

УДК 621.319:519.22

МЕТОДИ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ПОЧАТКОВИХ СТАДІЙ ПОШКОДЖЕННЯ ОБЕРТОВИХ СИСТЕМ

І. М. ЯВОРСЬКИЙ^{1,2}, *П. П. ДРАБИЧ*¹, *І. Б. КРАВЕЦЬ*¹, *І. Й. МАЦЬКО*¹

¹ Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів;

² Інститут телекомунікації Технологічно-природничого університету, Бидгощ, Польща

Подано основні ідеї методів ранньої діагностики механічних обертових систем, які базуються на теорії і статистиці періодично нестационарних випадкових процесів як математичної моделі сигналів вібрацій. Запропоновано нові діагностичні ознаки дефектів, і на цій основі показано нові можливості, що відкриваються за їх використання. Наведено приклад застосування методів ранньої діагностики для виявлення дефектів підшипникових вузлів турбоагрегатів Добротвірської ТЕС.

Ключові слова: *періодично корельований випадковий процес, вібраційна діагностика, методи ранньої діагностики, підшипники ковзання.*

Експлуатація складних машинних комплексів вимагає забезпечення надійності, технічної та екологічної безпеки їх функціонування. Саме тому під час роботи таких машин слід приділяти увагу їх постійному моніторингу. Ефективним інструментом визначення справності елементів механічних обертових систем є вібраційна діагностика, перш за все, завдяки великій інформативності вібраційних процесів, швидкому розвитку комп'ютерних технологій та можливості проведення аналізу без демонтажу обладнання.

Впродовж багатьох років методи контролю й діагностування машин і устаткування за будь-якими видами діагностичних сигналів ґрунтувалися на порівнянні амплітуди сигналу або його складників із граничними значеннями, що розділяють бездефектні та дефектні стани. Системи контролю й діагностики, створені на базі цих методів, забезпечують виділення інформативних ознак із вимірюваного сигналу й реєстрацію моментів перевищення ними граничних значень. Будь-яке перевищення порогів реєструється як дефект, вид якого визначають за сукупністю ознак, що перевищили задані для кожного з них пороги [1, 2].

Сучасні системи моніторингу все частіше використовують методи діагностики не тільки для ідентифікації дефектів, але й причин змін стану машини, які зумовлюють не дефекти, а умови роботи. Таке об'єднання завдань моніторингу й діагностики часто сприяє підвищенню якості контролю, оскільки зі зміною режиму роботи машини дуже часто змінюються діагностичні ознаки дефектів.

Як правило, під час відбору вібраційного сигналу від конструкційного вузла складного механізму на характер його зміни впливають не тільки сам вузол, а й сусідні елементи. Іноді вплив заважальних чинників настільки суттєвий, що призводить до хибних висновків про вібростан об'єкта. Тому остаточне рішення про нього необхідно приймати на основі поглибленого аналізу вібраційних сигналів, беручи до уваги як конструкційні особливості механізму, так і визначаючи достовірні параметри обробки вібраційних сигналів.

Сучасний стан проблеми. Використовуючи методи теорії і статистики періодично нестационарних випадкових процесів для аналізу сигналів вібрацій, від-

Контактна особа: І. Б. КРАВЕЦЬ, e-mail: kravets@ipm.lviv.ua

крили новий напрямок теорії у засобах вібродіагностики. На відміну від стаціонарних методів, які застосовуються під час розробки діагностичних систем, вони дають змогу виявляти дефекти складових частин механічних систем на етапі їх зародження. Вперше теорія нестационарних процесів як модель вібрації була застосована в працях І. М. Яворського, В. Ю. Михайлишина (1994) [3, 4] та А.С. McCormick, А. К. Nandi (1998) [5]. Такий підхід і надалі розвивається у Фізико-механічному інституті ім. Г. В. Карпенка НАН України, і є одним з найперспективніших напрямів неруйнівного контролю динамічних систем.

Формування вібраційного процесу. Під час дослідження вібраційного сигналу складних механічних вузлів обертових та коливних систем, елементи механізму розглядаються як сукупність певних деталей, які взаємодіють між собою. У першому наближенні для опису їх взаємодії достатньо використати диференціальні рівняння 2-го порядку [6, 7]. Наявність дефектів у системі призводить до зміни параметрів цих диференціальних рівнянь, і як результат, до зміни вібраційного відгуку. Отож, досліджуючи характеристики вібраційного сигналу системи, можна оцінювати стан системи в цілому.

