

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

ЛЯШКО АНАСТАСІЯ ПЕТРІВНА

УДК 631.361.022

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО
ПРИСТРОЮ ТАНГЕНЦІАЛЬНОГО ТИПУ
ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА**

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2016

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Національному університеті біоресурсів і природокористування України Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник доктор технічних наук, професор
Ловейкін Вячеслав Сергійович,
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
завідувач кафедри конструювання машин і обладнання

Офіційні опоненти: доктор технічних наук,
старший науковий співробітник
Шейченко Віктор Олександрович,
Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН,
завідувач відділу перспективних технологій і технічних засобів для збирання, обробки та зберігання врожаю зернових і олійних культур

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Занько Микола Дмитрович,
Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого»,
завідувач лабораторії наукових досліджень і випробувань машин для збирання та первинної переробки врожаю

Захист відбудеться «03» березня 2016 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.004.06 у Національному університеті біоресурсів і природокористування України за адресою: 03041, м. Київ, вул. Генерала Родимцева, 19, навчальний корпус № 1, кімната 97

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного університету біоресурсів і природокористування України за адресою: 03041, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 13, навчальний корпус № 4, кімната 41а.

Автореферат розісланий «01» лютого 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

І. Л. Роговський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На сучасному етапі розвитку механізації сільського господарства передбачається підвищення продуктивності та якості роботи сільськогосподарських агрегатів, включаючи і зернозбиральні комбайни. Зернозбиральний комбайн – основна збиральна машина, від якої залежить ефективність всіх робіт, пов'язаних із збиранням зернових культур.

Головною частиною кожного зернозбирального комбайна є молотильно-сепаруючий пристрій, від дієздатності якого залежить ефективність роботи машини в цілому.

На сьогоднішній день конструкції молотильних барабанів майже не змінилися і вони подібні у всіх виробників зернозбиральних комбайнів. Одним з недоліків таких конструкцій є виконання молотильного барабана «відкритим». А це сприяє попаданню у середину молотильного барабана рослинних решток, зерна, пилу, що налипають на підбичниках або бичах і призводять до дисбалансу і, як наслідок, до виникнення вібрацій молотильного барабана, що передаються на підшипники, корпус зернозбирального комбайна і самого комбайнера. Дані вібрації призводять до підвищення динамічних навантажень і, як наслідок, до зниження надійності роботи зернозбирального комбайна.

Принципи обробки технологічного матеріалу в молотильно-сепаруючому пристрої та, відповідно, втрати зерна та якість обмолоту за останні роки практично не змінилися. В зв'язку з цим підвищення ефективності процесу обмолоту зернових культур в молотильно-сепаруючому пристрої є досить важливим завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природо-користування України: «Оптимізація режимів руху механізмів ПТМ, що використовуються при механізації виробничих процесів у тваринництві і рослинництві» (номер державної реєстрації 0105U007502); «Розробка енергоощадних засобів та методів оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин у сільськогосподарському виробництві» (номер державної реєстрації 0109U000953); «Обґрунтувати інтегровані технологічні процеси та технічні засоби для органічного виробництва сільськогосподарської продукції в агроєкосистемах» (номер державної реєстрації 0112U001678); «Розробка концепції динамічної оптимізації транспортуючих машин» (номер державної реєстрації 0115U003351).

Мета і задачі дослідження. Мета дослідження – підвищити ефективність роботи молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна за рахунок обґрунтування конструктивних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- проаналізувати існуючі конструкції молотильно-сепаруючих пристроїв та результати проведених досліджень процесу обмолоту зернових культур зернозбиральним комбайном;

- розробити математичну модель процесу обмолоту хлібної маси молотильно-сепаруючим пристроєм та визначити рівняння руху порції хлібної маси;

- побудувати математичну модель динаміки руху приводного механізму молотильного барабана зернозбирального комбайна та визначити навантаження в його елементах;

- дослідити коливання молотильного барабана з урахуванням його неврівноваженості і розробити рекомендації щодо їхнього зменшення;

- провести експериментальні дослідження з визначення просівної здатності підбарабання, незбалансованості молотильного барабана зернозбирального комбайну та режиму його руху для підтвердження розроблених моделей.

Об'єкт дослідження – технологічний процес обмолоту зернових культур в молотильно-сепаруючому пристрої зернозбирального комбайна.

Предмет дослідження – встановлення закономірностей впливу параметрів молотильно-сепаруючого пристрою на ефективність його роботи.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження ґрунтуються на основних положеннях теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, диференціального числення та математичного моделювання (для побудови математичної моделі динаміки руху молотильного барабана; моделювання руху технологічної маси між барабаном та підбарабанням). Розрахунок та аналіз математичних моделей здійснено за допомогою пакету Wolfram Mathematica 9.0. Експериментальні дослідження проведено на реальній конструкції зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич».

Опрацювання результатів експериментальних досліджень здійснено за допомогою програмного пакету аналізу даних Statistica 7.

Наукова новизна одержаних результатів. Основні положення дисертаційних досліджень, які визначають наукову новизну одержаних результатів:

уточнено математичну модель процесу обмолоту хлібної маси в молотильно-сепаруючому зазорі, на основі якої одержано аналітичну залежність опору повороту молотильного барабана, що дозволяє визначити силові та енергетичні характеристики процесу обмолоту;

вперше:

- встановлено вплив коефіцієнта просівної здатності підбарабання на зміну маси порції хлібної маси в залежності від кута обхвату барабана, що дозволило визначити раціональні значення коефіцієнта просівної здатності підбарабання в залежності від кута повороту молотильного барабана;

- розроблено математичну модель динаміки руху приводного механізму молотильного барабана, яка дозволяє отримати кінематичні та динамічні

характеристики молотильного барабана, валу двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) та диска муфти зчеплення в процесі пуску;

- встановлено вплив незбалансованості молотильного барабана на його коливання та отримано раціональні параметри його пружних опор, що дозволило мінімізувати коливання.

