

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Знайдюк Василь Григорович



УДК 631.3:621.8.004.58

**ПІДВИЩЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ
МОЛОТИЛЬНИХ СИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ
КОМБАЙНІВ**

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського
виробництва

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник:

доктор технічних наук, академік Національної академії аграрних наук України, професор **Тіщенко Леонід Миколайович**, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, ректор, завідувач кафедри фізики, теоретичної механіки і деталей машин.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, старший науковий співробітник,

Шейченко Віктор Олександрович,

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Національна академія аграрних наук України, завідувач відділу перспективних технологій і технічних засобів для збирання, обробки та зберігання врожаю зернових і олійних культур,

кандидат технічних наук, доцент **Савчук Володимир Петрович**,

Херсонська державна морська академія, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загально інженерної підготовки.

Захист відбудеться „19” лютого 2016 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.832.01 в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Артема, 44.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Артема, 44.

Автореферат розісланий „29” грудня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О.Д.Черенков

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. За експлуатаційними даними близько 70% відмов зернозбиральних комбайнів припадає на їх молотильні системи (МС), базовими елементами яких є молотильні барабани, їх вали, підшипникові опори, несучі панелі. Це обумовлюється динамічною нестабільністю, значною обертовою масою, високою частотою обертання, динамічною неврівноваженістю молотильного барабана і нерівномірністю надходження зернового збіжжя. Динамічна стабільність МС – стійкість до зовнішніх впливів при умові забезпечення довговічності шляхом зменшення значень параметрів вібрації інформаційних точок, збільшення коливальної стійкості, витривалості, міцності, збалансованості.

У процесі використання зернозбирального комбайна збільшується дисбаланс молотильного барабана. Це пов'язано з появою сколів, налипанням збіжжя, зміною форми геометричної осі вала, ослабленням зв'язків, зношуванням опор і руйнуванням панелей.

При проектуванні та використанні зернозбиральних комбайнів мають місце труднощі, обумовлені недостатніми теоретичними та експериментальними дослідженнями динамічної стабільності МС. Існуючі методи оцінити динамічний напружено-деформований стан базових елементів МС не дозволяють.

Проведеним аналізом відомих досліджень і конструкцій встановлено: перспективним напрямом підвищення динамічної стабільності МС є зменшення погонної маси, динамічного дисбалансу та збільшення жорсткості опор. Це дозволить збільшити довговічність, підвищити надійність МС. Таким чином, підвищення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів є актуальним науково-прикладним завданням для розвитку зернозбиральної техніки України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно: з Державною цільовою програмою «Розвиток українського села до 2015 р.»; з Комплексною державною цільовою програмою «Зерно України – 2008 - 2015»; до вимог Законів України «Про основні напрями державної аграрної політики на період до 2015 р.», «Про державну підтримку сільського господарства України», «Про зерно та ринок зерна в Україні»; з регіональною програмою «Найважливіші проблеми АПК на період до 2015 р.»; з планами НДР НДТІ ХНТУСГ ім. П. Василенка в рамках держбюджетних робіт за замовленнями Мінагрополітики України: «Обґрунтувати і розробити комплекс методів, технічних і програмних засобів вібродіагностики в умовах експлуатації і ремонту сільськогосподарської техніки» (ДРН № 0198U007160), 2005р.; «Балансування молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів. Визначення вібраційних параметрів молотильних барабанів», 2005р.; «Розробка гнучких технологічних процесів діагностування та відновлення сільськогосподарської техніки на ремонтних підприємствах агропромислового комплексу України», 2005 р.; «Розробка державних стандартів вібродіагностування дизельних двигунів сільськогосподарської техніки», 2006 – 2007 рр.; з НДР ХНТУСГ "Изучение эксплуатационных режимов работы с последующей оценкой ресурсных характеристик ходовой и несущей систем комбайнов «Скиф»", 2013 - 2014 рр.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення динамічної стабільності МС барабанного типу зернозбиральних комбайнів шляхом обґрунтування

параметрів і розробки нової конструкції несучих панелей.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

- провести аналіз існуючих методів підвищення динамічної стабільності сільськогосподарської техніки, оцінити роль при цьому вібродіагностування та динамічного балансування;
- розробити математичну модель динамічного напружено-деформованого стану МС, виявити «слабку ланку» та розробити інтегральний критерій її роботоздатності;
- розробити динамічні математичні моделі коливальної стійкості, витривалості та міцності МС барабанного типу в умовах використання;
- модернізувати існуючу діагностувальну базу технічного стану МС і розробити нову приладну базу для експериментальної перевірки можливості застосування інтегрального критерію роботоздатності;
- створити аналітично-експериментальний метод вібродіагностування МС зернозбиральних комбайнів;
- впровадити результати досліджень, розроблені методи і прилади в виробництво ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод».

Об'єкт дослідження: процес підвищення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів, зв'язок процесу з конструктивно-режимними параметрами.

Предмет дослідження: обґрунтування параметрів процесу підвищення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів.

Методи дослідження: у роботі використано положення теорії коливань, аналіз динамічного напружено-деформованого стану методами теорії пружності, методи зносоконтанної витривалості, фрикційної втоми, планування експерименту, математичного аналізу, кореляційного аналізу, теорії оптимізації, віброметричної діагностики. Використані пакети програм «FreeMat», «SALOME», «SMath Studio», «GNU/Octave», «GNU/Maxima» та ін.

Наукова новизна одержаних результатів:

- для підвищення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів у процесі використання вперше виконано інтегральну критеріальну оцінку вібростійкості, встановлено кореляційний зв'язок між параметрами стабільності МС та їх ресурсом;
- для прогнозування стійкості несучих панелей МС вперше створеним динамічним математичним моделюванням визначено вплив амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) коливальних процесів барабанів зернозбиральних комбайнів на динамічний напружено-деформований стан молотильних барабанів з врахуванням руху збіжжя по їх поверхні та зносостійкості складових елементів розмірного ланцюга «вал барабана – несучі панелі передньої секції молотарки»;
- для оцінки ресурсу МС розроблено новий метод визначення показників динамічної стабільності несучих панелей передньої секції шляхом комп'ютерного твердотільного моделювання.

Практичне значення одержаних результатів:

На основі проведених досліджень внесені зміни в конструкцію МС зернозбиральних комбайнів «Скіф 230А» виробництва ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод», в результаті яких підвищені жорсткість і міцність несучих панелей.

Результати роботи впроваджені в навчальний процес Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка.

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень одержані здобувачем самостійно. У наукових роботах, виконаних у співавторстві, особистий внесок полягає в наступному: [1] – визначені амплітуди радіальних і частоти власних і вимушених коливань МС; [2] – складений алгоритм витривалості панелі МС; [3] – визначені фактори, що впливають на ймовірності помилок вібродіагностування МС; [4] – складене кореляційне рівняння між величинами ресурсу та вібропереміщень інформаційних точок МС; [7] – визначена ймовірність збереження витривалості несучої панелі МС; [8] – запропонована методологія прогнозування роботоздатності МС; [9] – виконано аналіз результатів експериментального дослідження процесу підвищення динамічної стабільності МС; [10] – запропонована структурна схема МС зернозбиральних комбайнів сімейства «Скіф»; [11] – запропоновано метод розрахунку напружено-деформованого стану МС зернозбиральних комбайнів сімейства «Скіф»; [12] – побудовано графічні залежності величин еквівалентних напружень несучих панелей МС зернозбиральних комбайнів сімейства «Скіф».

Виробничі випробування зернозбирального комбайна «Скіф 230А» з модернізованою МС проведені спільно з УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. Дольова участь здобувача (обробка результатів виробничих випробувань, їх узагальнення та видача рекомендацій проведені самостійно) становить 80%. Участь у розробці нової конструкції – 65%.

Апробація результатів дисертації здійснена на науково-технічних конференціях (НТК) та міжнародних науково-практичних конференціях (МНПК): МНПК «Фізичні та комп'ютерні технології» (м. Харків, ХНПК «ФЕД», 2006-2009рр.); на МНПК «Проблеми механічного приводу» під егідою НАН України (м. Севастополь, республіканський будинок науково-технічної пропаганди АР Крим, 2005-2009рр.); НТК «Современные проблемы машиностроения» під егідою НАН України, (ІПМаш ім. А.М. Підгорного, м Харків 2005-2007рр.); МНПК «Надійність та довговічність сільськогосподарської техніки / Пам'яті академіка В.Я. Аніловича», «Технічний сервіс в АПК. Техніка та технології в с/г машинобудуванні» (м. Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2005-2015рр.); Міжнародному форумі молоді «Молодь та сільськогосподарська техніка в ХХІ столітті» (м. Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2005-2014рр.)

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковані в 12 наукових статтях фахових видань, з яких 2 статті – самостійно, 1 статті додаткової публікації, 2 статтях закордонного видання та 1 тезах доповіді.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, 5 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел з 144 найменувань. Повний обсяг дисертації викладено на 191 сторінці комп'ютерного тексту (основна частина 175 сторінок), містить 64 рисунки, 14 таблиць і 4 додатки на 16 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, викладено зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, сформульовані мета та завдання досліджень,

наведено наукову новизну та значення одержаних результатів.

