

## ВПЛИВ НОМІНАЛЬНО НЕРУХОМИХ ФРИКЦІЙНИХ КОНТАКТІВ НА ЧАСТОТИ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ПОЛЯ МАШИНИ ТЕРТЯ

Експериментально досліджені зміни частотного спектру акустичної емісії машини тертя, пов'язані із зняттям нормального навантаження у номінально нерухомому фрикційному контакті, що входить до складу машини. Показано, що перехід у холостий режим сприяє каскадному транспорту енергії вихоро-хвильових збурень в інфразвукову ділянку спектру. Інтенсивність цих процесів спадає зі збільшенням дисбалансу роторної частини машини тертя. Натомість зростає концентрація енергії збурень у характерній високочастотній ділянці спектру.

Ключові слова: фрикційний контакт, віброакустичне поле, акустична емісія, спектр, вихоро-хвильові збурення, енергетичний каскад.

YU.P. ZASPA, A.L. VOZNYAK

Khmelnytsky National University

YU.I. SHALAPKO

University of Science and Technology in Bydgoszcz

## AN INFLUENCE OF NOMINALLY IMMOVABLE FRICTIONAL CONTACTS ON FREQUENCIES OF VIBROACOUSTIC FIELDS OF FRICTIONAL MACHINES

Experimentally investigated changes in the frequency spectrum of acoustic emission of friction machines associated with the removal of the normal load of nominally stationary frictional contact, which is the part of the machine. It is mentioned that the transition in idle mode facilitates cascading energy transport in vortex - wave disturbances in the infrasonic range section. The intensity of these processes decreases with increase of imbalance of the rotor quotient of the friction machine. But instead, the concentration of energy density perturbations in the typical high-frequency region of the spectrum increases.

**Keywords:** frictional contact, vibroacoustic field, acoustic emission, spectrum, vortex-wave excitation, energetic cascade.

### Вступ

Динаміка фрикційної контактної взаємодії ґрунтується на різномасштабних зворотних зв'язках. В системах із розподіленими параметрами ці зв'язки мають характер нестационарного вихоро-хвильового поля збурень, що генерується переважно у рухомих контактах та суттєво трансформується під впливом граничних умов і нелінійної взаємодії – у тому числі в номінально нерухомих фрикційних контактах деталей машин, механізмів, конструкцій [1]. В роботі досліджується вплив таких контактів на частоти віброакустичного поля експериментальної машини тертя [2], що функціонує за поширеною схемою: електродвигун – привод – рухомий зразок – дослідний фрикційний контакт – номінально нерухомий контрзразок – статор. Метою роботи є встановлення фізичних механізмів і чинників вказаного впливу.

### Технічне обладнання та методика експерименту

На рис. 1–2 наведені фотографія та кінематична схема дослідної установки. В роботі використаний один із двох наявних в машині вузлів тертя, у якому контактна пара навантажувалась нормальним зусиллям за допомогою важільної системи. Це дозволяло знімати навантаження (у



Рис. 1. Фотографія дослідної установки

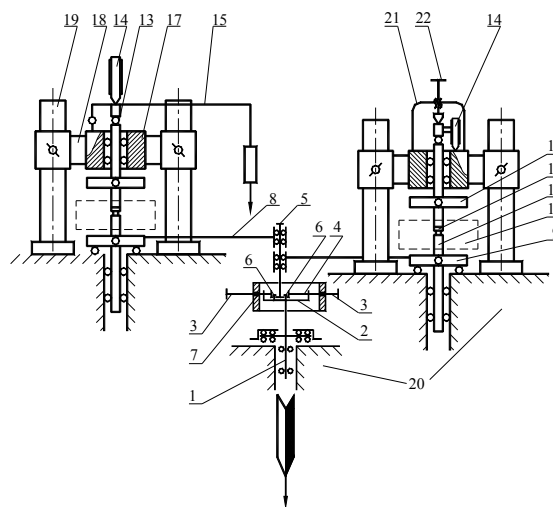


Рис. 2. Кінематична схема установки:  
1 – вал електродвигуна, 2 – направляючі, 3 – гвинтова пара, 4 – повзун, 5 – вал, 6 – гвинт, 7 – корпус, 8 – шатун, 9 – кривошип, 10, 11 – зразкотримачі, 12 – затискач, 13 – вал, 14 – датчик переміщення, 15 – важіль навантаження, 16 – роз'ємна камера, 17 – головка, 18 – направляючі, 19 – колони, 20 – основа, 21 – пружний елемент, 22 – гвинтова пара

ручному режимі) в процесі роботи установки, а також відповідно відновлювати його, реєструючи при цьому сигнал акустичної емісії працюючої установки за допомогою портативного комп'ютера з виносним мікрофоном. Паралельно з цим проводилась реєстрація амплітуди коливань рухомого зразка – з використанням індуктивного датчика переміщень. Подальша обробка записаних сигналів акустичної емісії здійснювалась із використанням стандартного програмного забезпечення, у т.ч. швидкого перетворення Фур'є.

