

РОЗРОБКА МЕТОДУ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ТИХОХІДНИХ РОТОРНИХ МАШИН

Воронцов О.Г., Дегтяренко І.В.

Донецький національний технічний університет, кафедра АТ

E-mail: vag@fcita.donetsk.ua

Abstract

Vorontsov O, Degtyarenko I. The development of slow rotation machine vibroacoustic diagnostic method. The periodogram method for averaging estimation of time-frequency representation of slow rotation machine high-frequency vibration energy density is grounded. It allows to realise the new method of slow rotation machine technical condition diagnostic which based on time-frequency quadratic detection.

Вступ

Застосування відомих методів віброакустичної діагностики для оцінки технічного стану тихохідних роторних машин менш ефективно, ніж для машин з високою і середньою швидкістю обертання. Причина цього - істотне зниження співвідношення сигнал-завада в інформативній смузі частот вібрації, що вимірюється [1].

Використання в якості інформативної смуги частот області резонансів конструкції опори дозволяє одержати енергетичний вигравш над завадою, проте, це призводить до необхідності враховувати нестационарність вібрації, яка обумовлена «нестабільністю» резонансів [1]. Якщо ротор машини обертається з постійною швидкістю, а навантаження, що прикладається до опори, періодичне, то існують фізичні передумови вважати високочастотну вібрацію, яка містить у собі діагностичну інформацію, періодично - нестационарним випадковим процесом [2]. Обґрунтуванням цьому може служити дослідження механізмів збудження високочастотної вібрації в контакті тертя кочення підшипника та її перетворення елементами опори при наявності перемінного навантаження на опорі [3,4,5].

Ця робота присвячена розробці метода віброакустичної діагностики тихохідної роторної машини на основі оцінок діагностичних параметрів її технічного стану по частотно-часовим розподілам енергетичної щільності вібрації опори як періодично - нестационарного випадкового процесу.

Обґрунтування методу

Поряд з особливостями формування високочастотної вібрації, тихохідним роторним машинам належать деякі інші якості, що істотно впливають на методологію витягу діагностичної інформації з нестационарного вібропроцесу. До числа таких варто віднести короткочасність протікання динамічних явищ в опорі, пов'язаних з дією локальних дефектів, у порівнянні з періодом їхнього появлення T . Прикладами можуть бути короткочасні зміни навантаження в опорі при прокочуванні тіла кочення через тріщину або раковину обойми, ударне навантаження при вступі в контакт дефектного зуба зубчастого колеса та ін. Вищевказане істотно обмежує можливості використання спектрограм і поточних

спектрів для аналізу процесів зміни енергії різноманітних частотних компонент вібрації під дією швидкоплинних змін навантажень на опору [6].

Частотно-часові розподіли [6] (ЧЧР) дозволяють значною мірою вирішити проблему аналізу нестационарних процесів, проте їхнє застосування потребує розгляду ряду питань, пов'язаних як з оцінкою властивостей обраного розподілу, так і з можливістю практичної реалізації методу аналізу на його основі.

Коен показав [7], що для процесу $s(t)$, який інтегрується в квадраті, може бути отримано безліч ЧЧР на основі особливого класу двопараметричних функціоналів виду

$$P(t, \omega) = \frac{1}{4\pi^2} \iiint e^{-j(\alpha + \omega\tau + \theta u)} \phi(\theta, \tau) s^* \left(u - \frac{\tau}{2} \right) s \left(u + \frac{\tau}{2} \right) du d\tau d\theta, \quad (1)$$

де $\phi(\theta, \tau)$ - ядро ЧЧР; t, ω - параметри функціоналу, час і частота, відповідно; $*$ - знак комплексного сполучення. Тут і далі всі інтеграли беруться в безкінечних межах.

Якщо кожне k -те явище в роторній машині, що супроводжується динамічним навантаженням на опору, характеризується появою відповідної компоненти $s_k(t)$ у складі вібрації опори, то, при виконанні принципу суперпозиції, результуюча вібрація $s(t)$, яка реєструється на корпусі опори, буде дорівнювати

$$s(t) = \sum_{k=1}^K s_k(t). \quad (2)$$

ЧЧР багатокomпонентного сигналу $s(t)$ ($P(\omega, t)$) буде включати, крім ЧЧР власне компонент вібрації $s_k(t)$ ($P_{kk}(\omega, t)$), ще й складові їхньої перехресної взаємодії $P_{kl}(\omega, t)$, які обумовлені білінійністю перетворення [6]

$$P(t, \omega) = \sum_{k=1}^K P_{kk}(\omega, t) + \sum_{\substack{k, l=1 \\ k \neq l}}^K P_{kl}(\omega, t),$$