У першому розділі наведено огляд відомих конструкцій МС барабанного типу зернозбиральних комбайнів, аналіз досліджень, методів і засобів діагностування технічного стану та підвищення динамічної стабільності МС.

Теоретичні основи, практичні методики і технічні засоби підвищення динамічної стабільності сільськогосподарських машин розробляли Л.М. Тіщенко, В.М. Міхлін, В.А. Аллілуєв, В.І. Соловійов, В.Д. Мігаль, В. О. Шейченко, В.А. Мачнєв, А.В. Горбачов, Н.В. Жук, С.О. Ляшенко, І.Б. Гуськов, А.Г. Сергійов, Д.В. Бутусов, М.А. Новіков, В.П. Савчук й інші дослідники.

МС, як основний робочий орган комбайна, при проведенні діагностування, має конструктивно-технологічні особливості, що пов'язані з виконанням обмолоту нерівномірно поступаючого збіжжя. Проведеним аналізом існуючих методів і засобів встановлено, що для діагностування динамічного технічного стану МС можливе застосування тільки деяких з них, причому вимогам в повній мірі жоден не відповідає.

Для одержання якісного процесу вимірювання й аналізу отриманих даних за допомогою спеціально розробленого програмного забезпечення необхідно автоматизувати розрахунок коригуючих мас при вимірюванні й усуненні дисбалансу молотильних барабанів.

Алгоритм розрахунку ресурсу МС зернозбирального комбайну, що базується на інтегральній критеріальній оцінці ефективності діагностування на кожному його кроці, дозволяє істотно зменшити час і витрати.

Відомі методи та засоби для проведення діагностування МС є досить складними, пов'язані зі значним надлишком даних, що збільшує їх вартість. Для діагностування МС необхідно розробити простіші та дешевші засоби. Основною вимогою до вимірювальної апаратури, її програмного забезпечення в процесі проведення діагностування, є максимальне розвантаження користувача. Це може бути досягнуте за рахунок значного полегшення процесу вимірювання й аналізу отриманих даних за допомогою спеціально розробленого програмного забезпечення, для автоматизації розрахунків коригуючих мас при вимірюванні й усуненні дисбалансу молотильних барабанів.

У результаті узагальнення та аналізу відомих досліджень встановлено необхідність вирішення науково-прикладного завдання, яке передбачає підвищення динамічної стабільності з розробкою методу і приладу для діагностування динамічного технічного стану МС в умовах використання, підвищення довговічності шляхом обґрунтування параметрів процесів діагностування і балансування.

У другому розділі наведені теоретичні дослідження підвищення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів. Проаналізовані умови використання складальної одиниці «вал барабана – несучі панелі передньої секції молотарки».

Руйнування панелей передньої секції молотарки відбувається через втому, тобто втрату витривалості в малоцикловій області. Витривалість панелей передньої секції молотарки визначає надійність і довговічність всієї МС.

Втому панелей викликає дія змінних за знаком та модулем циклічних напружень, що виникають внаслідок коливальних процесів вала барабана і власне барабана, що додаються. При цьому динамічний напружено-деформований стан панелей

визначається рівнем еквівалентних напружень у парі «радіальний підшипник - панель передньої секції молотарки».

Кількість півхвиль поперечних коливань пари «вал барабана - панель передньої секції молотарки» визначає число циклів зміни напружень, тобто циклічну довговічність панелі.

На рис. 1 наведена розрахункова схема МС.

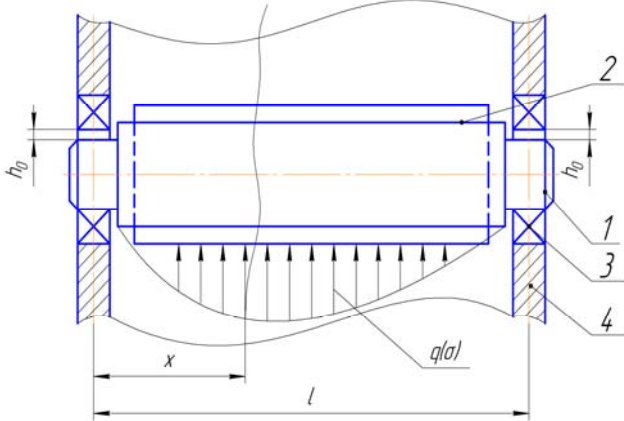


Рис. 1. Розрахункова схема складальної одиниці «вал барабана – панелі передньої секції молотарки»: 1 – вал; 2 – барабан молотильний; 3 – кулькопідшипники сферичні дворядні; 4 – панелі несучі передньої секції молотарки; h_0 – початковий радіальний зазор, l – проліт вала, $q(\sigma)$ – зовнішнє навантаження

Вал 1 молотильного барабана 2 є двоопорною статично визначеною балкою. У цьому випадку зовнішнє навантаження від рухомого збіжжя розглянемо як результат дії погонної змінної маси в коливальному процесі. Величина початкового радіального зазору h_0 визначається як мінімальне радіальне биття внутрішніх кілець підшипників 3 вала. Коливальні рухи вала, самого барабана, вібрації несучих панелей 4 молотарки призводять до інтенсивного зношування опорних ділянок підшипників та місць їх установки.

Зношування розмірного ланцюга «вал барабана - несучі панелі передньої секції молотарки» має прогресуючий характер. Для визначення реального радіального биття кілець підшипників до величини h_0 слід додавати величину лінійного (в радіальному напрямку) зносу h_{zn} як функції часу, тобто $h_{max} = h_0 + h_{zn}(t)$. Для оцінки величини h_0 і функції $h_{zn}(t)$ визначимо АЧХ коливань вала. Розглянемо еквівалентну схему вала барабана, що є двоопорною статично визначеною балкою змінної жорсткості діаметром d (рис. 2).

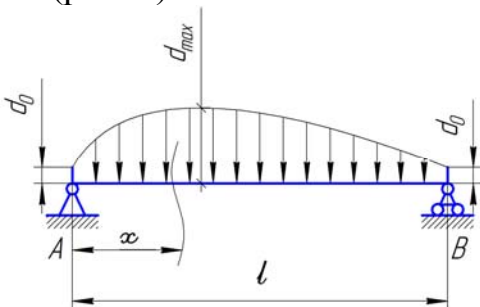


Рис. 2. Еквівалентна розрахункова схема вала барабана

Визначаємо максимальне радіальне биття підшипників h_{max} . Прийнемо, що еквівалентний, умовний діаметр вала d та погонна маса μ , змінюються за гармонічним законом:

$$\begin{cases} d = d_0(1 + \lambda \sin(\pi x / \ell)), \\ \mu = \mu_0(1 + \gamma \sin(\pi x / \ell)), \end{cases} \quad (1)$$

де λ і γ - додатні сталі.

У цьому випадку момент інерції поперечного перерізу:

$$I = I_0(1 + \lambda \sin(\pi x / \ell))^4, \quad (2)$$

де I_0 , d_0 - момент інерції і початковий діаметр крайніх перерізів вала; μ_0 - погонна

маса на початку і в кінці вала.

Для обчислення основної частоти поперечних (радіальних) коливань користуємось методом Рітца. За базову візьмемо функцію:

$$\Psi_1 = \sin(\pi x / \ell). \quad (3)$$

Отримаємо значення в першому наближенні:

$$p_1 = \frac{\pi^2}{\ell^2} \sqrt{\frac{EI_0}{\mu_0} \left(\frac{0,5 + 1,6976\lambda + 2,25\lambda^2 + 1,358\lambda^3 + 0,3125\lambda^4}{0,5 + 0,4244\gamma} \right)^{\frac{1}{2}}}, \quad (4)$$

де EI_0 - жорсткість перерізу балки.

Амплітуда радіальних коливань вала барабана:

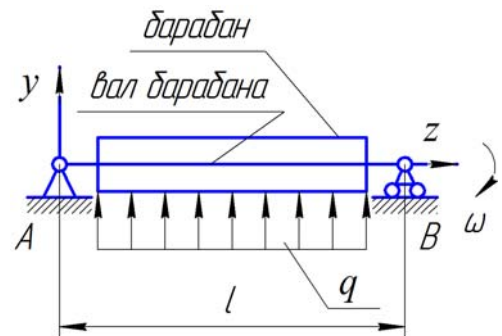
$$A = \frac{h_{\max}}{\cos\left(\sqrt{(p_1^2 + \omega^2)}T\right)}, \quad (5)$$

де ω - кутова швидкість; T - період коливань.

Била молотильного барабана зернозбирального комбайна знаходяться під дією набігаючої смуги розподіленого рухомого навантаження, прийнятого в першому приближенні квазірівномірним (рис. 3).