Впродовж дії циклічної сили втомні тріщини періодично розкриваються та закриваються. У випадку закритої тріщини жорсткість деталі є такою ж, як і бездефектної деталі. Проте, коли тріщина відкрита, то жорсткість зменшується. Враховуючи це, таку коливну систему можна описати з допомогою системи диференціальних рівнянь другого порядку [7, 8]:

$$\begin{cases} \zeta''(t) + 2\beta_c \zeta'(t) + \omega_c^2 \zeta(t) = f(t), & \zeta(t) \leq 0; \\ \zeta''(t) + 2\beta_s \zeta'(t) + \omega_s^2 \zeta(t) = f(t), & \zeta(t) > 0, \end{cases}$$

де β_c, β_s – коефіцієнти зникання; k_c, k_s – жорсткості деталі; ω_c, ω_s – власні частоти коливаний деталі в моменти часу, коли тріщина закрита та відкрита відповідно; $f(t)$ – стохастичне циклічне навантаження. Тобто тріщина в елементі системи призводить до моделі вібрації, побудованої на системі нелінійних диференціальних рівнянь і вібросигнал матиме нестационарний характер. Слід звернути увагу, що більшість авторів обмежуються розглядом лінійних систем, що не дає змоги зробити правильні висновки про реальний стан системи [2].

Відома також й інша модель формування вібраційного процесу, породженого дефектним елементом системи [9]. Відповідно до цієї моделі, дефект на ранній стадії свого розвитку утворюється локальною втратою матеріалу (пітинг, відкол, корозія та забруднення) робочих поверхонь (зовнішнє та внутрішнє кільця підшипника, елементи кочення, шийка вала і бабітовий вкладиш підшипника ковзання та зубці пари зубозачеплення). Як тільки відбувається контакт інших елементів механізму з цією поверхнею, виникає короткотривалий імпульс, що збуджує резонансні коливання у системі. В обертових системах такий імпульс повторюється з певною періодичністю (період T), формуючи набір імпульсів, характеристики яких залежать від типу дефекту структури та геометричних розмірів механізму. Також такий набір імпульсів, спровокованих наявністю дефекту у механічній системі, може бути амплітудно-модульованим через зміну положення дефекту відносно дії навантаження. Зрозуміло, що амплітуда та періодичність імпульсів не сталі величини.

Враховуючи вищенаведене, побудуємо модель вібраційного сигналу, породженого обертовим механізмом [9]:

$$\zeta(t) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} h(t - iT - \tau_i) q(iT) A_i + \varepsilon(t),$$

де A_i та τ_i – незалежні випадкові величини з математичним сподіванням $E\tau_i = 0$ і $EA_i = 1$; $\varepsilon(t)$ – фоновий шум; $h(\tau)$ – імпульсний відгук системи; $q(t) = q(t+P)$ – періодична модуляційна функція. Як бачимо, такий вібраційний сигнал матиме три компоненти: детерміновану, що переважає в області низьких частот; нестационарну, що є домінуючою у високих частотах, та стаціонарну, що може бути присутньою на всіх частотах:

$$f_{\zeta}(\omega) = \frac{1}{T} |H(\omega)|^2 \left[|F(\omega)|^2 \sum_{k,l=-\infty}^{\infty} q_l \delta\left(\omega - \frac{k}{T} - \frac{l}{P}\right) + (1 + \sigma_A^2 - |F(\omega)|^2) \Lambda \right] + S_n(\omega),$$

де $H(\omega)$ – передавальна функція, що описує резонанс системи; $F(\omega)$ – вагова функція, що описує варіацію величин A_i та τ_i ; σ_A – середньоквадратичне відхилення величини A_i ; Λ – середньоквадратичне відхилення функції $q(t)$; $S_n(\omega)$ – спектральна густина потужності шуму. Тобто наявність локальної втрати матеріалу в механічній обертовій системі призведе до періодичних змін імовірнісних характеристик вібраційного сигналу.