де

$$P_{kk}(t, \omega) = \frac{1}{4\pi^2} \iiint e^{-j(\alpha + \omega\tau + \theta u)} \phi(\theta, \tau) s_k^* \left(u - \frac{\tau}{2} \right) s_k \left(u + \frac{\tau}{2} \right) du d\tau d\theta, \quad (3)$$

$$P_{kl}(t, \omega) = \frac{1}{4\pi^2} \iiint e^{-j(\alpha + \omega\tau + \theta u)} \phi(\theta, \tau) s_k^* \left(u - \frac{\tau}{2} \right) s_l \left(u + \frac{\tau}{2} \right) du d\tau d\theta. \quad (4)$$

Цзуй і Вільямс показали [8], що за рахунок вибору форми ядра $\phi(\theta, \tau)$ можна досягти мінімізації перехресних членів

$$\sum_{\substack{k, l=1 \\ k \neq l}}^K P_{kl}(\omega, t) \rightarrow \min. \quad (5)$$

Ядро, що забезпечує виконання умови (5), має вигляд

$$\phi(\theta, \tau) = e^{-\frac{\theta^2 \tau^2}{\sigma}}, \quad (6)$$

де σ - константа, змінюючи яку можна керувати рівнем перехресних членів.

З співвідношення (6) очевидно, що σ задає розміри деякої області в окрузі центру системи координат (θ, τ) , що переміщується, яка визначає значення результату інтегрування $P(\omega, t)$ для заданої вибірки $s(t)$ і параметрів (ω, t) .

ЧЧР виду (1), отримане з використанням ядра (6) для багатокomпонентного сигналу (2), прямує до ЧЧР компонент вібрації $P_{kk}(\omega, t)$ (3). Після підстановки ядра

(6) у (1) і інтегрування, ЧЧР багатокomпонентного вібрoсигналу $s(t)$ може бути подане у виді

$$P_s(t, \omega) = \frac{1}{4\pi^{\frac{3}{2}}} \iint \frac{1}{\sqrt{\tau^2/\sigma}} e^{-\left[\frac{(u-t)^2}{4\tau^2}\sigma\right] - j\omega\tau} s^*\left(u - \frac{\tau}{2}\right) s\left(u + \frac{\tau}{2}\right) dud\tau. \quad (7)$$

ЧЧР (7), назване за ім'ям авторів як ЧЧР Цзюя-Вільямса, має необхідний набір властивостей [6] для того, щоб однозначно відображати розподіл щільності енергії нестационарного процесу в частотно-часовій області, гарантуючи мінімум перехресних складових за рахунок вибору параметра ядра σ .

Проте, використання одного нехай і досконалого методу одержання ЧЧР ще недостатньо для одержання оцінок розподілу щільності енергії періодично-нестационарного випадкового процесу. Причина в тому, що ЧЧР для вибіркового процесу $s_m(t)$ носить випадковий характер, тому що процедура його обчислення не включає операції визначення математичного очікування. Тому вибіркові оцінки розподілу щільності енергії вібрації в частотно-часовій області, що одержуються, є неспроможними. Подібна ситуація виникає при обчисленні спектральної щільності енергії стаціонарних процесів періодограмним методом [9] і вирішується шляхом використанням псевдоусереднення по ансамблю реалізацій. Прямий перенос цього методу на задачу, яка тут розглядається, неможливий через нестационарність процесу $s(t)$. Рішення може бути знайдене за рахунок використання властивості «періодичності» моментних характеристик періодично - нестационарного процесу [2].

ЧЧР (7) як двохпараметричній функціонал ставить у відповідність при заданих значеннях параметрів ($\omega = \omega_1, t = t_1$) m -ю вибірку випадкової функції часу $s_m(t)$ і число $P_m(\omega_1, t_1)$. На множині вибірок $\{s_m(t)\}$ ($m = 1, 2, 3, \dots, \infty$), ЧЧР (7) задає множину чисел $\{P_m(\omega_1, t_1)\}$, які визначають випадкову величину $P(\omega_1, t_1)$, що описує розподіл щільності енергії в окрузі заданих значень ω_1, t_1 . Інтегруємість у квадраті вібропроцесу $s(t)$ визначає існування математичного очікування $M_p(\omega_1, t_1)$ і дисперсії $D_p(\omega_1, t_1)$ випадкової величини $P(\omega_1, t_1)$.

