.x5000-0>.

Михалків Сергій Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-19-37. E-mail: svm_m@ukr.net.
Бульба Владислав Ігорович, інженер, регіональна філія «Південна залізниця». E-mail: bulbass@i.ua.

Ходаківський Андрій Миколайович, ст. викл. кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту.

E-mail: khodakivski@gmail.commailto:mpmkafedra@gmail.com.

Михалків Сергей Васильевич, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації і ремонту подвижного складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-19-37.

E-mail: svm_m@ukr.net.

Бульба Владислав Игоревич, інженер, регіональний філіал «Южная железная дорога» E-mail: bulbass@i.ua.

Ходаковський Андрей Николаевич, старший преподаватель кафедри експлуатації і ремонту подвижного складу Українського державного університету залізничного транспорту.

E-mail: khodakivski@gmail.commailto:mpmkafedra@gmail.com.

Mykhalkiv Serhii, PhD (Tech). Associate professor, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.(057) 730-19-37. E-mail: svm_m@ukr.net.

Bulba Vladyslav, Engineer of the Regional branch "Southern Railway". E-mail: bulbass@i.ua.

Khodakivskyi Andrii, Senior lecturer, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. E-mail: khodakivski@gmail.com.

Статтю прийнято 16.10.2018 р.