Зворотно-поступальний рух ведучого зразка утворювався з обертового руху вала електродвигуна змінного струму за допомогою понижуючої пасової передачі та кривошипно-шатунного механізму (рис. 2). Номінальна частота коливань зразка складала ~ 28 Гц при частоті 50 Гц обертання вала електродвигуна. Амплітуда коливань зразка регулювалась через зміну величини ексцентриситету механізму.

Рухомий зразок був виготовлений із загартованої і відпущеної (44 – 47 HRC) сталі 65Г у вигляді смуги розмірами 2,7x20x120 мм. Номінально нерухомий контрзразок, виготовлений із тієї ж сталі, мав форму циліндра діаметром 40мм і висотою 50 мм з товщиною стінок 2 мм. Він був встановлений у затискачі, закріпленому в самовстановлюваній головці з направляючими, що могли рухатись відносно колон статора (рис. 1, 2). Дослідний контакт циліндр-смуга мав форму двох дужок зовнішнім діаметром 40 мм, товщиною 2 мм і шириною 20 мм кожна. Контактні поверхні попередньо оброблялись шліфуванням. Номінальний контактний тиск у навантаженому режимі складав близько 30 МПа.

**Експериментальні результати та їх обговорення**

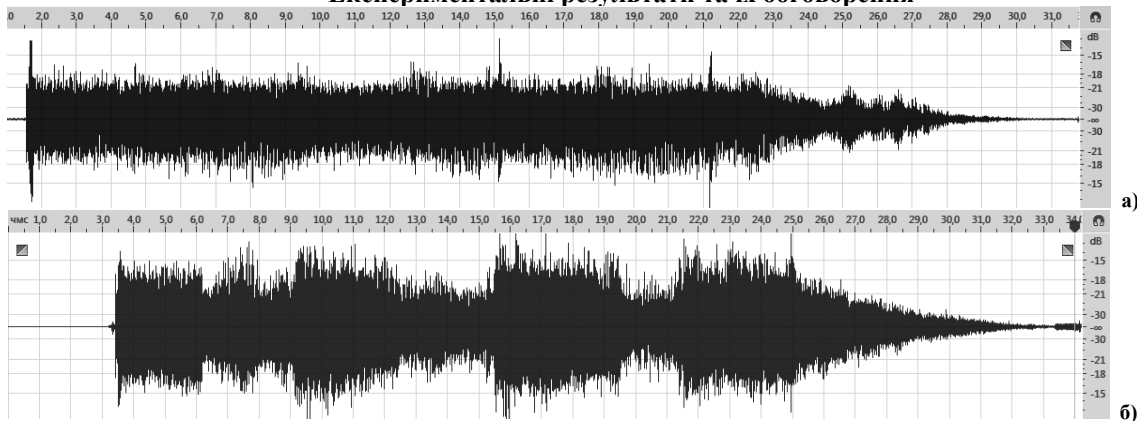


Рис. 3. Загальні осцилограми сигналів акустичної емісії дослідної машини тертя в режимах встановлення робочої амплітуди рухомого зразка : 150 мкм (а) та 300 мкм (б)

На рис. 3 наведені загальні осцилограми сигналів акустичної емісії (АЕ) в процесах випробувань, що включали триразове зняття нормального навантаження дослідного фрикційного контакту. Як видно, суттєві зміни осцилограм АЕ, пов'язані з переходом в холостий режим роботи машини тертя, спостерігались лише при підвищеному значенні амплітуди коливань рухомого зразка (рис. 3 б). При цьому сама амплітуда коливань зразка збільшувалась приблизно втричі – рис. 4.

