

©Знайдюк В.Г., Островський О.С.

АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ ПРИ ВІБРОДІАГНОСТУВАННІ МОЛОТИЛЬНИХ БАРАБАНІВ

1 Постановка проблеми

Вдосконалення конструкції, зменшення рівня шуму та вібрації, точне визначення працездатності та залишкового ресурсу – актуальні напрямки розвитку вітчизняної зернозбиральної техніки. Саме молотильні барабани є визначальними елементами працездатності та ефективності використання зернозбиральних комбайнів, їх надійності та ресурсу.

Розробка та використання науково обґрунтованих методик діагностування молотильних барабанів, що дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри є актуальною.

2 Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідження показують що найбільший вплив на виникнення вібрації в сільськогосподарських машинах надають сили інерції різних неврівноважених мас (молотильних й подрібнювальних барабанів, ріжучих складальних одиниць комбайнів і та ін.). Слід зазначити, що проблема балансування роторів і врівноважування механізмів є однією із самих складних у сучасній техніці, якість рішення якої визначає рівень вібрації й шуму машини, її працездатність, продуктивність, надійність і ресурс [1]. У цих умовах істотно зростає роль контролю й діагностики використовуваних механізмів. Способи контролю параметрів технічного стану машин і механізмів, які застосовуються в наш час, припускають їх повне або часткове розбирання. Ця процедура порушує приробляння складальній одиниці і скорочує термін безаварійної служби. Збиток, заподіюваний періодичним профілактичним оглядом обладнання під

час експлуатації, настільки великий, що одною з першочергових проблем у різних галузях техніки стала проблема переходу від експлуатації по заздалегідь призначеному ресурсу до експлуатації й технічного обслуговування механізмів по даним систематичного безрозбірного контролю параметрів технічного стану й результатам діагностування [2].

Вітчизняний і закордонний досвід показує, що одним з найважливіших засобів підвищення якості, надійності й економічній ефективності використання механічного обладнання є застосування систем віброакустичного діагностування, що усуває демонтаж і розбирання обладнання. Вимоги забезпечення комплексної безрозбірної оцінки технічного стану машин і механізмів у робочих умовах висувають на перший план саме методи віброакустичної діагностики, як найбільш чуттєві до різних відхилень параметрів технічного стану від норми [3].

Розглянемо фактори, що впливають на ймовірності помилок вібродіагностування молотильного барабана, при цьому будемо вважати, що припустимий рівень вібрації механізму, що діагностується, відомий. Помилки діагностування полягають у тому, що молотильний барабан (МБ), рівень вібрації якого перевищує (не перевищує) норму, діагностується як справний (дефектний) відповідно. Ці помилки можуть бути викликані як погрішністю виміру рівня вібрації, властивому приладу, так і зовнішніми факторами, [4].

3 Виклад основного матеріалу

Визначимо ймовірності помилок вібродіагностування, ґрунтуючись на законах розподілу діагностичного параметра й погрішності його виміру, [4]:

$$P_{01} = \int_{-\infty}^{L_p} \rho(L) \int_{L_p-L}^{\infty} \rho_e(e) de dL, \quad P_{10} = \int_{L_p}^{\infty} \rho(L) \int_{-\infty}^{L_p-L} \rho_e(e) de dL, \quad (1)$$

де P_{01} – імовірність помилки I роду (бракування справного виробу);

L_p - припустимий рівень вібрації, дБ;

ρ - щільність імовірності рівня вібрації, дБ-1;

L – рівень вібрації, дБ;

ρ_e – щільність імовірності погрішності виміру рівня вібрації, дБ-1;

e – погрішність виміру рівня вібрації, дБ;

P_{10} – імовірність помилки II роду (пропуску дефектного виробу).

При визначенні закону розподілу рівня вібрації МБ застосуємо відомі апроксимації зміни зазорів в опорах кочення з наробітком і взаємозв'язку зазорів з інтенсивністю вібрації. Зношування деталей сільськогосподарської техніки, у тому числі й МБ, з наробітком апроксимується статистичною функцією [5, 6]:

$$\delta \text{ [м]} = \delta_0 + V_c t^\alpha, \quad (2)$$

де δ – зазор у сполученні деталей, м;

t – наробіток, з;

δ_0 – початкове значення зазору (після приробляння), м;

$$L \text{ [дБ]} = 20 \lg \frac{a \text{ [м/с}^2]}{a_{REF}} = L_0 + 20\beta \lg \left(1 + \frac{V_c}{\delta_0} t^\alpha \right) - \text{швидкість зношування, м/с};$$

α – показник ступені в статичній апроксимації зношування від наробітку.