Дія цього навантаження є причиною додаткових коливань, зокрема вільних навколо квазістатичного режиму. Враховуючи сумісну дію обох коливань (вала барабана і власне барабана), отримаємо значення критичної швидкості руху збіжжя по барабану, а також значення власної частоти коливань системи.

Рис. 3. Схема еквівалентного навантаження на барабан від дії набігаючої смуги квазірівномірно розподіленого збіжжя



Квазістатичному режиму досліджуваної механічної системи відповідає незмінна в часі крива прогину вала барабана. Одночасно ця крива визначає траєкторії елементів рухомого навантаження (збіжжя). Внаслідок кривизни траєкторії, сила, що виникає в результаті дії довільного елемента рухомого навантаження, не дорівнює його силі тяжіння qdz , а визначається сумою цієї сили та сили інерції $-qdz + \left(-\frac{q}{g} \cdot \frac{d^2y}{dt^2} dz\right)$, де q інтенсивність дії рухомого навантаження, y - миттєвий прогин вала барабана, $\frac{d^2y}{dt^2}$ - вертикальне прискорення елемента навантаження.

Інтенсивність навантаження на вал барабана:

$$q + p - \frac{q}{g} \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = q + p - \frac{q}{g} \cdot \frac{d^2y}{dz^2} V^2, \quad (6)$$

де p – інтенсивність власної ваги вала барабана; V - швидкість руху збіжжя.

Найбільший прогин вала барабана (в середині прольоту, при $z = \frac{\ell}{2}$) дорівнює:

$$y = \frac{(p+q)\ell^4}{32EIu^2} \left[\frac{8}{u^2} \left(\frac{1}{\cos u} - 1 \right) - 1 \right], \quad (7)$$

$$\text{де } u = \frac{V\ell}{2} \sqrt{\frac{q}{gEI}}.$$

Таким чином, швидкість

$$V_{кр} = \frac{\pi}{\ell} \sqrt{\frac{gEI}{q}} \quad (8)$$

є критичною. При використанні комбайна рекомендується забезпечувати швидкість руху збіжжя по барабану в режимі:

$$V < V_{кр}.$$

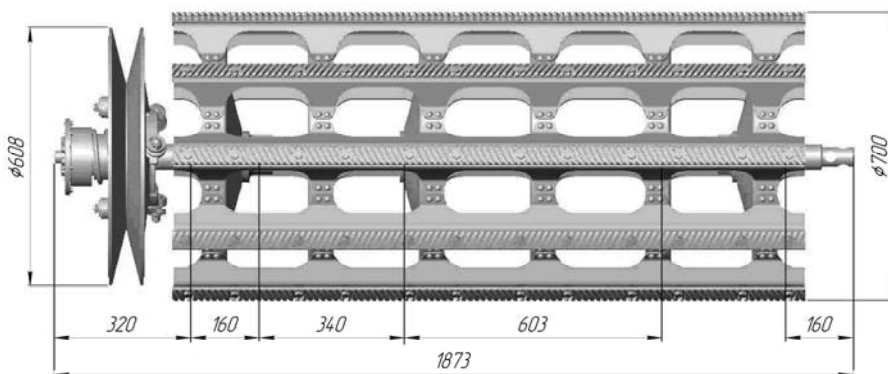
Власна частота системи залежить від швидкості руху збіжжя:

$$p^* = \sqrt{\frac{\left(\frac{n\pi}{\ell}\right)^4 - c\left(\frac{n\pi}{\ell}\right)^2}{a}}, \quad (9)$$

$$\text{де } a = \frac{p+q}{gEI}; \quad c = \frac{qV^2}{gEI}; \quad n=1, 2, \dots$$

Проведемо числове моделювання основних частот поперечних коливань реальної МС КЗС-230 20.00.000 зернозбирального комбайна «Скіф-230А», в залежності від зміни погонної маси і умовного діаметру молотильного барабана КЗС-9-22030.

Масу, конструктивні розміри і моменти інерції молотильного барабана, а також складальних одиниць зернозбирального комбайна «Скіф-230А» визначимо за допомогою програми Solid WORKS (рис. 4).



Масса = 310484.07 граммов

Центр масс: (миллиметры)

X = -0.01
Y = 0.05
Z = -783.24

Моменты инерции: (граммов * квадратные миллиметры)

Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода.

Lxx = 99355932468.18 Lxy = 12238.17 Lxz = -1315402.29
Lyx = 12238.17 Lyy = 99359788418.23 Lyz = -101971.99
Lzx = -1315402.29 Lzy = -101971.99 Lzz = 20022570255.93

Рис. 4. Твёрдотільна модель молотильного барабана КЗС-9-22030 зернозбирального комбайна «Скіф-230А»

У результаті проведеного числового моделювання основних частот коливань отримані значення частот (рис. 5): без врахування змін погонної маси і умовного діаметра (крива 3); з врахуванням зміни тільки

умовного діаметра (крива 1); з врахуванням зміни тільки погонної маси (крива 4); з врахуванням змін погонної маси і умовного діаметра (крива 2). У всіх випадках зі збільшенням погонної маси основна частота коливань зменшується.

Розглянемо як змінюються амплітуди коливань МС в залежності від основної частоти поперечних (радіальних) коливань, кутової швидкості та зносу підшипникових опор h_{zn} молотильного барабана (рис. 6).

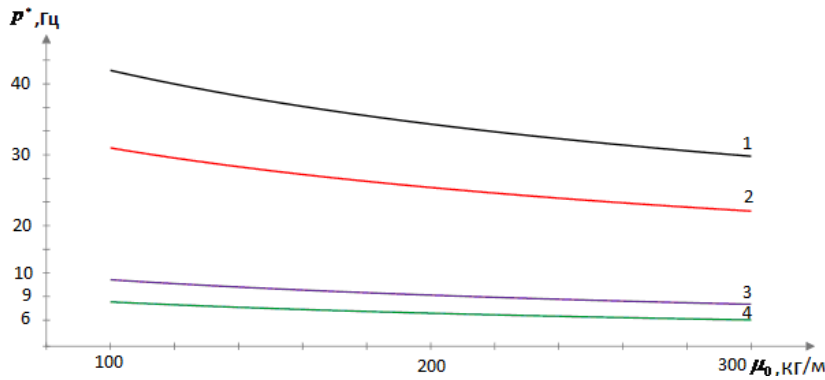


Рис. 5. Залежності основної частоти коливань МС КЗС-230 20.00.000 від погонної маси молотильного барабана КЗС-9-22030

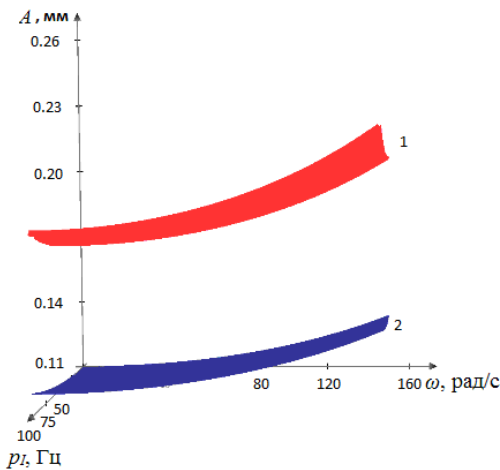


Рис. 6. Залежності амплітуд коливань МС КЗС-230 20.00.000 від кутової швидкості та основної частоти молотильного барабана КЗС-9-22030: 1 - при $h_{max} = 1,1 \cdot 10^{-1}$ мм; 2 - при $h_{max} = 1,7 \cdot 10^{-1}$ мм

Як видно з графіків, максимальна амплітуда коливань при збільшенні величини зносу h_{zn} на $6 \cdot 10^{-2}$ мм збільшується з $1,415 \cdot 10^{-1}$ мм до значення $2,195 \cdot 10^{-1}$ мм, тобто в 1,9 разів.

Фазові траєкторії коливань опор А та В (траєкторія руху осі Z) наведені на рис 7. Отримані фазові портрети підтверджують, що коливання є змушеними, сталими.