Математична модель вібраційних сигналів. Аналіз вібраційних сигналів складних механічних систем з великою кількістю елементів показує, що вони є суперпозицією коливань від усіх джерел збурень в об'єкті. А це означає, що потужніші вібраційні коливання від одного з джерел можуть замаскувати вібраційні коливання, що випромінюють дефектні елементи об'єкта. Оскільки дефектні елементи обертових систем породжують нестационарні процеси, то немає потреби аналізувати властивості усіх складників вібрації, а лише характеристики нестационарних процесів. Отож, модель вібраційного процесу $\zeta(t)$ складних обертових механізмів матиме вигляд [10, 11]

$$\zeta(t) = s(t) + \xi(t) + \varepsilon(t),$$

де $\zeta(t)$ – вібраційний сигнал; $s(t)$ – детермінований складник сигналу; $\xi(t)$ – нестационарний складник процесу, який пов'язаний з дефектним елементом системи; $\varepsilon(t)$ – фоновий шум. Складники $\xi(t)$ та $\varepsilon(t)$ вважають незалежними. Нестационарний складник – періодично корельований випадковий процес (ПКВП) [12], обумовлений одним дефектним елементом у механічній системі, який опи-

суюмо моделлю гармонічного подання: $\xi(t) = \sum_{k=-N}^N \xi_k(t) e^{jk\omega_0 t}$; N – кількість гармонічних компонент; $\xi_k(t)$ – стаціонарні випадкові компоненти ПКВП, $\omega_0 = 2\pi/T$.

Детермінований складник – це майже періодична функція $s(t) = \sum_{k=-M}^M c_k e^{j\omega_k t}$, де

M – кількість гармонічних компонент; c_k – їх комплексні амплітуди, а ω_k – частоти. Критеріями дефектності механізму тут будуть імовірнісні характеристики нестационарного та детермінованого складників [13, 14, 15]:

– c_k, ω_k – комплексні амплітуди та частоти гармонічних функцій детермінованого складника;

– $b(t, u) = E\xi(t)\xi^*(t+u)$ – кореляційна функція ПКВП $\xi(t)$;

– $B_k(u) = \int_0^T b(t, u) e^{-jk\omega_0 t} dt$ – коефіцієнти Фур'є кореляційної функції – кореляційні компоненти;

$$- f(\omega, t) = \int_{-\infty}^{\infty} b(t, u) e^{-j\omega u} du - \text{спектральна густина потужності процесу};$$

$$- f_k(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} B_k(u) e^{-j\omega u} du - \text{спектральні компоненти ПКВП};$$

$$- R_{kl}(u) = \int_{-\infty}^{\infty} \xi_k(t) \xi_l(t+u) dt - \text{взаємкореляційна функція стаціонарних}$$

компонент;

$$- f_{kl}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R(u) e^{-j\omega u} du - \text{взаємний спектр стаціонарних компонент.}$$

Періодичні зміни кореляційної функції та спектральної густини потужності проявляються у амплітуді та кількості їх компонент. Зокрема, коли рухомі частини вала зачіпляються за нерухомі, на вібраційному сигналі з'являються періодичні імпульси короткої довжини. Кореляційна функція такого процесу матиме характерне, короткотривале, значне підняття на періоді, що проявиться у значній кількості кореляційних компонент. На спектральних характеристиках такий дефект проявлятиметься у виникненні комбінаційних частот, зумовлених модуляцією низькочастотних випадкових стаціонарних процесів на періодичну функцію.

Згідно з вибраною моделлю вібраційного процесу, спершу розділимо його на детермінований та випадковий складники. Відомі два підходи до оцінювання детермінованого складника [11]. Перший з них базується на його поданні у вигляді суми гармонічних складників. Для такого підходу необхідні методи оцінювання амплітуд, фаз, частот та кількості гармонічних компонент (когерентний метод [12, 16], компонентний метод [12, 17], метод найменших квадратів [12, 18–20]). Другий підхід ґрунтується на методах прогнозування. Згідно з ним, детермінований складник оцінюють як значення процесу, що можна спрогнозувати для довільного майбутнього значення, тоді як випадковий складник – як похибку такого передбачення (адаптивний метод відсіювання шуму [21], який побудований на авторегресії ковзного середнього [22]). Для оцінки вібраційного складника $\xi(t)$, породженого дефектним елементом системи, слід використати підхід, розроблений на спектральній надлишковості [23, 24].