Суттєві зміни частотного складу віброакустичного поля машини тертя, пов'язані із зміною нормального навантаження у дослідному контакт, спостерігались, між тим, як при підвищеній, так і при пониженої амплітуді коливань ведучого зразка – рис. 5. Відносно малий дисбаланс ротора при пониженої амплітуді сприяв каскадному транспорту енергії вихоро-хвильових збурень в інфразвукову частину спектру, що призводило до виникнення квазілінійних (у логарифмічному масштабі) довгохвильових ділянок спектру АЕ при переході в холостий режим – рис. 5 а, б. Центральна і короткохвильова ділянки спектрів при цьому майже не змінювались. Напроти, при підвищеному дисбалансі ротора основні зміни, пов'язані із зняттям нормального навантаження, стосувались короткохвильових ділянок спектрів АЕ – рис. 5 в, г. Вони виражались у суттєвому підсиленні коливань на частотах 2–2,5 кГц з одночасним послабленням найбільш високочастотної ділянки спектру – рис. 5 в, г. Ці зміни добре помітні і на осцилограмах сигналів АЕ відповідного часового масштабу – рис. 6.

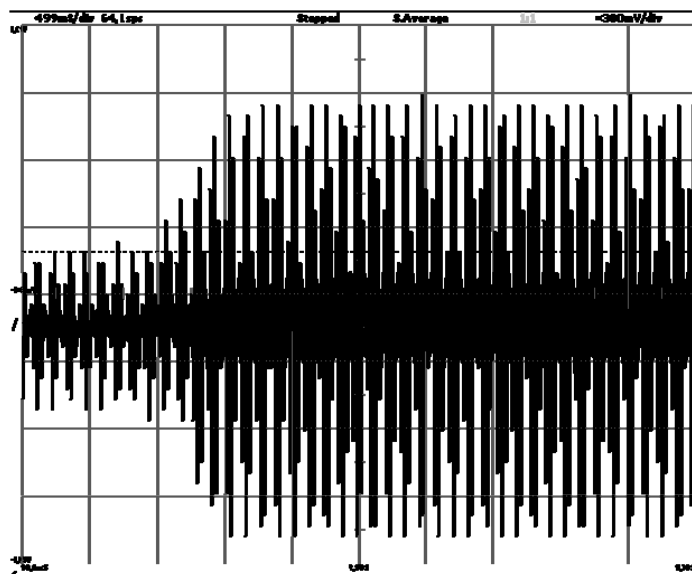


Рис. 4. Фрагмент осцилограми сигналу з індуктивного датчика переміщень рухомого зразка при початковій амплітуді переміщень 300 мкм