З іншого боку ЧЧР (7) можна розглядати як процес відносно перемінної t при заданому параметрі $\omega = \omega_1$. Незалежність ядра (6), що використано в ЧЧР (7) від процесу $s(t)$, виключає параметричні явища при обчисленні ЧЧР і гарантує відсутність у ньому субгармонік періодичного силового впливу на опору як функцій перемінної t

$$F(t) = F(t + nT),$$

де T - період зміни сили, $n = 1, 2, 3, \dots$

Білінійність перетворення (7) може бути причиною появи вищих гармонік впливу в процесі $P(\omega_1, t)$. Таким чином, обумовлена повторювальністю $F(t)$ періодична нестационарність $s(t)$ породжує періодичну нестационарність випадкової функції $P(\omega_1, t)$. На підставі вищевикладеного, а також з застосуванням відомої властивості періодичності моментних характеристик періодично-нестационарних процесів [2] можна стверджувати, що математичне очікування $M_p(\omega_1, t)$ випадкової функції $P(\omega_1, t)$ буде характеризуватися періодом, не меншим ніж T . Таким чином, співвідношення

$$M_p(\omega_1, t) = M_p(\omega_1, t + nT) \quad (8)$$

буде завжди справедливим.

З виразу (8) випливає, що з достатньо довгої реалізації $P(\omega_1, t)$ можна виділити сегменти $P_{rp}(\omega_1, t)$, протяжністю T , закон зміни математичного очікування усередині яких той самий. Через те що співвідношення (8) справедливе для будь-яких значень $\omega = \omega_1$ його можна переписати для будь-якого фіксованого значення частоти і часу

$$M_{rp}(\omega, t) = M_p(\omega, t).$$

Відхилення ЧЧР від свого математичного очікування на r -ому сегменті

$$\Delta P_r(\omega, t) = P_r(\omega, t) - M_p(\omega, t) \quad (9)$$

буде при заданих $\omega = \omega_1$ і $t = t_1$ випадковою величиною з дисперсією $D_{pr}(\omega_1, t_1)$. Для будь-яких значень частоти і часу, визначених на сегменті, цьому відповідає $D_p(\omega, t)$. Псевдоусереднення сегментів ЧЧР подане як

$$P_r(\omega, t) = M_p(\omega, t) + \Delta P_r(\omega, t),$$

згідно з періодограмою Барлетта [9], дає можливість одержати оцінку математичного очікування ЧЧР

$$\tilde{P}(\omega, t) = \frac{1}{N} \sum_{r=1}^N P_r(\omega, t). \quad (10)$$

Значення дисперсії отриманої оцінки ЧЧР може бути знайдено на основі відомої залежності дисперсії суми взаємнокорельованих величин [10]

$$D_{\tilde{P}}(\omega, t) = D_p(\omega, t) \sqrt{N[1 + (N-1)\rho]}.$$

Відносна похибка оцінки $\tilde{P}(\omega, t)$ визначиться як

$$\delta P(\omega, t) = \frac{z D_{\tilde{P}}(\omega, t) \sqrt{1 + (N-1)\rho}}{M_p(\omega, t) \sqrt{N}}, \quad (11)$$

де z - коефіцієнт, обумовлений довірчою імовірністю [11].

На основі аналізу співвідношення (11) легко одержати граничне значення похибки оцінки при заданих N і ρ , переконатися в можливості досягнення її припустимого рівня за рахунок збільшення N при $\rho < 1$.

Отримані в результаті усереднення на множині сегментів оцінки ЧЧР підлягають подальшому опрацюванню за допомогою квадратичних частотно-часових детекторів для прийняття рішень про фактичний стан машини або її окремих вузлів [11].

Реалізація методу й експериментальні дослідження

При реалізації розглянутої методології треба враховувати, що для кожного дефекту, який діагностується та характеризується своїм значенням періоду T , здійснюється обчислення свого усередненого ЧЧР. Через те, що одержати ЧЧР для довгих реалізацій $s(t)$ важко, обчислення ЧЧР окремих сегментів здійснювалось як для самостійних реалізацій. З урахуванням запасу на «крайові» ефекти викликані скінченністю відрізка реалізації періодично-нестационарного процесу, що оброблюється, довжина відрізка вибиралася не менше $(2 \div 2,5)T$. Існує проблема обробки реалізацій для дефектів, що характеризуються занадто низкою частотою

свого прояву і значною середньою частотою розташування інформативної області. При одержанні ЧЧР для діагностики таких дефектів виникає необхідність в опрацюванні масивів реалізацій занадто великого обсягу. Можливе рішення проблеми - фрагментація сегментів з подальшим простежуванням тенденції деформації ЧЧР у межах сегмента на основі інтерполяції.