Застосування методики для діагностики підшипникових вузлів турбогенераторів ТЕС. Проаналізуємо коротко вібраційні сигнали підшипника ковзання, що використовують у турбоагрегатах ТЕС, в якому розвивався дефект, пов'язаний з динамічною нестійкістю мастильного клина, викликаного послабленням кріплення шийки вала. Під час випробування вібраційні сигнали відбирали за допомогою акселерометра Analog Device (радіальна вібрація). Частота дискретизації 2 kHz. На рис. 1. зображено реалізації вібраційного сигналу.

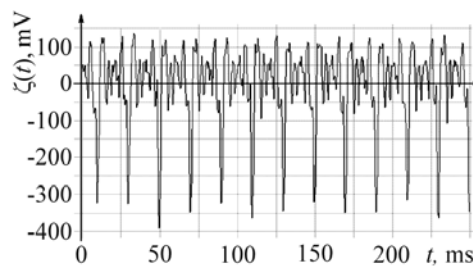


Рис. 1. Сигнал вібропришвидження.

Fig. 1. A vibro-acceleration signal.

З розвитком дефекту збільшувалась потужність вібраційних коливань і дещо змінювалась їх форма. На графіку оцінки спектральної густини потужності стаціонарного наближення сигналу присутні екстремуми на частотах, кратних частоті обертання, проте встановити відповідність розвитку дефекту до певних

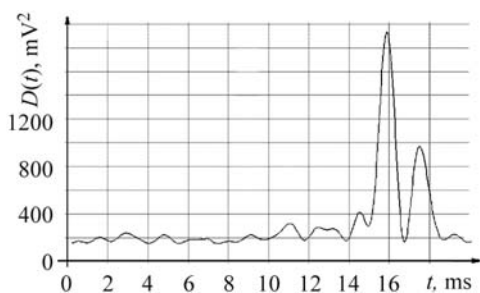


Рис. 2. Оцінка дисперсії випадкового складника вібраційного сигналу.

Fig. 2. The estimate of dispersion of the random component of a vibration signal.

вати за характерними піками на графіку оцінки дисперсії процесу (рис. 2).

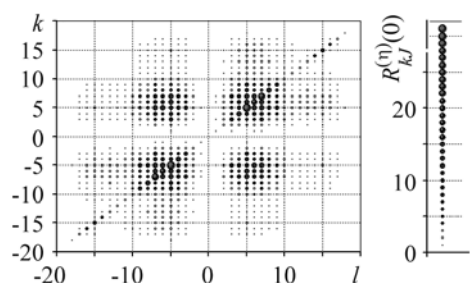


Рис. 3. Абсолютні значення авто- та взаємкореляційних функцій стаціонарних процесів.

Fig. 3. The absolute values of auto and inter-correlation functions of stationary processes.

чить про наявність дефекту “обертвий зрив”.

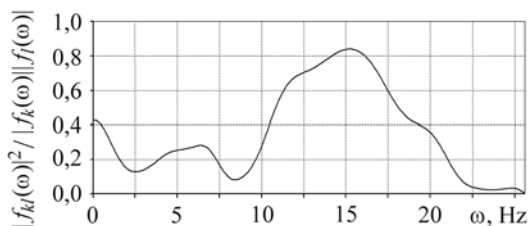


Рис. 4. Функція когерентності сьомого та восьмого косинусних стаціонарних процесів.

Fig. 4. The coherent function of the 7-th and 8-th cosine stationary component.

Апробація методів вібраційної діагностики. Розроблені методи виявлення дефектів механічних систем на ранніх стадіях їх розвитку, базуються на використанні методів нестационарної статистичної обробки та адекватної трикомпонентної моделі вібраційних коливань, що апробовані під час діагностики підшипникових вузлів турбін Львівської центральної ТЕС (2000 р.), підшипникових вузлів вольфрамонмотувальних котушок Львівського електролампового заводу (2000 р.), редукторів портових кранів “Сокіл” Одеського порту (2007–2008 рр.), підшипникових вузлів турбоагрегатів Добротвірської ТЕС (2008–2009 рр.), повітряних нагнітачів Львівського національного академічного театру опери та балету ім. Соломії Крушельницької (2009 р.), а також редукторів вугільних конвеєрів порту “Южний” (2010 р.). Вдосконалення методів та засобів вібраційної діагностики здійснюється на стендах Фізико-механічного інституту.