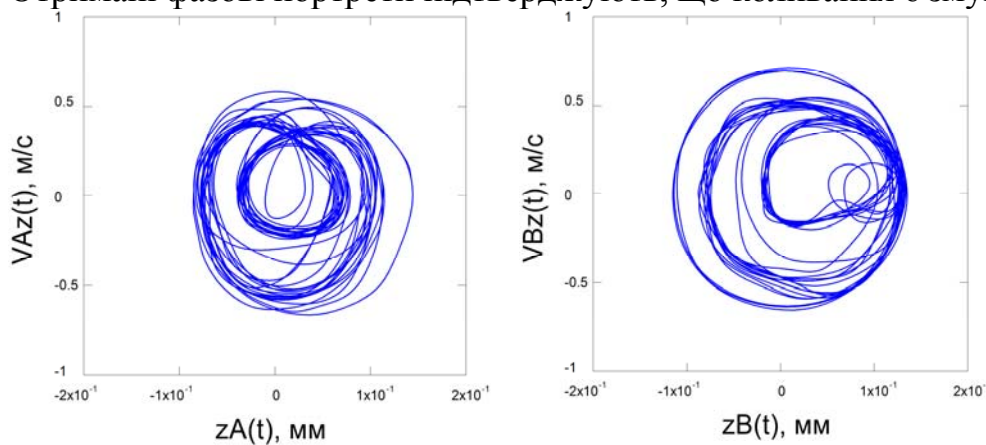


Рис. 7. Фазові траєкторії коливань опор

Дослідження поведінки МС для одного оберту вала молотильного барабана (час одного оберту 0,06 с) виконане з наступними параметрами: частота обертання 1000 об/хв.; момент 1030 Н·м (з двигуном ЯМЗ-238 АК-4 потужністю 165 кВт); величина h_0 для підшипників кочення 11312К ГОСТ 28428-90 становить $1,1 \cdot 10^{-1}$ мм, граничне значення радіального биття в підшипникових опорах h_{max} становить $1,7 \cdot 10^{-1}$ мм; радіальна жорсткість опори А $c_a = 2,3 \cdot 10^8$ Н/м; радіальна жорсткість опори В $c_b = 2,1 \cdot 10^8$ Н/м; дисбаланс молотильного барабана $D_{\delta} = 0$ Н·м (при роботі без навантаження), максимально допустимий дисбаланс молотильного барабана $D_{\delta} = 35$ Н·м.

На рис. 8 наведено характер зміни в часі радіального биття опор А і В: при початковому радіальному зазорі h_0 з нульовим дисбалансом (рис. 8, а, в); і при граничному з максимальним дисбалансом h_{max} (рис. 8, б, г). При збільшенні зносу h_{zn} на $6 \cdot 10^{-2}$ мм та дисбалансу D_{δ} до 35 Н·м величина радіальних переміщень системи збільшується приблизно в 2 рази. В обох випадках величина переміщень опор А більша

ніж опор В.

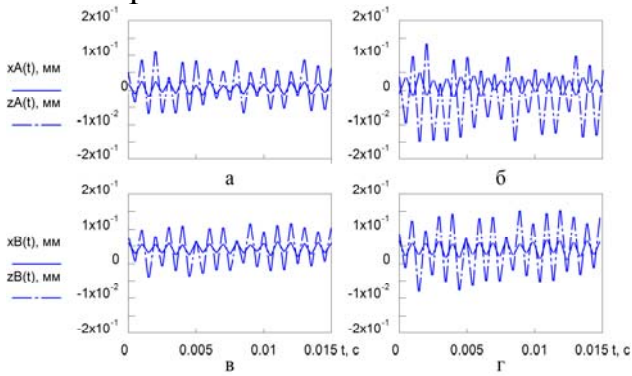


Рис. 8. Радіальні биття опор вздовж осей Z та X (1/4 оберту)

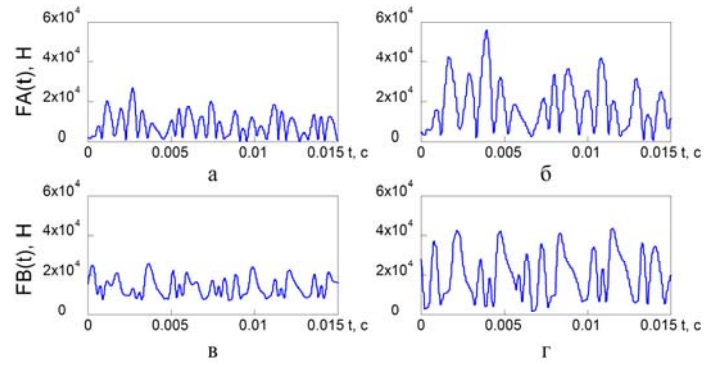


Рис.9. Радіальні сили в опорах А та В (1/4 оберту)

На рис. 9 наведено характер зміни в часі радіальних сил опор А і В: при початковому h_0 з нульовим дисбалансом (рис. 9, а, в) і граничному з максимальним дисбалансом h_{max} (рис. 9, б, г) радіальному битті. При збільшенні зносу та дисбалансу величина радіальних сил в опорі А збільшується приблизно в 2,5 разів, а в опорі В – приблизно в 2 рази.

Графіки показують вплив зазначених параметрів на процеси, що відбуваються в опорах молотильного барабана. Головною причиною виникнення більших навантажень в опорі А є дисбаланс консольно-закріпленого шківів варіатора і частково молотильного барабана, а в опорі В – тільки дисбаланс молотильного барабана. Збільшення зносу $h_{зн}$ опор спричиняє збільшення амплітуди коливань радіального биття.

Параметричні коливання МС будуть мати місце навіть при відсутності дефектів і навантаження за рахунок змінної жорсткості панелей передньої секції молотарки. Крім того, на систему діє збуджуюча сила інерції веденого шківів варіатора. Виникаюча в цьому випадку вібрація панелей обумовлена конструкцією комбайна.

Проведений аналіз графіків (рис. 8, 9) свідчить, що максимальні (пікові) навантаження при перевищенні максимального дисбалансу складають в опорі А - 57 кН при радіальному битті 0,29 мм, в опорі В - 42 кН при радіальному битті 0,25 мм. Це значить, що при даних дефектах підшипникові опори працюють у біляграничному стані, оскільки їх динамічна вантажопідйомність складає всього 62 кН.

Динамічний напружений стан панелей МС знайдемо з точністю до першого наближення:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_\beta x + \sigma_\beta \eta \left\{ x \left[\frac{K}{(x+2)^4} - 1 \right] + \frac{K}{3} \chi^{-x} (x+2)^4 [(x+2)\varphi_3(x) + (2x+1)\varphi_3(x)] \right\}, \\ \sigma_\theta &= \sigma_\beta (x+1) + \sigma_\beta \eta \left\{ (x+1) \left[\frac{K}{(x+2)^4} - 1 \right] + \frac{K}{3} \chi^{-x} (x+2)^5 [\varphi_3(x) + 2\varphi_3(x)] \right\}, \\ \sigma_{екв} &= \sqrt{\sigma_r^2 + 3\sigma_\theta^2}. \end{aligned} \quad (10)$$

де $x = \ln \frac{r}{b}$; r – радіальна координата точки панелі; b – умовний діаметр панелі; χ – інтенсивність деформації; φ_3 – безрозмірна функція зміни напруження; η – коефіцієнт числа зміни циклів напружень; K – коефіцієнт рекурентного співвідношення.

Проведеним аналізом математичної моделі динамічного напруженого стану панелей МС встановлено, що величина еквівалентних напружень у панелях залежить від погонної маси молотильного барабана, радіального биття в підшипникових опорах, їх жорсткості і, головним чином, від дисбалансу молотильного барабана.

При збільшенні погонної маси молотильного барабана величина еквівалентних напружень в панелях збільшується (рис. 10), як і при збільшенні радіального биття (рис. 11). При збільшенні жорсткості опор – еквівалентні напруження зменшуються (рис. 12). Особливо помітний вплив на величину еквівалентних напружень має величина дисбалансу молотильного барабана (рис. 13). При збільшенні дисбалансу від 10 Н·м до 30 Н·м еквівалентні напруження збільшуються в 1.7 рази, а довговічність панелей зменшується в 2 рази. Як видно із рисунка, дисбаланс системи більший від 15...20 Н·м призводить до такого напруженого стану панелей, який знижує їх довговічність до величини меншої нормативного ресурсу (3 тис. год.). При перевищенні дисбалансу значення 40 Н·м можливе швидке руйнування панелей, оскільки напруження наближаються до границі текучості матеріалу.

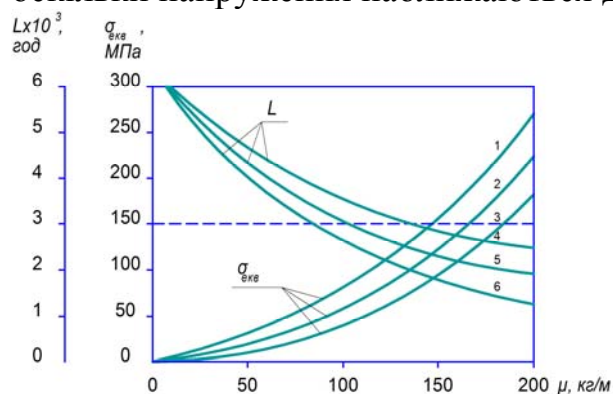


Рис. 10. Залежності величини еквівалентних напружень $\sigma_{екв}$ у панелях і їх довговічності L від погонної маси молотильного барабана: 1, 6 - $h_{max} = 0,17$ мм; 2, 5 - $h_{max} = 0,14$ мм; 3, 4 - $h_{max} = 0,11$ мм