При ударних процесах у сполученні деталей залежність середньоквадратичного значення (СКЗ) вібрації від зазору апроксимують статистичною функцією [7–9, 10]:

$$a \text{ [м/с}^2]} = k_\beta \delta^\beta, \quad (3)$$

де α – віброприскорення, м/с²;

k_β – коефіцієнт пропорційності в статичній апроксимації залежності віброприскорення від зазору в сполученні деталей;

β – показник ступеня в статичній апроксимації залежності віброприскорення від зазору в сполученні деталей.

Однак, рівень вібрації підшипникових складальних одиниць і клиноремінних передач визначається не тільки зазором, але і їхньою змінною твердістю. Тому залежності віброприскорення від зазору апроксимують суми деякій постійній складовій й складовій, пропорційної зазору [8, 11–13]. Відомо,

що при наближенні таких складальних одиниць до граничного стану СКЗ їхньої вібрації багаторазово зростають [9, 11, 14, 15]. Оскільки помилки діагностування, викликані погрішністю виміру вібрації, можливі лише при значенні зазору, близькому до припустимого (перевищуючому початкове в кілька разів), та зазначеній постійній складовій можна зневажити й, надалі, прийняти СКЗ вібрації в смузі частот вібродіагностувального ознаку дефекту пропорційному зазором (3). Підставляємо (2) в (3) і переходячи до логарифмічних одиниць виміру віброприскорення, одержимо:

$$a_{\text{СКЗ}} = \kappa_{\beta} \left(\delta_0 + V_c t^{\alpha} \right)^{\beta}, \quad (4)$$

$$L_{\text{СКЗ}} = 20 \lg \frac{a_{\text{СКЗ}}}{a_{REF}} = L_0 + 20\beta \lg \left(1 + \frac{V_c}{\delta_0} t^{\alpha} \right), \quad (5)$$

де a_{REF} - опорне значення віброприскорення, м/с^2 ;

L_0 – початковий рівень, ДБ.

Існуюча окремим випадком (3.34) формула (відрізняючись одиничним показником ступеня в залежності віброприскорення від зазору), застосована в [16] при обробці результатів випробувань підшипників.

Оскільки діагностуванню можуть піддаватися як нові, так і близькі до граничного стану МБ, то з урахуванням нерівномірності навантаження механізмів [6] і варіації наробітку до діагностування, приклад закон розподілу наробітку до діагностування рівномірним, а щільність імовірності рівня вібрації обчислимо, використовуючи теорію функцій випадкових величин; [4]:

$$\rho_{\text{СКЗ}} = \frac{1}{T} \cdot \left| \frac{dt_{\text{СКЗ}}}{dL} \right| = \frac{\ln 10}{20\alpha\beta \sqrt{\delta_L / \delta_0 - 1}} \left(10^{L - L_0} - 1 \right)^{\frac{1}{\alpha} - 1} \cdot 10^{L - L_0}, \quad (6)$$

де δ_L – граничне значення зазору, м.

Обчислимо щільність імовірності припустимого рівня вібрації, визначивши з (2) наробіток до досягнення припустимого зазору й підставивши в (6)

$$t_P = \alpha \sqrt{\frac{\delta_P - \delta_0}{V_C}}, \quad (7)$$

$$L_p = L_0 + 20\beta \lg \left(1 + \frac{\delta_p - \delta_0}{\delta_0} \right), \quad (8)$$

$$\rho_{L_p} = \frac{0,115}{\alpha\beta} \sqrt{\frac{\delta_p/\delta_0 - 1}{\delta_L/\delta_0 - 1}} \cdot \frac{1}{1 - \delta_0/\delta_p}; \quad \alpha = 1,5; \quad \beta = 1, [6, 7], \quad (9)$$

де t_p – наробіток до досягнення зазором припустимого значення, с;

δ_p - припустиме значення зазору, м;

L_p – припустимий рівень вібрації, ДБ.