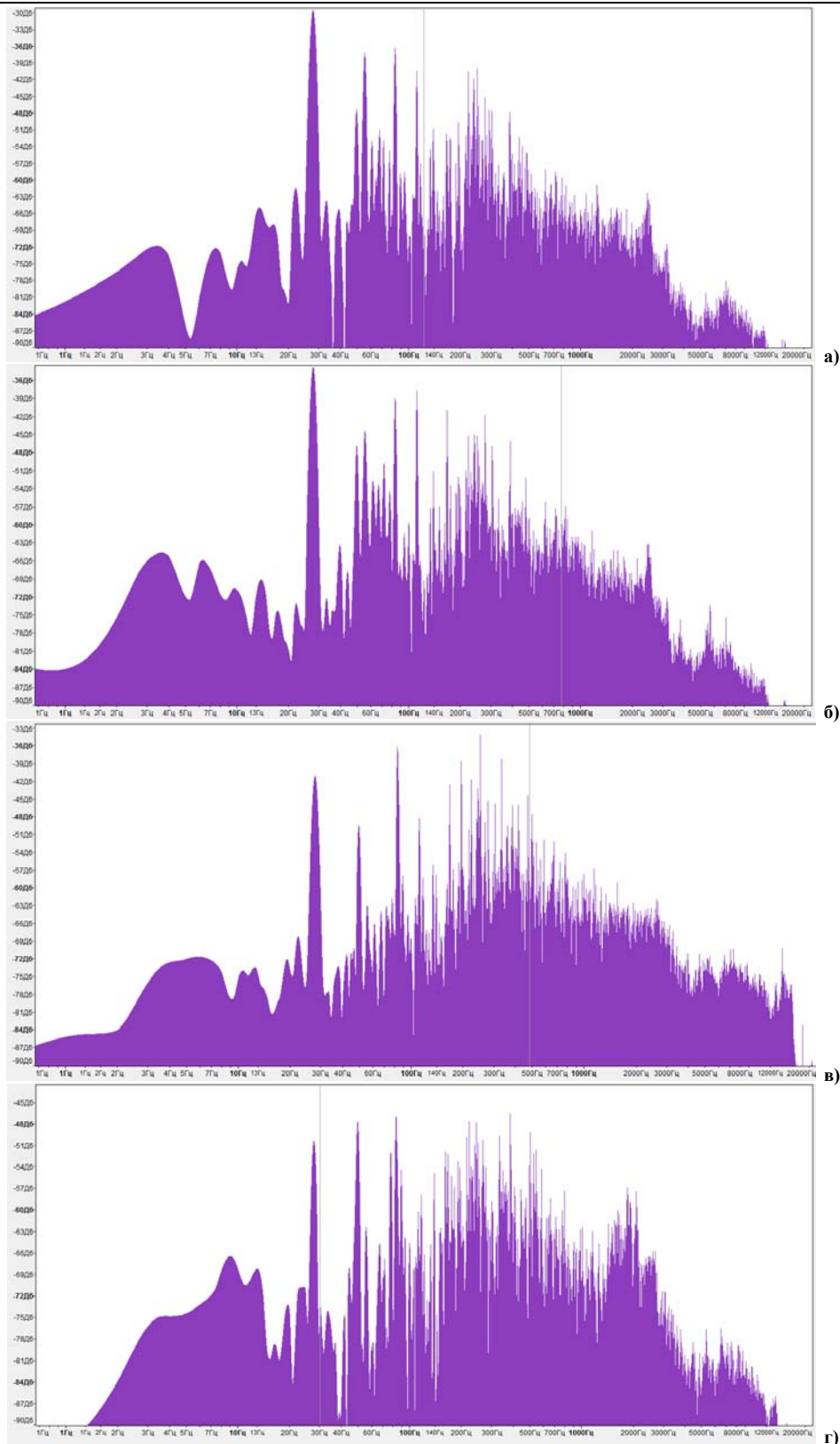


Рис. 5. Фур'є-спектри сигналів акустичної емісії в режимах навантаженого (а, в) та розвантаженого (б, г) контакту. Амплітуда коливань рухомого зразка в навантаженому режимі: 150 мкм (а, б), 300 мкм (в, г)

Отримані експериментальні результати підтверджують нерівноважний характер динамічної саморегуляції трибосистеми [1] та взаємний вплив різних факторів на енергетичні потоки збурень, що супроводжують роботу машини. У даному випадку збільшення ексцентриситету кривошипно-шатунного механізму з одночасним послабленням нормального навантаження у дослідному номінально нерухомому контакті приводить до концентрації енергії збурень в частотному діапазоні 2–2,5 кГц. Пониження ексцентриситету, як уже відмічалось, сприяє низькочастотному каскадному транспорту енергії збурень при переході в холостий режим роботи машини. Такого роду зміни не можуть бути чисельно або ж аналітично розраховані, оскільки подібні складні механічні розподілені системи не описуються спрощеними

«еквівалентними» динамічними схемами із зосередженими параметрами, а їх комп'ютерний розрахунок потребує врахування великої кількості елементів конструкції, а також реальних граничних умов у всіх контактах. Остання вимога є вкрай важливою для реалізації.