імовірнісних характеристик за стаціонарним підходом досить важко. Це пов’язано зі значним потужним детермінованим складником, форма якого не залежить від дефекту на ранній стадії розвитку. Використовуючи метод спектральної надлишковості, виділили стаціонарний складник та оцінили імовірнісні характеристики періодично корельованого процесу, викликаного дефектом підшипникового вузла.

Нестационарний складник вібраційного сигналу містить періодичні збурення, що легко можна ідентифікувати за характерними піками на графіку оцінки дисперсії процесу (рис. 2).

Для ідентифікації типу дефекту підшипникового вузла слід використати діагностичні критерії, що базуються на нестационарних властивостях відгуку. Так, досліджуючи взаємопов’язаність стаціонарних компонент (рис. 3), приходимо до висновку, що наявність дефекту у механічній системі породжує модуляцію низькочастотних процесів на основні гармонічні функції з частотами $3\omega_0 - 10\omega_0$. Крім того, аналіз взаємоспектральних функцій цих стаціонарних компонент (рис. 4), вказує на те, що вони корелюють в околі частоти 15 Hz, що свід-

ВИСНОВКИ

Використання методів ПКВП відкриває нові можливості для якісного та кількісного аналізу діагностичних сигналів. Методи виділення детермінованого складника уможлиблюють аналіз фазових змін процесів у механізмах оберткової дії. Адаптивні методи оцінювання регулярного складника мінімізують втручання людини у процес й можуть бути використані в автоматизованих діагностичних системах. Методи виділення нестационарного складника дають можливість виокремити ті властивості процесу, що відповідають за дефектні відгуки системи, мінімізуючи так шумові характеристики. Розроблена методика дає змогу аналізувати стан підшипникових вузлів та пар зубозацеплення механічних систем і класифікувати наявні дефекти.

РЕЗЮМЕ. Изложено основные идеи методов ранней диагностики механических оборотных систем, которые базируются на теории и статистике периодически нестационарных случайных процессов как математической модели сигналов вибраций. Предложены новые диагностические признаки дефектов, и на этой основе показаны новые возможности при их использовании. Наведено пример использования методов ранней диагностики для выявления дефектов подшипниковых узлов турбоагрегатов Добротвирской ТЭС.

SUMMARY. The main ideas of earlier proposed diagnostic methods on the basis of periodically correlated random process theory and statistics are shown. New diagnostic criteria of defects are proposed. The new possibilities that arise by applying new criteria are described. The application of the developed technique for detection defects in bearings of Dobrotvir thermal power plant is shown.

1. *Неразрушающий контроль:* Справ. / Под ред. В. В. Ключева. – М.: Машиностроение, 2005. – 7. – 829 с.
2. *Norton M. P. and Karczub D. G.* Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers. – Cambridge University Press, 2003. – 630 p.
3. *Vasylyna Yu. T. and Mykhailyshyn V. Yu.* Computerized technological procedures for the statistical analysis of vibrational signals used for the inspection of the technical state and diagnostics of machines // Proc. 2nd Ukrainian Conf. on Signal and Image Proc. and Pattern Recognition. – Kiev, 1994. – P. 181–183.
4. *Probabilistic Models and Statistical Methods for the analysis of Vibrational signals in the problems of diagnostics of machines and structures / V. Yu. Mykhailyshyn, I. M. Yavors'kyi, Yu. T. Vasylyna, et al.* // Materials Science. – 1997. – 33, № 5. – P. 655–672.
5. *McCormick A. C. and Nandi A. C.* Cyclostationarity in rotating machine vibrations // Mechanical Systems and Signal Proc. – 1998. – 12 (2). – P. 225–242.
6. *Tandon N. and Choudry A.* An analytical model of the vibration response of rolling element bearings due to a localized defect // J. Sounds and Vibration. – 1997. – 205(3). – P. 275–292.
7. *Gelman L. and Gorpnich S.* Non-linear Vibroacoustical Free Oscillation Method For Crack Detection And Evaluation // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2000. – 14(3). – P. 343–351.
8. *Гельман Л. М., Зиньковський Ю. Ф., Петрунин И. В.* Эффективность использования действительной и мнимой составляющих преобразования Фурье для диагностики усталостных трещин // Техн. диагностика и неразр. контроль. – 2001. – № 3. – С. 21–23.
9. *Antoni J.* Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals: Facts and fictions // J. Sound and Vibration. – 2007. – № 304. – P. 497–529.
10. *Antoni J.* Blind separation of vibration components: Principles and demonstrations // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2005. – Vol. 19. – P. 1166–1180.
11. *Кравець І. Б., Ісаєв І. Ю., Яворський І. М.* Алгоритм виділення періодично нестационарної складової вібраційного сигналу // Пр. ІХ Всеукр. між нар. конф. з оброблення сигналів і зображень та розпізнавання образів “УКРОБРАЗ’2008”. – К.: Міжн. наук.-навч. центр інформ. техн. та систем, 2008. – С. 7–10.