Тому що погрішність виміру залежить від численних факторів, то можна думати, що її розподіл близько до усікання нормальному розподілу. Апроксимуємо його рівномірним законом на інтервалі, обмеженому максимальною погрішністю виміру (при найгіршому сполученні параметрів компонентів):

$$p_e = \begin{cases} 1/2E & \text{іде } |e| \leq E, \\ 0 & \text{іде } |e| > E, \end{cases} \quad (10)$$

де E – максимальний модуль погрішності виміру рівня вібрації, ДБ.

Виходячи із [7], прийmemo щільність імовірності діагностичного параметра поблизу припустимого значення (тобто на інтервалі $[L_p - E; L_p + E]$) постійної й рівної $\rho(L_p)$. Підставляючи (9, 10) в (1), визначимо ймовірності помилок і вірогідність діагностування (тобто ймовірність безпомилкового висновку про наявність або відсутність дефекту [17]).

$$P_{01} = \rho_{L_p} E/4, \quad P_{10} = \rho_{L_p} E/4, \quad (11)$$

$$D = 1 - P_{01} - P_{10} = 1 - \frac{\rho_{L_p} E}{2}, \quad (12)$$

де D – імовірність діагностування.

Підставляючи (7) в (12), одержимо вираження для обчислення вірогідності вібродіагностування зазору в підшипникових СО МБ:

$$D = 1 - \frac{0,058}{\alpha\beta} \sqrt{\frac{\delta_p/\delta_0 - 1}{\delta_L/\delta_0 - 1}} \cdot \frac{E}{1 - \delta_0/\delta_p}. \quad (13)$$

Для застосування формул (11 – 13) при обґрунтуванні параметрів приладу для вібродіагностування сільськогосподарської техніки необхідно визначити чисельне значення щільності ймовірності припустимого рівня вібрації в смугах частот ознак дефектів МБ. Для цього обчислимо значення $\rho(L_p)$ по формулі (7) на підставі даних про початкові (після приробляння), припустимих і граничних зазорах у підшипниках і клиноремінних передачах на прикладі існуючих моделей вітчизняних зернозбиральних комбайнів.

Припустимі значення зазорів визначимо, на підставі цих даних, для післяремонтного середнього ресурсу, рівного 80% доремонтний наробітку, з (1):

$$\delta_\rho = \delta_0 + \epsilon_L - \delta_0 \left(\frac{t_\rho}{T} \right)^\alpha \quad (14)$$

Усереднені значення щільності ймовірності $\rho(L_p)$ припустимого рівня вібрації для підшипників кочення МБ і для клиноремінної передачі представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Усереднені значення щільності ймовірності $\rho(L_p)$ припустимого рівня вібрації

Найменування	Щільність імовірності припустимого рівня вібрації, (прилад ДБ-1)
Підшипники кочення	0,063
Клиноремінна передача	0,147

Доцільно використати усереднене по підшипниках кочення МБ і клиноремінній передачі значення $\rho(L_p)$. Таке усереднене значення прийняте рівним $0,11 \text{ дБ}^{-1}$.

Отже, формули (11, 12), що зв'язують погрішність виміру рівня вібрації з ймовірностями помилок і вірогідністю вібродіагностування МБ приймуть вид:

$$P_{01} \epsilon \approx 0,025E, \quad P_{10} \epsilon \approx 0,025E \quad (15)$$

$$D \epsilon \approx 1 - 0,05E \quad (3.50)$$

Висновки

Таким чином, отримані залежності ймовірностей помилок і вірогідності діагностування від погрішності виміру рівня вібрації. Оскільки зменшення цієї погрішності супроводжується збільшенням вартості компонентів приладу, то отримані залежності можуть застосовуватися при його параметричній оптимізації за критерієм вартість - ефективність.