На рис. 1 і 2 приведені ЧЧР високочастотної вібрації опори кочення експериментальної установки [3] при дії статичного навантаження в 300 Н и 3000 Н,

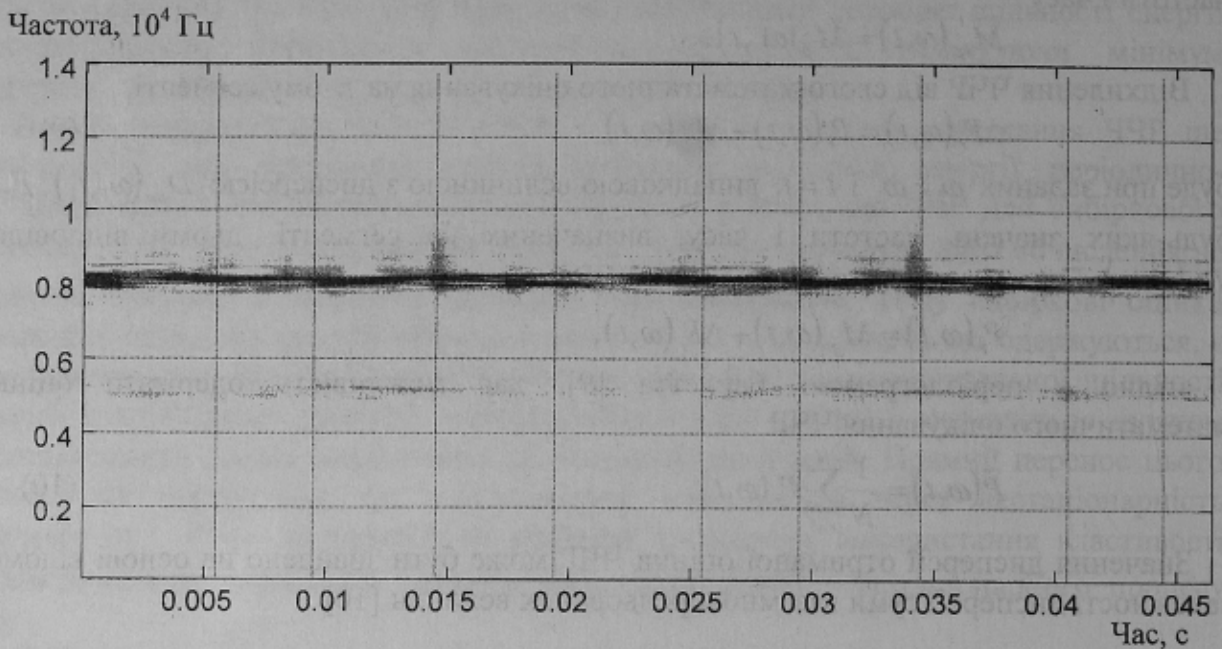


Рис. 1 - ЧЧР високочастотної вібрації опори при дії статичного навантаження 300 Н