12. Драган Я. П., Рожков В. А., Яворский И. Н. Методы вероятностного анализа ритмики океанологических процессов. – Л.: Гидрометеоздат, 1987. – 319 с.
13. *Методи та нові технічні засоби вібродіагностики підшипникових вузлів та зубчастих передач* / І. М. Яворський, О. П. Драбич, П. П. Драбич та ін. // Зб. наук. ст. “Проблеми ресурсу та безпеки експлуатацій конструкцій, споруд і машин”. – К.: Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, 2006. – С. 52–56.
14. *Розробка інформаційно-вимірювальної системи для вібродіагностики підшипників великих стаціонарних агрегатів* / І. М. Яворський, П. П. Драбич, І. Ю. Ісаєв та ін. – К.: Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона, 2009. – С. 113–122.
15. *Javorskyj I., Isayev I., and Kravets I. Algorithms for Separating the Periodically Correlated Random Processes into Harmonic Series Representation* // Proc. 15th European Signal Proc. Conf. (EUSIPCO 2007). – Poland: Poznan, 2007. – P. 1856–1861.
16. *Coherent covariance analysis of periodically correlated random processes* / I. Javors'kyj, I. Isayev, Z. Zakrzewski, and S. P. Brooks // Signal Proc. – 2007. – **87**. – P. 13–32.
17. *Component covariance analysis fro periodically correlated random processes* / I. M. Javors'kyi, I. Yu. Isaev, I. Majewski, and R. Juzefowych // Signal Proc. – 2010. – **90**. – P. 1083–1102.
18. *Javorskyj I. M., Mykhajlyshyn V. Yu., and Zabolotnyj O. V. Least squares method for statistical analysis of polyrhythmics* // Applied Mathematics Letters. – 2003. – **16** (8). – P. 1217–1222.
19. *Metoda najmniejszych kwadratow w statystycznej analizie okresowo niestacjonarnych sygnalow losowych* / I. Jaworski, R. Juzefowycz, Z. Zakrzewski, I. Kravets // Krajowe sympozjum telekomunikacji i teleinformatyki KSTiT'2010 (Poland: Wroclaw, 12–14 wrzesnia 2010). – S. 1451–1461.
20. *Метод наименьших квадратов при статистическом анализе периодически коррелированных случайных процессов* / И. Н. Яворский, Р. М. Юзефович, И. Б. Кравец, З. Закшевски // Изв. вузов. Радиоэлектроника. – 2010. – **53**, № 1. – С. 1–12.
21. *Haykin S. Adaptive Filter Theory*. – New Jersey: Prentice-Hall, 1996. – 990 p.
22. *Marple S. L. Jr. Digital Spectral Analysis with Applications*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1987. – 584 p.
23. *Bonnardota F., Randall R. B., and Guilleta F. Extraction of second-order cyclostationary sources – Application to vibration analysis* // Mechanical Systems and Signal Proc. – 2005. – **19**. – P. 1230–1244.
24. *Methods for enhancement of the efficiency of statistical analysis of vibration signals from the bearing supports of turbines at thermal-electric power plants* / I. M. Javors'kyi, I. Yu. Isaev, I. B. Kravets et al. // Material Science. – 2009. – **45**, № 3. – P. 378–391.

Одержано 28.02.2011