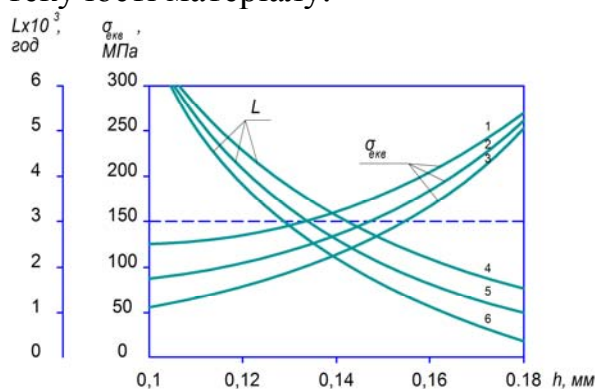


Рис. 11. Залежності величини еквівалентних напружень в панелях і їх довговічності від радіального биття в опорах молотильного барабана: 1, 6 - $\mu = 200$ кг/м; 2, 5 - $\mu = 100$ кг/м; 3, 4 - $\mu = 50$ кг/м

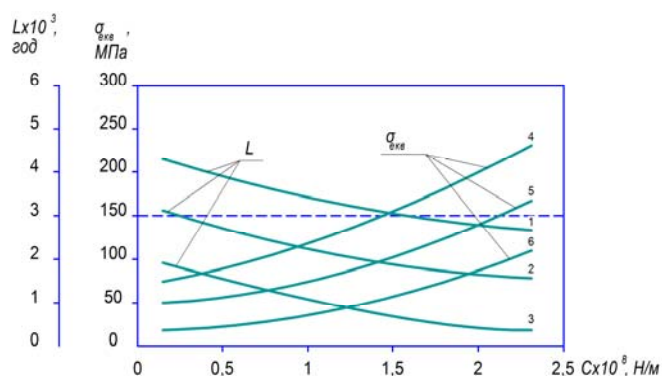


Рис. 12. Вплив жорсткості опор на величину еквівалентних напружень у панелях і їх довговічність: 1, 6 - $D_{\delta} = 35$ Н·м; 2, 5 - $D_{\delta} = 17$ Н·м; 3, 4 - $D_{\delta} = 0$ Н·м

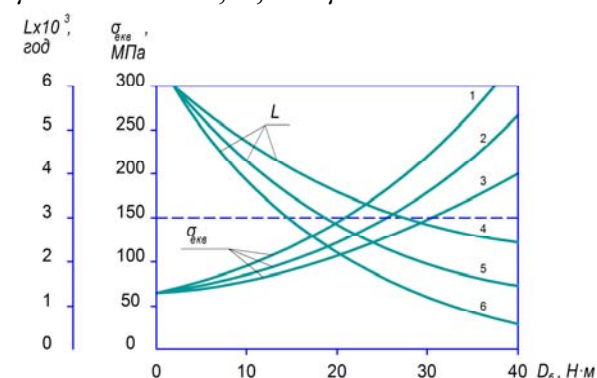


Рис. 13. Вплив дисбалансу молотильного барабана на величину еквівалентних напружень у панелях і їх довговічність: 1, 6 - $\mu = 200$ кг/м; 2, 5 - $\mu = 150$ кг/м; 3, 4 - $\mu = 50$ кг/м

Розроблено алгоритм інтегральної критеріальної оцінки динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів. Визначається максимальне радіальне биття

підшипників h_{max} , умовний діаметр d і погонна маса μ , момент інерції I . Обчислюється основна частота поперечних (радіальних) коливань p_l , АЧХ коливань вала, A , ω , T , $h_{zn}(t)$. Знаходиться сумарне значення η , що і є коефіцієнтом чисел зміни циклів напружень N і N_0 . Оцінюється динамічний напружено-деформований стан панелей передньої секції молотарки. Значення коригуючих коефіцієнтів K_σ , β_σ , ε_σ а також напружень (τ_{-1}) приймаються для конкретної конструкції молотильного $\sigma_m, \sigma_a, \sigma_{-1}$ барабана і визначається витривалість панелей.

У **третьому розділі** наведено програму та методика проведення експериментальних досліджень з підвищення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів.

Для аналізу динамічної стабільності МС розроблено прилад для одночасного вимірювання амплітуд і фаз вібрацій, який дозволяє визначати дисбаланс молотильного барабана у власних опорах безпосередньо на комбайні. Визначена основна похибка вимірювання віброшвидкості в робочому діапазоні.

Проведено аналіз точності вимірювання параметрів вібрації при вібродіагностуванні панелей передньої секції молотарки.

Експерименти виконувалися на зернозбиральних комбайнах «Скіф 230» (на стенді і в умовах використання) (рис. 14) і «ДОН 1500» (тільки в умовах використання) (рис. 15).



Рис. 14. Вимірювання параметрів динамічної стабільності МС комбайна «Скіф 230А» на стенді УкрНДПВТ



Рис. 15. Вимірювання віброшвидкості молотильного барабана комбайна «Дон 1500» за допомогою розробленого приладу

Під час проведення експериментів вимірювалися віброшвидкості молотильних барабанів і навантаженості несучих панелей МС.

У **четвертому розділі** наведено результати експериментальних досліджень та їх аналіз.

При теоретичному дослідженні встановлено, що найбільший вплив на динамічний напружений стан несучих панелей має величина дисбалансу молотильного барабана.

Експериментальні дослідження динамічної стабільності МС комбайна «Дон 1500» виконувалися для 10 барабанів з різним дисбалансом. Визначено, що величина напруження в панелях залежить від віброшвидкості опор. Із графіків рис.16 видно, що ця швидкість зменшується від 3...3,5 м/с до балансування до 1...1,5 м/с після балансування.

На рис. 17 наведені результати експериментального дослідження впливу дисбалансу молотильного барабана на величину напружень у панелях зернозбирального комбайна «Дон 1500». Характер залежності одержаної експериментально аналогічний теоретичній. Напруження, що виникають у панелях і визначають їх довговічність, в незбалансованих барабанах значно перевищують напруження в збалансованих (більше ніж в 3 рази). Довговічність панелей є меншою від нормативної при дисбалансах більших від 15 Н·м. Враховуючи те, що границя текучості матеріалу панелей дорівнює 380 МПа, дисбаланс більший $D_0 = 25$ Н·м є небезпечним з точки зору руйнування панелей. Зважаючи на значну масу барабана комбайна «Дон 1500» різниця між напруженнями в панелях несуттєва.

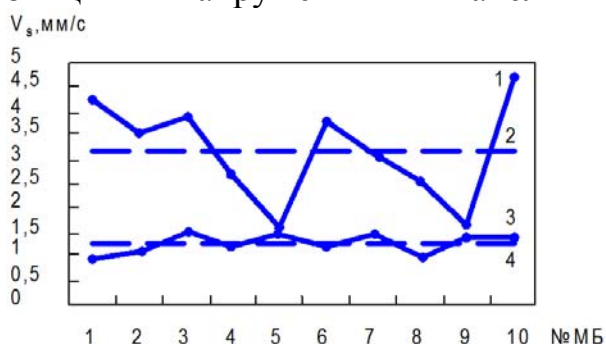


Рис. 16. Графіки зміни віброшвидкостей опор 10 барабанів комбайну «Дон 1500»: 1 - до балансування; 2 - середнє значення до балансування; 3 - після балансування; 4 - середнє значення після балансування

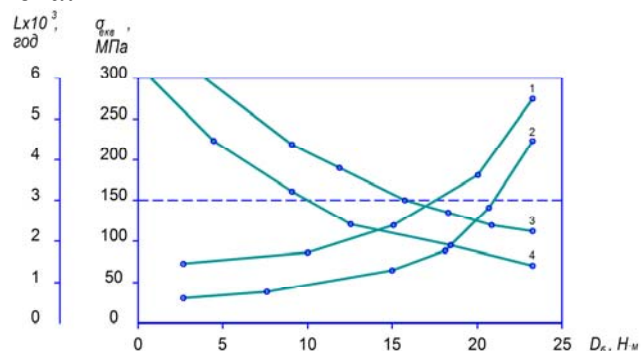


Рис. 17. Вплив дисбалансу молотильного барабана комбайна «Дон 1500» на величину напружень у панелях і їх довговічність: 1, 4 - $h \geq 0,14$ мм; 2, 3 - $h < 0,14$ мм

Навантаження комбайна «Скіф 230» на стенді здійснювали за рахунок дії на колеса коливань від роликів і опорних барабанів стенда, які за частотним складом відтворюваних коливань відповідали спектру частот переважаючих коливань при використанні. Для зменшення величин вібропереміщень і напружень в панелях за допомогою конструктивної зміни (постановки розкосів) збільшені жорсткості панелей. При цьому вібропереміщення зменшилися від 16 мм до 2,2 мм (рис. 18), величина напружень в панелях – від 360 МПа до 150 МПа (рис. 19), що відповідно вплинуло на їх довговічність, яка підвищилася майже в 2 рази.