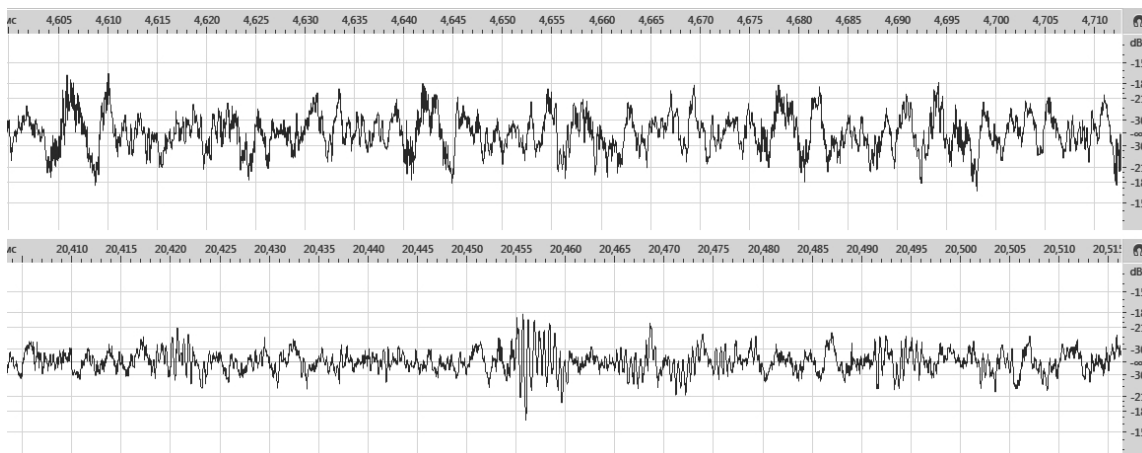


Рис. 6. Часові осцилограми сигналів акустичної емісії в режимах навантаженого (зверху) та розвантаженого (знизу) контакту при амплітуді коливань рухомого зразка 300 мкм

Таким чином, експериментальні методи дослідження параметрів та характеристик віброакустичного поля машин, механізмів і конструкцій залишаються найдієвішим засобом адекватної оцінки їх режимів експлуатації. Часовий і спектральний аналіз акустичної емісії машини тертя, застосований в даній роботі, може успішно доповнювати відомі методи вібродіагностики з використанням датчиків вібрацій, розміщених безпосередньо на елементах конструкції машини [3–5].

### Висновки

Вплив номінально нерухомих фрикційних контактів на частоти віброакустичного поля машин і механізмів слід розглядати в контексті загальної конфігурації динамічної системи, різномасштабних зворотних зв'язків та каскадного транспорту енергії вихоро-хвильових збурень.

Ослаблення затиску номінально нерухомих фрикційних з'єднань в цілому розширює спектр вібраційних частот: у височастотній області – за рахунок зменшення ефективної приєднаної маси статора, а також у низькочастотній – через інтенсифікацію зворотного енергетичного каскаду збурень, генерованих у рухомих контактах ротор – статор.

Порушення цілісності номінально нерухомих фрикційних з'єднань у складі машин і механізмів в поєднанні з незначним дисбалансом їх роторної частини стимулює каскадний транспорт енергії збурень в інфразвукову частину спектру. Це створює ризики виникнення аварійних ситуацій з вібраційним пошкодженням статорної частини машини, або ж механізму.

### Література

1. Заспа Ю.П. Когерентная трибодинамика / Ю.П. Заспа // Трение и износ. – 2012. – Т. 33, № 6. – С. 656–673.
2. Патент України № 69559А, МПК 7601№3/00. Установка для дослідження матеріалів та покриттів в умовах фретинг-процесів / Гончар В.В., Шалапко Ю.І., Каплун В.Г. – 11.08.2003. Бюл. № 9.
3. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. – М. : Машиностроение, 1995.
4. Шалапко Ю.І. Еволюційні моделі фретинг-процесів у номінально-нерухомому фрикційному контакті : дис. ... доктора техн. наук / Ю.І. Шалапко. – Хмельницький : ХНУ, 2009. – 418 с.
5. Briscoe B.I., Chateauminois A., Chiu I. and Vickery S. Acoustic Noise Emission in a Model PMMA/Steel Fretting Contact. Tribology Series, 39. Ed. D.Dowson. Amsterdam. Elsevier. 2001. P. 673–681.

### References

1. Zaspа YU.P. Coherent tribodynamics. Friction and wear. 2012, Issue 6. S.656-673.
2. Gonchar V.V., Shalapko YU.I., Kaplun V.G. Installation for study materials and coatings under fretting processes. Patent №69559A Ukraine, IPC 7601№3 / 00 dated 11.08.2003. Bul. №9.
3. Vibrations in engineering. Directory in 6 volumes. 6. T. Protection against vibration and shock. Ed. K.V.Frolov. M.: Mashinostroenie. 1995.
4. Shalapko YU. I. Evolutionary models fretting processes in the nominally-fixed frictional contact. Thesis of Doctor of Technical scientific-Khmelnytsky: HNU. 2009, 418.
5. Briscoe B.I., Chateauminois A., Chiu I. and Vickery S. Acoustic Noise Emission in a Model PMMA/Steel Fretting Contact. Tribology Series, 39/Ed. D.Dowson. Amsterdam. Elsevier. 2001, 673-681.

Рецензія/Peer review : 6.1.2015 р. Надрукована/Printed :25.1.2015 р.  
Рецензент: д.т.н., проф. Костогряз С.Г.