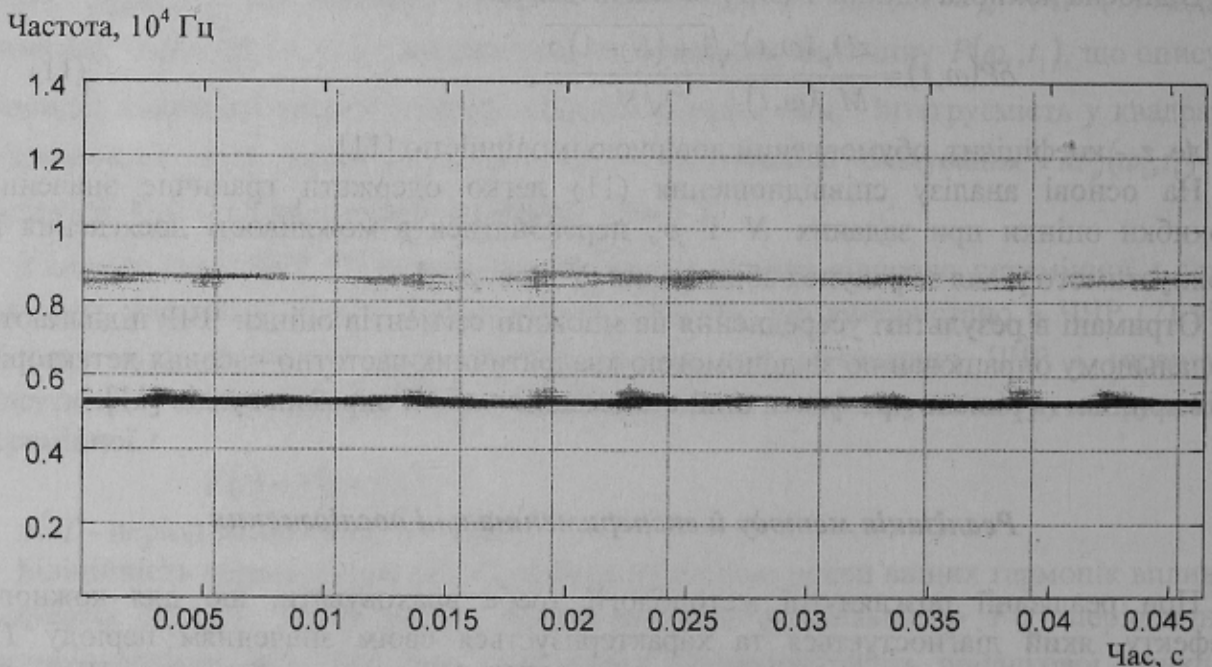


Рис. 2 - ЧЧР високочастотної вібрації опори при дії статичного навантаження 3000 Н

відповідно. Період проходження збуджень T обрано рівним періоду проходження ударних навантажень при наявності дефекту на зовнішній обоймі підшипника. У якості підшипника опори використовувався справний однорядний шарикопідшипник

№306. За допомогою смугових фільтрів з вібропроцесів були виділені області резонансів конструкції опори (5,2 і 8,2 кГц). З поданих рисунків явно просліджується залежність щільності енергії вібрації від прикладеного навантаження (відзначається насиченістю кольору), а так само зсув області концентрації щільності енергії (відзначається як переміщення областей найбільшої інтенсивності в область більш високих частот при збільшенні навантаження). Цей результат цілком узгоджується з більш раннім [3], для одержання якого використовувалися методи традиційного спектрального аналізу випадкових процесів [9]. Принципово новим результатом, отриманим винятково методами аналізу періодично-нестационарних випадкових процесів, є виявлення локальних навантажень зовнішньої обойми підшипника при проходженні шариками зони найбільшого навантаження. Ці навантаження виявляють себе у вигляді «спалахів» високочастотної вібрації, що виникають з періодом проходження шариками зони найбільшого навантаження. Виявлення зазначених навантажень вказує на високу чутливість запропонованого методу. Динамічні навантаження в контакті тертя кочення при наявності дефекту поверхонь кочення мають значно більший рівень, що гарантує високу імовірність їх виявлення.

Рис. 3 відображає ЧЧР високочастотної вібрації при дії на опору зовнішнього динамічного навантаження з частотою 107 Гц. На цьому рисунку добре проглядається зміна інтенсивності і локалізації енергії вібрації щонайменше двох протилежних контактів одного елемента опори (зовнішньої обойми підшипника). Фазовий зсув ЧЧР в межах резонансів з частотами 5,2 і 8,2 кГц, дорівнює π . Це вказує на те, що контакти, які сприймають періодичне навантаження знаходяться на протилежних сторонах обойми (контакт «обойма - тіло кочення» і контакт «обойма - корпус опори»).

Використання сучасних обчислювальних засобів дозволило підтвердити ефективність обраного виду ЧЧР і методу його усереднення для одержання оцінок розподілу щільності енергії компонент нестационарних вібрацій опор кочення та