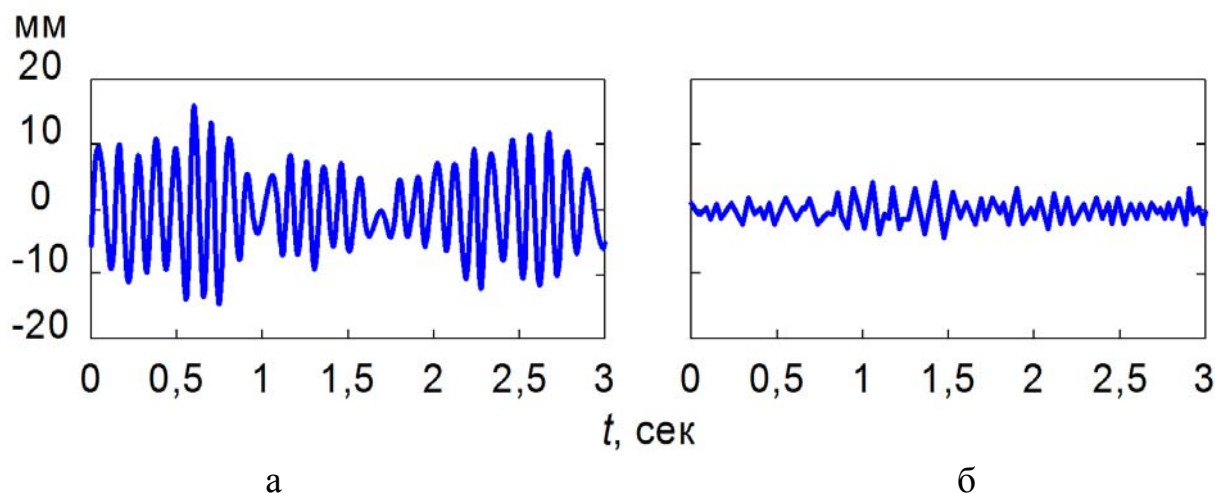


Рис. 18. Зміни вібропереміщень: а – до внесення, б – після внесення конструктивних змін

Встановлено, що динамічну стабільність МС можна підвищити або зменшити дисбалансу шляхом балансування молотильного барабана, або підвищенням жорсткості опор шляхом постановки розкосів і збільшення товщини несучої панелі.

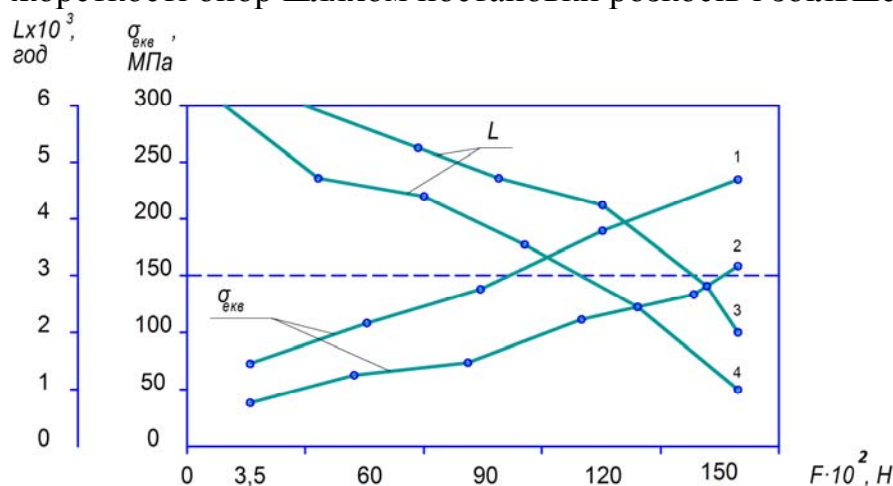


Рис. 19. Вплив радіальних сил в опорах молотильного барабана комбайна «Скіф 230» на величину напружень в панелях і їх довговічність: 1, 4 – для опори А; 2, 3 – для опори В

Встановлено кореляційний зв'язок між величинами ресурсу L та вібропереміщення f_s інформаційних точок панелей передньої секції молотарки зернозбирального комбайну (рис. 20), виходячи із загальної методики Митропольського - Шашина:

$$\lg L = r \frac{S_L}{S_{f_s}} (\lg f_s - \lg \bar{f}_s) + \lg \bar{L} + S_{N_r} K_B, \quad (11)$$

де L – ресурс МС; S_L, S_{f_s} – основні відхилення логарифмів L та f_s ; $\lg \bar{L}, \lg \bar{f}_s$ – середньоарифметичні значення логарифмів L і f_s ; S_{N_r} – міра індивідуального розсіювання; K_B – коефіцієнт, що відповідає певній імовірності вібростійкості МС; r – коефіцієнт кореляції.

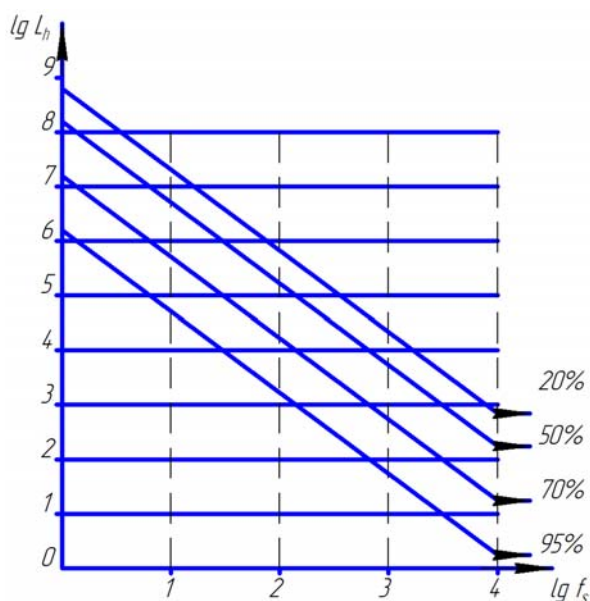


Рис. 20. Графіки кореляційного рівняння при різних ймовірностях (20, 50, 70, 95 %)

На основі теоретичних результатів та експериментальної перевірки вібростійкості та динамічного напружено-деформованого стану розмірного ланцюга «вал барабана – панель передньої секції молотарки» розроблено інженерну методику визначення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів.

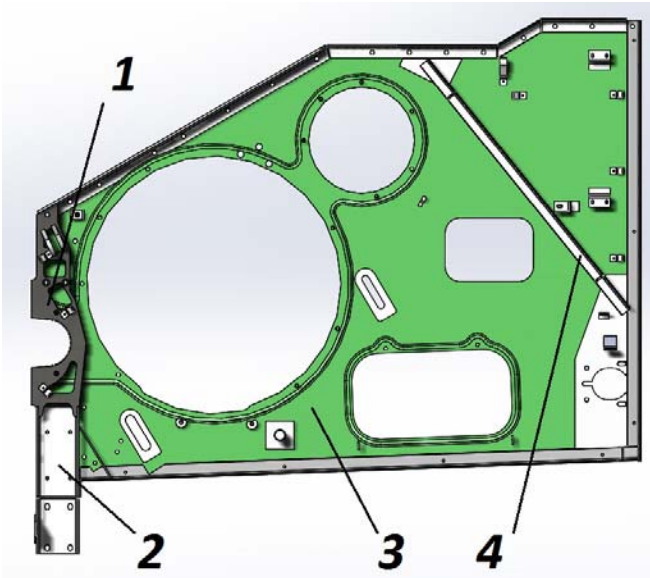
Інтегральним критерієм достовірності вібродіагностування (E) розмірного ланцюга «вал барабана – панель передньої секції молотарки» є усереднена по підшипниках кочення та клинопасовій передачі щільність ймовірності $\rho(L_p)$ допустимого рівня вібрації. Експериментальні дослідження параметрів динамічної стабільності

$\delta_{\text{екв}}$ і L підтверджують значення цих величин, розрахованих теоретично. Похибка не перевищує 5...8%, що знаходиться в межах можливої похибки експериментального вимірювання (чи розрахунку) вказаних величин.

Значення віброшвидкостей \bar{V}_s для опор А та В відрізняється несуттєво, в межах похибки вимірювань. Це доводить правомірність вибраної симетричної розрахункової схеми. Проте по мірі зношування підшипникових складальних одиниць симетрія може порушуватись. Тому необхідним є двоплощинне динамічне балансування молотильних барабанів. Стабілізація значень \bar{V}_s в цьому випадку сприяє підвищенню надійності, залишкового ресурсу та ефективності використання МС. Значення \bar{V}_s по двох опорах одночасно для всіх 10 експериментальних МС до і після динамічного двоплощинного балансування, відрізняються на 59,2% на користь його здійснення.

Розроблено інженерну методику вібродіагностування технічного стану (працездатності) МС зернозбиральних комбайнів з попереднім їх динамічним двоплощинним балансуванням. Методика алгоритмізована, з допомогою стандартного пакету прикладних програм вільно поширюваного програмного забезпечення GNU/Octave, доведена до вигляду програмного продукту, завдяки чому оцінка динамічної стабільності МС та її залишкового ресурсу займає 3...5 хвилин.