Список використаних джерел:

1. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / М. В. Баркан [и др.]; под. общ. ред. В. А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Знайдюк В. Г. Розробка методики і устаткування для динамічного балансування молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ. – Х., 2009. – Вип. 76. – С. 55–61.
4. Шевченко С. А. Совершенствование технических средств и технологии диагностирования агрегатов сельскохозяйственной техники : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / С. А. Шевченко. – Х., 2004. – 207 с.
5. Михлин В. М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В. М. Михлин. – М.: Колос, 1984. – 355 с.
6. Анилович В. Я. Надежность машин в задачах и примерах / В. Я. Анилович, О. С. Гринченко, В. Л. Литвиненко. – Харьков: Око, 2001. – 320 с.
7. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов / В. А. Аллилуев, В. С. Ждановский, А. В. Николаенко [и др.]; под ред. В. М. Михлина. – М.: Колос, 1978. – 287 с.
8. Техническая эксплуатация машино-тракторного парка / В. А. Аллилуев, А. Д. Анадьин, В. М. Михлин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367 с.

9. Мигаль В. Д. Вибрационные методы оценки качества тракторов на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.02 / В. Д. Мигаль ; ХНАДУ. – Харьков, 2002. – 32 с.

10. Руководство по текущему ремонту зерноуборочного комбайна “Дон-1500” и его модификаций / Т. А. Баньковская, И. В. Гудим, В. Г. Знайдюк [и др.] ; под ред. проф. В. А. Войтова. – НИТИ ХНТУСХ, 2006. – 292 с.

11. Горбачев А. В. Вибрационная диагностика переднего ведущего моста тракторов (на примере трактора МТЗ-80) : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. В. Горбачев ; Ленингр. с.-х. ин-т. – Л., 1981. – 17 с.

12. Бельских В. И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники / В. И. Бельских. – М.: Колос, 1980. – 575 с.

13. Явленский К. Н. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К. Н. Явленский, А. К. Явленский. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.

14. Ляшенко С. А. Математические модели роторов в системах диагностики вращающихся узлов сельскохозяйственных машин : дис. ... канд. техн. наук: 01.05.02 / С. А. Ляшенко. – Х., 2002. – 193 с.

15. Попков В. К. Виброакустическая диагностика в судостроении / В. К. Попков, Э. Л. Мышинский, О. Н. Попков. – Л.: Судостроение, 1989. – 257 с.

16. Липский Г. К. Диагностика шарикоподшипниковых опор роторных систем по вибрационному сигналу / Г. К. Липский, М. Ю. Пальм, В. В. Сластенов // Новые методы и средства виброакустических исследований и диагностики : материалы семинара. – Л.: Ленингр. дом науч.-техн. пропаганды. 1990. – С. 69–74.

17. Сергеев А. Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей / А. Г. Сергеев. – М.: Транспорт, 1980. – 188 с.

Знайдюк В.Г., Островський О.С. «Аналіз точності вимірювання параметрів вібрації при вібродіагностуванні молотильних барабанів».

Актуальними є розробка та використання науково обґрунтованих методик діагностування молотильних барабанів, що дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри. Отримані залежності ймовірностей помилок і вірогідності діагностування від погрішності виміру рівня вібрації.

Ключові слова: помилки діагностування, молотильні барабани, точність вимірювання, вірогідність діагностування, рівень вібрації.

Знайдюк В.Г., Островский О.С. «Анализ точности измерения параметров вибрации при вибродиагностике молотильных барабанов».

Разработка и использование научно обоснованных методик диагностики молотильных барабанов, которые дают возможность достоверно оценить их основные параметры, – актуальны. Получены зависимости вероятностей ошибок и достоверности диагностики от погрешности измерения уровня вибрации.

Ключевые слова: ошибки диагностирования, молотильные барабаны, точность измерения, вероятность диагностики, уровень вибрации.

Znajduk B.G., Ostrovskiy O.S. “Analysis of the measurement accuracy of vibration parameters for vibration diagnostics of threshing drum”.

The development and use of science-based methods of diagnostics threshing drum, which give the possibility to reliably estimate their main parameters, – relevant. Dependences of the probability of error and reliability of the diagnosis of the error of the level measurement of vibration.

Key words: errors diagnosis, threshing drums, accuracy of measurement, probability diagnostics, vibration level.

Стаття надійшла до редакції 20 червня 2011 р.