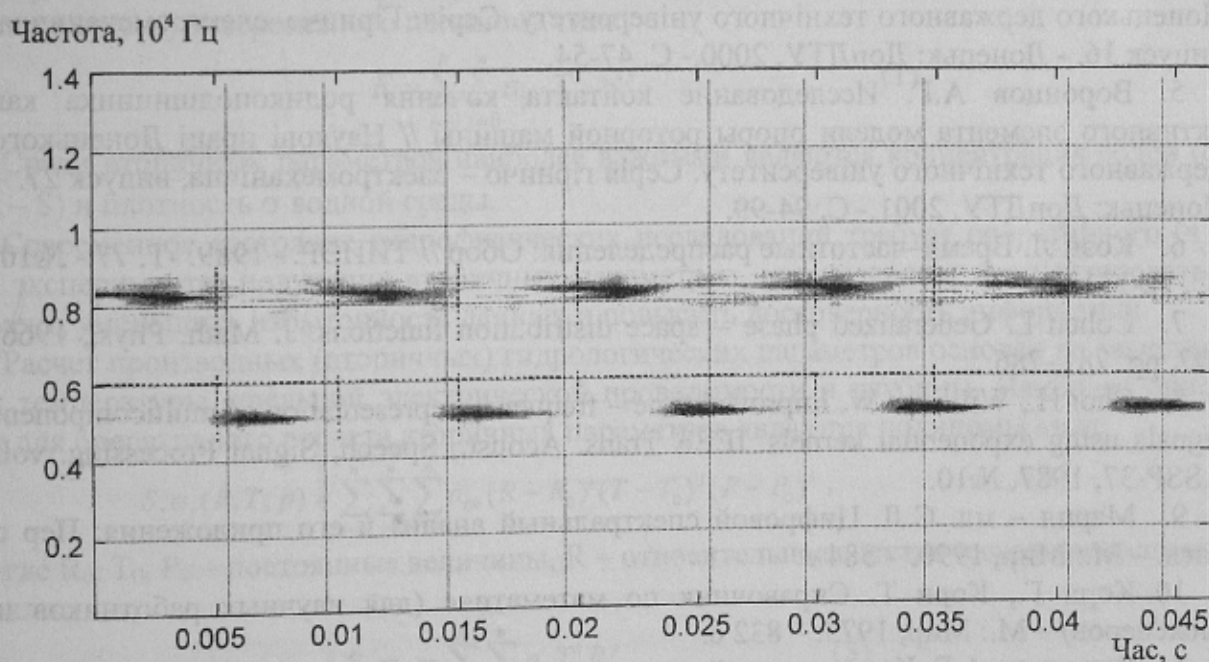


Рис. 3 - ЧЧР високочастотної вібрації опори при дії динамічного навантаження з частотою 107 Гц

аналізу тонкої структури високочастотних коливань елементів опори при вирішенні задач діагностики роторних машин.

Висновки

1. Обґрунтовано періодограмний метод одержання усередненої оцінки частотно-часових розподілів щільності енергії високочастотної вібрації опори тихохідної роторної машини, що дозволяє на базі квадратичного детектування ЧЧР реалізувати новий метод діагностики технічного стану машин цього класу.
2. Отримано співвідношення для визначення відносної похибки усереднених оцінок ЧЧР.
3. Експериментально підтверджена працездатність методу та його ефективність.

Література

1. Barkov A., Barkova N., Azovtsev A. Peculiarities of slow rotation element bearing condition diagnostics. Труды ежегодной (20-й) конференции Национального института вибрации США, июнь, 1996.
2. Рыгов С.М. Введение в статистическую радиофизику. Часть 1. Случайные процессы. - М.: Наука, 1976. - 494 с.
3. Воронцов А.Г. Экспериментальные исследования преобразовательных свойств подшипников качения как датчиков динамических нагрузок // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія: Електротехніка і енергетика, випуск 4. - Донецьк: ДонДТУ, 1999. - С. 253-257.
4. Воронцов А.Г. Разработка модели для исследования преобразовательных свойств опоры качения как датчика воспринимаемой ею нагрузки // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія: Гірничо-електромеханічна, випуск 16. - Донецьк: ДонДТУ, 2000.- С. 47-54.
5. Воронцов А.Г. Исследование контакта качения роликоподшипника как активного элемента модели опоры роторной машины // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія гірничо – електромеханічна, випуск 27. – Донецьк: ДонДТУ, 2001.- С. 94-99.
6. Коэн Л. Время-частотные распределения: Обзор // ТИИЭР. –1989. -Т. 77.- №10. -С. 72-121.
7. Cohen L. Generalized phase – space distribution functions. J. Math. Phys., 1966, №7, pp. 781–786.
8. Choi H., Williams W. Improved time – frequency representation of multicomponent signals using exponential kernels. IEEE Trans. Acoust., Speech, Signal Processing. vol. ASSP-37, 1987, №10.
9. Марпл – мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения: Пер с англ. – М.: Мир, 1990. – 584 с.
10. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) – М.: Мир, 1973. – 832 с.
11. Воронцов А.Г. Квадратичный детектор для распознавания дефектов роторных машин по признаку частотной модуляции вибрации опор качения // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія - Обчислювальна техніка та автоматизація, випуск 12. – Донецьк: ДонДТУ, 1999. – С. 61-66.