Розроблений метод аналітичного визначення надійності МС дозволяє враховувати концентрацію напружень, масштабний фактор, стан поверхонь тертя і т. ін.; дозволяє відновити полігону втомленості Велера за лише одним об'єктом, що зруйнувався в експлуатаційних умовах; дає можливість виконувати проектний та перевірні розрахунки витривалості, зносостійкості, міцності та стійкості вказаних складальних одиниць.



Спільно з конструкторським бюро ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод» на несучих панелях МС установлені кутники-розкиси № 3.2 довжиною 906 мм, збільшена товщина несучих панелей на 1 мм з 3 мм до 4 мм (рис. 21).

Рис. 21. Розроблена нова конструкція панелі МС: 1 – бугель; 2 – швелер; 3 – панель; 4 – кутник-розкіс.

У п'ятому розділі приведено розрахунок економічного ефекту від підвищення динамічної стабільності МС використання зернозбирального комбайну «Скіф 230А».

Від впровадження результатів дослідження в серійне виробництво ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод» щорічний економічний ефект становить 104,8 тис. грн. на одну машину.

ВИСНОВКИ

У дисертації наведене теоретичне узагальнення і нове вирішення наукового завдання, що виявляється в створеному динамічному математичному моделюванні процесу підвищення динамічної стабільності МС, які працюють у складному вібраційно-силовому полі, із взаємодією з набігаючим збіжжям. Це дозволило розробити алгоритм і обладнання для динамічного діагностування технічного стану МС комбайнів «Скіф-230» і «Дон-1500», запропонувати конструктивні зміни для підвищення довговічності, і впровадити їх в серійне виробництво ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод».

Головними підсумками виконаної роботи є наступні результати:

1. Проведеним аналізом результатів відомих досліджень встановлено, що для підвищення динамічної стабільності МС зернозбиральних комбайнів необхідно розробити методи і засоби для спрощення процесу діагностування і зменшення його вартості. Перспективним напрямом є зменшення погонної маси конструкцій, зменшення динамічного дисбалансу та збільшення жорсткості опор. Для визначення конструктивних параметрів необхідно виконати теоретичні та експериментальні дослідження, які б дозволили керувати і розраховувати динамічну стабільність МС комбайнів.

2. Для встановлення закономірностей витривалості панелей передньої секції молотарки, що визначає динамічну стабільність всієї МС, створена математична модель динамічного напружено-деформованого стану молотильних барабанів з врахуванням руху збіжжя по їх поверхні та зносостійкості складових елементів «слабкої ланки»: розмірного ланцюга «вал барабана – несучі панелі передньої секції молотарки». Отримані АЧХ коливальних процесів барабана комбайна дозволили встановити, що максимальна амплітуда коливань при збільшенні величини зносу підшипникових опор на $0,06 \cdot \text{мм}$ збільшується з $1,415 \cdot 10^{-1} \text{мм}$ до значення $2,195 \cdot 10^{-1} \text{мм}$, тобто в 1,9 разів. Отримані фазові портрети коливань підтверджують, що коливання є змушеними, сталими. Встановлено, що при збільшенні зносу та дисбалансу величина радіальних сил в опорах збільшується приблизно в 2...2,5 разів.

3. Максимальні навантаження при перевищенні максимального дисбалансу складають в опорах 40...57 кН при радіальному битті 0,25...0,29 мм. Це означає, що, при даних дефектах, підшипникові опори працюватимуть у пограничному стані, оскільки їх динамічна вантажопідйомність складає 62 кН. При збільшенні дисбалансу від 10 Н·м до 30 Н·м еквівалентні напруження збільшуються в 1,7 разів, а довговічність панелей зменшується в 2 рази. Дисбаланс системи більший від 15...20 Н·м призводить до такого напруженого стану панелей, що знижує їх довговічність до величини меншої нормативного ресурсу.

4. Для розрахунку і керування процесом підвищення динамічної стабільності МС зернозбирального комбайна створений алгоритм розрахунку ресурсу системи, що базується на інтегральній критеріальній оцінці ефективності діагностування на кожному його кроці, дозволяє істотно зменшити час і витрати на проведення діагностування. Розроблено прилад для одночасного вимірювання амплітуд і фаз вібрацій, який дозволяє визначати дисбаланс молотильного барабана у власних опорах безпосередньо на комбайні.

5. Експериментальним методом встановлено, що віброшвидкість опор до бала-

нсування зменшується від 3...3,5 м/с до 1...1,5 м/с після балансування. Напруження, що виникають у панелях і визначають їх довговічність, в незбалансованих барабанах значно перевищують напруження в збалансованих (більше ніж в 3 рази). Довговічність панелей є меншою від нормативної при дисбалансах більших від 15 Н·м. Враховуючи те, що границя текучості матеріалу панелей дорівнює 380 МПа, дисбаланс більший $D_6 = 25 \text{ Н·м}$ є небезпечним з точки зору руйнування панелей.

Встановлено, що динамічну стабільність МС можна підвищити або зменшити дисбалансу шляхом балансування молотильного барабана, або підвищенням жорсткості опор шляхом постановки розкосів і збільшення металомісткості панелей.

При збільшенні жорсткості опор шляхом постановки кутників-розкосів і збільшення товщини панелей на 1 мм з 3 мм до 4 мм вібропереміщення зменшилися від 16 мм до 2,2 мм, величина напружень в панелях – від 360 МПа до 150 МПа. Це суттєво вплинуло на їх довговічність, яка підвищилася майже в 2 рази.

6. Встановлено кореляційний зв'язок між величинами ресурсу та вібропереміщення базових точок панелей передньої секції молотарки комбайна, коефіцієнт кореляції 0,9. На основі теоретичних результатів та експериментальної перевірки вібростійкості та динамічного напружено-деформованого стану розмірного ланцюга «вал барабана – панель передньої секції молотарки» розроблена інженерна методика визначення надійності МС зернозбиральних комбайнів. Вперше критерієм достовірності вібродіагностування розмірного ланцюга «вал барабана – панель передньої секції молотарки» вибрана усереднена по підшипниках кочення та клинопасовій передачі щільність імовірності допустимого рівня вібрації. Експериментальні дослідження параметрів вібростійкості підтвердили значення, розрахованих теоретично. Похибка не перевищує 5...8%, що знаходиться в межах можливої похибки експериментального вимірювання вказаних величин.

7. На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень, розроблено нову конструкцію панелей МС вітчизняних зернозбиральних комбайнів сімейства «Скіф».

Від впровадження в серійне виробництво ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод» щорічний економічний ефект становить 104,8 тис. грн. на одну машину.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті в фахових виданнях

1. Приймаков О.Г. Амплітудно-частотні характеристики коливальних процесів молотильного барабана зернозбирального комбайна / О.Г. Приймаков, В.Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2007. – Вип. 61. – С. 98 – 110 (Здобувачем визначені амплітуди і частоти власних і вимушених коливань).

2. Приймаков О.Г. Фізичний опис умов експлуатації складальної одиниці «вал барабана – боковина» / О.Г. Приймаков, В.Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2007. – Вип. 67, Т. 2. – С. 208 – 211 (Здобувачем складений алгоритм витривалості панелі МС).

3. Приймаков О.Г. Прогнозування надійності молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів / О.Г. Приймаков, В.Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2008. – Вип. 69. – С. 49 - 57 (Здобувачем визначені фактори, що впливають на ймовірності помилок вібродіагностування).

4. Приймаков О.Г. Математичне планування експериментальної діагностики технічного стану молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів / О.Г. Приймаков, В.Г. Знайдюк // Вісник СевНТУ. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2008. – С. 206-214 (Здобувачем складене кореляційне рівняння між величинами ресурсу та вібропереміщень).

5. Знайдюк В.Г. Розробка методики і устаткування для динамічного балансування молотильного барабана зернозбирального комбайна / В.Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2009. – Вип. 76. – С. 76 - 82. (Здобувачем розроблена методика для динамічного балансування молотильного барабана).

6. Знайдюк В. Г. Закономірності втомного руйнування та циклічна довговічність боковини молотильного барабана / В. Г. Знайдюк. - // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2009. - Вип. 80. – С. 93 - 100. (Здобувачем складене рівняння циклічної довговічності).

7. Овсянніков С.І. Витривалість боковин молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів / С.І.Овсянніков, О.Г.Приймаков, В.Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2009. – Вип. 81. – С. 78 - 87 (Здобувачем визначена ймовірність збереження витривалості несучої панелі).

8. Приймаков О.Г. Методологія прогнозування працездатності молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів / О.Г. Приймаков, С.І. Овсянніков, В.Г. Знайдюк // Вестник СевГТУ.- Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. – Вип. 110 – С. 283 - 287 (Здобувачем запропонована методологія прогнозування працездатності).

9. Приймаков О.Г. Експериментальне дослідження вібростійкості молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів / О.Г. Приймаков, В.Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – Вип. 118. – С. 231 - 237 (Здобувачем виконано аналіз результатів експериментального дослідження процесу).