УДК 621.863.2

©Знайдюк В.Г., Островський О.С.

АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ ПРИ ВІБРОДІАГНОСТУВАННІ МОЛОТИЛЬНИХ БАРАБАНІВ

1 Постановка проблеми

Вдосконалення конструкції, зменшення рівня шуму та вібрації, точне визначення працездатності та залишкового ресурсу – актуальні напрямки розвитку вітчизняної зернозбиральної техніки. Саме молотильні барабани є визначальними елементами працездатності та ефективності використання зернозбиральних комбайнів, їх надійності та ресурсу.

Розробка та використання науково обґрунтованих методик діагностування молотильних барабанів, що дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри є актуальною.

2 Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідження показують що найбільший вплив на виникнення вібрації в сільськогосподарських машинах надають сили інерції різних неврівноважених мас (молотильних й подрібнювальних барабанів, ріжучих складальних одиниць комбайнів і та ін.). Слід зазначити, що проблема балансування роторів і врівноважування механізмів є однією із самих складних у сучасній техніці, якість рішення якої визначає рівень вібрації й шуму машини, її працездатність, продуктивність, надійність і ресурс [1]. У цих умовах істотно зростає роль контролю й діагностики використовуваних механізмів. Способи контролю параметрів технічного стану машин і механізмів, які застосовуються в наш час, припускають їх повне або часткове розбирання. Ця процедура порушує приробляння складальній одиниці і скорочує термін безаварійної служби. Збиток, заподіюваний періодичним профілактичним оглядом обладнання під час експлуатації, настільки великий, що одною з першочергових проблем у

різних галузях техніки стала проблема переходу від експлуатації по заздалегідь призначеному ресурсу до експлуатації й технічного обслуговування механізмів по даним систематичного безрозбірної контролю параметрів технічного стану й результатам діагностування [2].

Вітчизняний і закордонний досвід показує, що одним з найважливіших засобів підвищення якості, надійності й економічній ефективності використання механічного обладнання є застосування систем віброакустичного діагностування, що усуває демонтаж і розбирання обладнання. Вимоги забезпечення комплексної безрозбірної оцінки технічного стану машин і механізмів у робочих умовах висувають на перший план саме методи віброакустичної діагностики, як найбільш чуттєві до різних відхилень параметрів технічного стану від норми [3].

Розглянемо фактори, що впливають на ймовірності помилок вібродіагностування молотильного барабана, при цьому будемо вважати, що припустимий рівень вібрації механізму, що діагностується, відомий. Помилки діагностування полягають у тому, що молотильний барабан (МБ), рівень вібрації якого перевищує (не перевищує) норму, діагностується як справний (дефектний) відповідно. Ці помилки можуть бути викликані як погрішністю виміру рівня вібрації, властивому приладу, так і зовнішніми факторами, [4].

3 Виклад основного матеріалу

Визначимо ймовірності помилок вібродіагностування, ґрунтуючись на законах розподілу діагностичного параметра й погрішності його виміру, [4]:

$$P_{01} = \int_{-\infty}^{L_p} \rho(L) \int_{L_p-L}^{\infty} \rho_e(e) de dL, \quad P_{10} = \int_{L_p}^{\infty} \rho(L) \int_{-\infty}^{L_p-L} \rho_e(e) de dL, \quad (1)$$

де P_{01} – імовірність помилки I роду (бракування справного виробу);

L_p - припустимий рівень вібрації, дБ;

ρ - щільність імовірності рівня вібрації, дБ-1;

L – рівень вібрації, дБ;

ρ_e – щільність імовірності погрішності виміру рівня вібрації, дБ-1;

e – погрішність виміру рівня вібрації, дБ;

P_{10} – імовірність помилки II роду (пропуску дефектного виробу).

При визначенні закону розподілу рівня вібрації МБ застосуємо відомі апроксимації зміни зазорів в опорах кочення з наробітком і взаємозв'язку зазорів з інтенсивністю вібрації. Зношування деталей сільськогосподарської техніки, у тому числі й МБ, з наробітком апроксимується статистичною функцією [5, 6]:

$$\delta \text{ [м]} = \delta_0 + V_c t^\alpha, \quad (2)$$

де δ – зазор у сполученні деталей, м;

t – наробіток, з;

δ_0 – початкове значення зазору (після приробляння), м;

$$L \text{ [дБ]} = 20 \lg \frac{a \text{ [м/с}^2\text{]}}{a_{REF}} = L_0 + 20\beta t \left(1 + \frac{V_c}{\delta_0} t^\alpha \right) - \text{швидкість зношування, м/с;}$$

α – показник ступені в статичній апроксимації зношування від наробітку.

При ударних процесах у сполученні деталей залежність середньквдратичного значення (СКЗ) вібрації від зазору апроксимують статистичною функцією [7–9, 10]:

$$a \text{ [м/с}^2\text{]} = k_\beta \delta^\beta, \quad (3)$$

де α – віброприскорення, м/с²;

k_β – коефіцієнт пропорційності в статичній апроксимації залежності віброприскорення від зазору в сполученні деталей;

β – показник ступеня в статичній апроксимації залежності віброприскорення від зазору в сполученні деталей.

Однак, рівень вібрації підшипникових складальних одиниць і клиноремінних передач визначається не тільки зазором, але і їхньою змінною твердістю. Тому залежності віброприскорення від зазору апроксимують суми деякій постійній складовій й складовій, пропорційної зазору [8, 11–13]. Відомо, що при наближенні таких складальних одиниць до граничного стану СКЗ їхньої

вібрації багаторазово зростають [9, 11, 14, 15]. Оскільки помилки діагностування, викликані погрішністю виміру вібрації, можливі лише при значенні зазору, близькому до припустимого (перевищуючому початкове в кілька разів), та зазначеній постійній складовій можна зневажити й, надалі, прийняти СКЗ вібрації в смузі частот вібродіагностувального ознаку дефекту пропорційному зазором (3). Підставляємо (2) в (3) і переходячи до логарифмічних одиниць виміру віброприскорення, одержимо:

$$a_{\text{СКЗ}} = \kappa_{\beta} \left(\delta_0 + V_c t^{\alpha} \right)^{\beta}, \quad (4)$$

$$L_{\text{СКЗ}} = 20 \lg \frac{a_{\text{СКЗ}}}{a_{\text{REF}}} = L_0 + 20\beta \lg \left(1 + \frac{V_c}{\delta_0} t^{\alpha} \right), \quad (5)$$

де a_{REF} - опорне значення віброприскорення, м/с^2 ;

L_0 – початковий рівень, ДБ.

Існуюча окремим випадком (3.34) формула (відрізняючись одиничним показником ступеня в залежності віброприскорення від зазору), застосована в [16] при обробці результатів випробувань підшипників.

Оскільки діагностуванню можуть піддаватися як нові, так і близькі до граничного стану МБ, то з урахуванням нерівномірності навантаження механізмів [6] і варіації наробітку до діагностування, приклад закон розподілу наробітку до діагностування рівномірним, а щільність імовірності рівня вібрації обчислимо, використовуючи теорію функцій випадкових величин; [4]:

$$\rho_{\text{СКЗ}} = \frac{1}{T} \cdot \left| \frac{dt_{\text{СКЗ}}}{dL} \right| = \frac{\ln 10}{20\alpha\beta \sqrt{\delta_L / \delta_0 - 1}} \left(10^{L - L_0} - 1 \right)^{\frac{1}{\alpha} - 1} \cdot 10^{L - L_0}, \quad (6)$$

де δ_L – граничне значення зазору, м.

Обчислимо щільність імовірності припустимого рівня вібрації, визначивши з (2) наробіток до досягнення припустимого зазору й підставивши в (6)

$$t_P = \alpha \sqrt{\frac{\delta_P - \delta_0}{V_c}}, \quad (7)$$

$$L_p = L_0 + 20\beta \lg \left(1 + \frac{\delta_p - \delta_0}{\delta_0} \right), \quad (8)$$

$$\rho_{L_p} = \frac{0,115}{\alpha\beta} \sqrt{\frac{\delta_p/\delta_0 - 1}{\delta_L/\delta_0 - 1}} \cdot \frac{1}{1 - \delta_0/\delta_p}; \quad \alpha = 1,5; \quad \beta = 1, [6, 7], \quad (9)$$

де t_p – наробіток до досягнення зазором припустимого значення, с;

δ_p - припустиме значення зазору, м;

L_p – припустимий рівень вібрації, ДБ.