10. Кухтов В.Г. До питання нормування рівня надійності нових зернозбиральних комбайнів вітчизняного виробництва / В.Г. Кухтов, В.Г. Знайдюк, В.В. Погорілий // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2014 – Вип. 151. – С. 5 - 12. (Здобувачем запропонована структурна схема МС зернозбиральних комбайнів сімейства «Скіф»).

11. Кухтов В.Г. Методика оценок нормирования долговечности молотильной системы современных зерноуборочных комбайнов / В.Г. Кухтов, В.Г. Знайдюк // Збірник наукових праць ХДМА – Херсон: ХДМА, 2014. – Вип. 5. – С. 77-81. (Здобувачем запропоновано метод розрахунку динамічного напружено-деформованого стану МС зернозбиральних комбайнів сімейства «Скіф»).

12. Тіщенко Л.М. Теоретичні дослідження процесу підвищення динамічної стабільності молотильних систем зернозбиральних комбайнів / Л.М. Тіщенко, В.Г. Знайдюк // Вібрації в техніці та технологіях. Всеукраїнський науково-технічний жу-

рнал, 2015. – № 4 (80). – С. 82-89. (Здобувачем побудовані графічні залежності величин еквівалентних напружень несучих панелей МС зернозбиральних комбайнів сімейства «Скіф»).

Додаткові публікації

13. Знайдюк В. Г. Исследование напряженно - деформированного состояния левой панели молотилки зерноуборочного комбайна «Скиф 230А» / В. Г. Знайдюк // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів» – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2014. - Вип. 2. – С. 92-101.

Тези доповідей

14. Тищенко Л.Н. К определению долговечности валов молотильных барабанов зерноуборочных комбайнов / Л.Н. Тищенко, В.Г. Знайдюк // Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки», 7 – 8 листопада 2013. – Кіровоград, 2013. – С. 105-106.

Публікації в зарубіжних виданнях

15. Овсянников С. И. Динамическая балансировка молотильного барабана зерноуборочного комбайна ДОН-1500/С. И. Овсянников, В. Г. Знайдюк, А. Г. Пометун // Сборник научных трудов Белорусского государственного аграрного технического университета. – Минск: Изд-во БГАТУ, 2009. – Т. 1. – С.88-93.

16. Знайдюк, В. Г. Исследование напряженно-деформированного состояния вала молотильного барабана зерноуборочного комбайна «Скиф 230А» / В. Г. Знайдюк // Сборник научных трудов Курского института социального образования РГСУ. – Курск: ООО «Учитель», 2014. – С. 77-80.

АНОТАЦІЇ

Знайдюк В.Г. Підвищення динамічної стабільності молотильних систем зернозбиральних комбайнів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2015.

У дисертації вирішене науково-прикладне завдання, яке направлене на підвищення динамічної стабільності МС барабанного типу зернозбиральних комбайнів. Побудована математична модель динамічних навантажень МС зернозбиральних комбайнів барабанного типу, за допомогою якої встановлені закономірності вторможеного руйнування панелей передньої секції молотарки та визначена їх циклічна довговічність. Для прогнозування стійкості панелей МС визначені АЧХ коливальних процесів молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів, проаналізовано динамічний напружено-деформований стан молотильних барабанів з врахуванням швидкості руху збіжжя по їх поверхні та зносостійкості складових елементів розмірного ланцюга «вал барабана - панель передньої секції молотарки».

Виконана експериментальна перевірка результатів теоретичного дослідження, що підтвердила адекватність математичних моделей. Створено алгоритм розрахунку ресурсу системи, що базується на оцінці ефективності діагностування на кожному його кроці, дозволяє істотно зменшити час і витрати на проведення діагностування. Розроблено прилад для одночасного вимірювання амплітуд і фаз вібрацій, який дозволяє визначити дисбаланс молотильного барабана у власних опорах безпосередньо на комбайні.

Запропоновані конструктивні зміни для збільшення жорсткості опор, що суттєво підвищило динамічну стабільність МС комбайна «Скиф 230А».

Від впровадження результатів дослідження в серійне виробництво ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод» щорічний економічний ефект становить 104,8 тис. грн. на одну машину.

Ключові слова: зернозбиральні комбайни, молотильні системи, динамічна стабільність, ресурс, надійність, довговічність.

Знайдюк В.Г. Повышение динамической стабильности молотильных систем зерноуборочных комбайнов. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 - машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. - Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко. Харьков, 2015.

В диссертации решена научно-прикладная задача, которая направлена на повышение динамической стабильности МС барабанного типа зерноуборочных комбайнов. Построена математическая модель динамических нагрузок МС зерноуборочных комбайнов барабанного типа, с помощью которой установлены закономерности усталостного разрушения панелей передней секции молотарки, и определена их циклическая долговечность. Впервые для обеспечения выносливости в процессе технической эксплуатации МС подтверждено критериальную оценку виброустойчивости и вибродиагностики технического состояния, установлена корреляционная связь между параметрами виброустойчивости МС и их остаточным ресурсом.

Для прогнозирования устойчивости панелей МС определены АЧХ колебательных процессов молотильных барабанов зерноуборочных комбайнов, проанализировано динамическое напряженно-деформированное состояние молотильных барабанов с учетом скорости движения вороха по их поверхности и износостойкости составляющих элементов размерной цепи «вал барабана - панель передней секции молотарки». Установлены основные факторы, определяющие динамическую стабильность МС зерноуборочного комбайна: дисбаланс молотильного барабана, его погонная масса и жесткость опор, теоретически исследовано влияние каждого параметра на напряжения в панелях и их долговечность.

Установлено, что динамическую стабильность МС можно повысить или уменьшить дисбаланса путем балансирования молотильного барабана, или повышением жесткости опор путем постановки раскосов.

Выполнена экспериментальная проверка результатов теоретического исследования, подтвердившая адекватность математических моделей. Погрешность не превышает 5...8 %.

Установлена корреляционная связь между величинами ресурса и вибропере-
мещениями базовых точек панелей передней секции молотарки комбайна

Разработан алгоритм интегральной критериальной оценки динамической ста-
бильности МС.

Для анализа динамической стабильности МС разработан прибор для одновре-
менного измерения амплитуд и фаз вибраций, который позволяет определять дисба-
ланс молотильного барабана в собственных опорах непосредственно на комбайне.
Определена основная погрешность измерения виброскорости в рабочем диапазоне.

Разработана инженерная методика вибродиагностирования технического со-
стояния МС зерноуборочных комбайнов с предварительным их динамическим
двухплоскостным балансированием. Методика алгоритмизирована с помощью стан-
дартного пакета прикладных программ обеспечения GNU/Octave и приведена к виду
программного продукта, благодаря чему оценка динамической стабильности МС
выполняется за 3...5 минут. Предложены конструкционные изменения МС комбай-
на, позволяющие повысить ее динамическую стабильность.

От внедрения результатов исследования в серийное производство ООО НПП
«Херсонский машиностроительный завод» ежегодный экономический эффект со-
ставляет 104,8 тыс. грн. на одну машину.

Ключевые слова: зерноуборочные комбайны, молотильные системы, динами-
ческая стабильность, ресурс, надёжность, долговечность.

Znaydyuk V.G. Increased dynamic stability of threshing combine harvesters. -
Manuscript.

The thesis for the degree of candidate of technical sciences on specialty 05.05.11 -
machines and mechanization of agricultural production. - Kharkiv National Technical
University of Agriculture Petro Vasilenko. Kharkiv, 2015.

The thesis is decided and applied scientific task that is aimed at improving the dy-
namic stability of threshing drum combine harvesters. A mathematical model of dynamic
loads of combine harvesters threshing drum, through which established patterns of fatigue
fracture front panels used hammers and LCI-defined cyclic durability. To predict the sta-
bility of panels threshing system by amplitude - frequency characteristics of oscillatory
processes beater combine harvesters, stresses analyzed on-strained state-beater, taking into
account the speed of the grain on the surface durability and dimensional chain components
"of the drum shaft - panel forward section threshing machine".

Experimental verification of theoretical studies confirmed the adequacy of the theo-
retical model. Established algorithm of resource system based on evaluating the effective-
ness of diagnosis at every step of his, can significantly reduce the time and costs of diag-
nosis. A device for simultaneous measurement of vibration amplitudes and phases, which
allows to determine the imbalance beater in their towers directly on the processor.

The proposed design changes to increase the rigidity of the towers that day-
stantially increased dynamic stability of the combine threshing system "Skif 230A".

From the introduction of research results into production SPE "Kherson Machine-
Building Plant" annual economic effect is 104.8 thousand UAH per one machine.

Keywords: combine harvesters, threshing systems, dynamic stability, resource,
reliability, durability

Підписано до друку 22.12.2015 р.
Комп'ютерний набір та верстка: В.Г. Знайдюк
Формат паперу 60x90 1/16 Обл. – вид. арк. 0,9