Тому що погрішність виміру залежить від численних факторів, то можна думати, що її розподіл близько до усікання нормальному розподілу. Апроксимуємо його рівномірним законом на інтервалі, обмеженому максимальною погрішністю виміру (при найгіршому сполученні параметрів компонентів):

$$p_e = \begin{cases} 1/2E & \text{іде } |e| \leq E, \\ 0 & \text{іде } |e| > E, \end{cases} \quad (10)$$

де E – максимальний модуль погрішності виміру рівня вібрації, ДБ.

Виходячи із [7], прийmemo щільність імовірності діагностичного параметра поблизу припустимого значення (тобто на інтервалі $[L_p - E; L_p + E]$) постійної й рівної $\rho(L_p)$. Підставляючи (9, 10) в (1), визначимо ймовірності помилок і вірогідність діагностування (тобто ймовірність безпомилкового висновку про наявність або відсутність дефекту [17]).

$$P_{01} = \rho_{L_p} \frac{E}{4}, \quad P_{10} = \rho_{L_p} \frac{E}{4}, \quad (11)$$

$$D = 1 - P_{01} - P_{10} = 1 - \frac{\rho_{L_p} E}{2}, \quad (12)$$

де D – імовірність діагностування.

Підставляючи (7) в (12), одержимо вираження для обчислення вірогідності вібродіагностування зазору в підшипникових СО МБ:

$$D = 1 - \frac{0,058}{\alpha\beta} \sqrt{\frac{\delta_p/\delta_0 - 1}{\delta_L/\delta_0 - 1}} \cdot \frac{E}{1 - \delta_0/\delta_p}. \quad (13)$$

Для застосування формул (11 – 13) при обґрунтуванні параметрів приладу для вібродіагностування сільськогосподарської техніки необхідно визначити чисельне значення щільності ймовірності припустимого рівня вібрації в смугах частот ознак дефектів МБ. Для цього обчислимо значення $\rho(L_p)$ по формулі (7) на підставі даних про початкові (після приробляння), припустимих і граничних зазорах у підшипниках і клиноремінних передачах на прикладі існуючих моделей вітчизняних зернозбиральних комбайнів.

Припустимі значення зазорів визначимо, на підставі цих даних, для післяремонтного середнього ресурсу, рівного 80% доремонтний наробітку, з (1):

$$\delta_\rho = \delta_0 + \epsilon_L - \delta_0 \left(\frac{t_\rho}{T} \right)^\alpha \quad (14)$$

Усереднені значення щільності ймовірності $\rho(L_p)$ припустимого рівня вібрації для підшипників кочення МБ і для клиноремінної передачі представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Усереднені значення щільності ймовірності $\rho(L_p)$ припустимого рівня вібрації

Найменування	Щільність імовірності припустимого рівня вібрації, (прилад ДБ-1)
Підшипники кочення	0,063
Клиноремінна передача	0,147

Доцільно використати усереднене по підшипниках кочення МБ і клиноремінній передачі значення $\rho(L_p)$. Таке усереднене значення прийняте рівним $0,11 \text{ дБ}^{-1}$.

Отже, формули (11, 12), що зв'язують погрішність виміру рівня вібрації з ймовірностями помилок і вірогідністю вібродіагностування МБ приймуть вид:

$$P_{01} \epsilon \approx 0,025E, \quad P_{10} \epsilon \approx 0,025E \quad (15)$$

$$D \epsilon \approx 1 - 0,05E \quad (3.50)$$

Висновки

Таким чином, отримані залежності ймовірностей помилок і вірогідності діагностування від погрішності виміру рівня вібрації. Оскільки зменшення цієї погрішності супроводжується збільшенням вартості компонентів приладу, то отримані залежності можуть застосовуватися при його параметричній оптимізації за критерієм вартість - ефективність.

Список використаних джерел:

1. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / М. В. Баркан [и др.]; под. общ. ред. В. А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Знайдюк В. Г. Розробка методики і устаткування для динамічного балансування молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ. – Х., 2009. – Вип. 76. – С. 55–61.
4. Шевченко С. А. Совершенствование технических средств и технологии диагностирования агрегатов сельскохозяйственной техники : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / С. А. Шевченко. – Х., 2004. – 207 с.
5. Михлин В. М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В. М. Михлин. – М.: Колос, 1984. – 355 с.
6. Анилович В. Я. Надежность машин в задачах и примерах / В. Я. Анилович, О. С. Гринченко, В. Л. Литвиненко. – Харьков: Око, 2001. – 320 с.
7. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов / В. А. Аллилуев, В. С. Ждановский, А. В. Николаенко [и др.]; под ред. В. М. Михлина. – М.: Колос, 1978. – 287 с.
8. Техническая эксплуатация машино-тракторного парка / В. А. Аллилуев, А. Д. Анадьин, В. М. Михлин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367 с.

9. Мигаль В. Д. Вибрационные методы оценки качества тракторов на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.02 / В. Д. Мигаль ; ХНАДУ. – Харьков, 2002. – 32 с.

10. Руководство по текущему ремонту зерноуборочного комбайна “Дон-1500” и его модификаций / Т. А. Баньковская, И. В. Гудим, В. Г. Знайдюк [и др.] ; под ред. проф. В. А. Войтова. – НИТИ ХНТУСХ, 2006. – 292 с.

11. Горбачев А. В. Вибрационная диагностика переднего ведущего моста тракторов (на примере трактора МТЗ-80) : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. В. Горбачев ; Ленингр. с.-х. ин-т. – Л., 1981. – 17 с.

12. Бельских В. И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники / В. И. Бельских. – М.: Колос, 1980. – 575 с.

13. Явленский К. Н. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К. Н. Явленский, А. К. Явленский. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.

14. Ляшенко С. А. Математические модели роторов в системах диагностики вращающихся узлов сельскохозяйственных машин : дис. ... канд. техн. наук: 01.05.02 / С. А. Ляшенко. – Х., 2002. – 193 с.

15. Попков В. К. Виброакустическая диагностика в судостроении / В. К. Попков, Э. Л. Мышинский, О. Н. Попков. – Л.: Судостроение, 1989. – 257 с.

16. Липский Г. К. Диагностика шарикоподшипниковых опор роторных систем по вибрационному сигналу / Г. К. Липский, М. Ю. Пальм, В. В. Сластенов // Новые методы и средства виброакустических исследований и диагностики : материалы семинара. – Л.: Ленингр. дом науч.-техн. пропаганды. 1990. – С. 69–74.

17. Сергеев А. Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей / А. Г. Сергеев. – М.: Транспорт, 1980. – 188 с.

Знайдюк В.Г., Островський О.С. «Аналіз точності вимірювання параметрів вібрації при вібродіагностуванні молотильних барабанів».

Актуальними є розробка та використання науково обґрунтованих методик діагностування молотильних барабанів, що дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри. Отримані залежності ймовірностей помилок і вірогідності діагностування від погрішності виміру рівня вібрації.

Ключові слова: помилки діагностування, молотильні барабани, точність вимірювання, вірогідність діагностування, рівень вібрації.

Знайдюк В.Г., Островский О.С. «Анализ точности измерения параметров вибрации при вибродиагностике молотильных барабанов».

Разработка и использование научно обоснованных методик диагностики молотильных барабанов, которые дают возможность достоверно оценить их основные параметры, – актуальны. Получены зависимости вероятностей ошибок и достоверности диагностики от погрешности измерения уровня вибрации.

Ключевые слова: ошибки диагностирования, молотильные барабаны, точность измерения, вероятность диагностики, уровень вибрации.

Znajduk B.G., Ostrovskiy O.S. “Analysis of the measurement accuracy of vibration parameters for vibration diagnostics of threshing drum”.

The development and use of science-based methods of diagnostics threshing drum, which give the possibility to reliably estimate their main parameters, – relevant. Dependences of the probability of error and reliability of the diagnosis of the error of the level measurement of vibration.

Key words: errors diagnosis, threshing drums, accuracy of measurement, probability diagnostics, vibration level.

Стаття надійшла до редакції 20 червня 2011 р.