Практичне значення одержаних результатів. На основі теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано конструкцію автобалансирів молотильного барабана та пружних опор з раціональним коефіцієнтом їхньої жорсткості. Встановлення автобалансирів вирішує проблему збалансування молотильного барабана зернозбирального комбайна під час роботи, а наявність пружних опор зводить до мінімуму залишкові коливання. Така конструкція молотильного барабана дозволяє до мінімуму звести динамічні навантаження на елементи конструкції і приводу зернозбирального комбайна і, як наслідок, підвищує надійність його роботи.

Результати досліджень передано до впровадження в приватне акціонерне товариство «Лисянське РТП» (Черкаська обл., смт Лисянка, акт впровадження від 07.10.2015 р.). Деякі отримані положення динамічного аналізу роботи молотильно-сепаруючого пристрою використовуються в навчальному процесі Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні й експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконані здобувачем особисто, зокрема: обґрунтовано актуальність проведення досліджень та проаналізовано зміст публікацій та патентної документації за обраною темою [13, 17]; розроблено модель руху технологічної маси між барабаном і підбарабанням та визначено залежність сумарного моменту опору від тертя бичів з хлібною масою; визначено закон руху порції хлібної маси [8]; встановлено вплив коефіцієнта просівної здатності на зміну маси порції хлібної маси в залежності від зміни кута обхвату барабана [14]; розв'язано рівняння динаміки руху молотильного барабана для двох етапів (перший етап – вмикання диска зчеплення муфти; другий етап – повне зчеплення вала ДВЗ і диска зчеплення) [1, 2, 5–7, 9, 12]; встановлено залежності впливу незбалансованості молотильного барабана на його коливання [3, 16]; розроблено методику й проведено експериментальні дослідження з визначення коефіцієнта просівної здатності підбарабання та дослідження вібрації молотильного барабана [15]; розроблено рекомендації щодо удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна [10, 11].

Зі спільних публікацій здобувачем використано, за згодою співавторів, лише власну частину результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідались на щорічних науково-технічних конференціях науково-педагогічних працівників та аспірантів, що проводилися у Національному університеті біоресурсів і природокористування України впродовж 2012–2015 рр; III міжнародній науковій конференції «Інноваційний розвиток аграрної сфери» (Київ, 19–21 березня 2015 р.); IX Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Підвищення

надійності машин і обладнання» (Кіровоград, 15–17 квітня 2015 р.); Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль, 11–12 грудня 2013 р.); IV Всеукраїнській студентській науково-технічній конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» (Тернопіль, 19–20 квітня 2011 р.); XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (Львів, 14–16 жовтня 2014 р.); XVI Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (Київ, 17–19 жовтня 2015 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (Харків, 9–10 квітня 2015 р.); III Міжнародній науковій конференції «Інноваційне забезпечення виробництва органічної продукції та біопалива в АПК» (Київ, 5–6 червня 2015 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Молодежний форум: техніческие и математические науки» (Вороніж, 9–12 листопада 2015 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Аграрна наука, освіта, виробництво: європейський досвід для України» (Житомир, 17–18 листопада 2015 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладено у 17 наукових працях, з яких 3 статті у наукових фахових виданнях України, 5 статей у наукових фахових виданнях України, включених до міжнародної наукометричної бази даних; стаття у науковому виданні іншої держави, 2 патенти на корисну модель, науковий твір, 5 тез наукових доповідей.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел, який містить 147 найменувань. Робота викладена на 160 сторінках комп'ютерного тексту, містить 9 таблиць, 84 рисунки, додатки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі «**Стан питання та постановка задач дослідження**» проаналізовано наукові роботи, здійснено оглядовий патентний пошук і узагальнено результати досліджень щодо молотильно-сепаруючих пристроїв тангенціального типу зернозбирального комбайна, а також дослідження з динаміки руху молотильного барабана.

Чималий внесок у дослідження процесу обмолоту зернових культур молотильно-сепаруючим пристроєм зернозбирального комбайна зробили відомі спеціалісти: В. Г. Антипін, В. П. Горячкін, Е. Й. Ліпкович, О. І. Грек, Е. В. Жалнін, В. Я. Жуков, М. А. Пустигін, Д. Г. Войтюк, І. Ф. Василенко, В. А. Желіговський, М. І. Кленін, М. І. Косілов, Г. Ф. Серий, С. А. Алфьоров, В. І. Недовесов, В. О. Шейченко, А. А. Демко, П. В. Сисолін, Ш. Н. Богус, Л. В. Погорілий, М. Д. Занько та інші

Зокрема Е. Й. Ліпкович досліджував процес обмолоту і сепарації зерна молотильним апаратом. Ним аналітично було виведено рівняння процесу обмолоту і сепарації. Питанням, пов'язаним з дослідженням динаміки приводу молотильного барабана та динаміки молотильного барабана присвячені роботи С. А. Алфьорова та Е. Й. Ліпковича.

відцентрова сила \bar{F}_c , що діє на порцію хлібної маси в процесі її обертання (рис. 1, б).

Кінетична енергія порції хлібної маси, що припадає на один бич в підбарабанні:

$$T = \frac{1}{2} \cdot m(\varphi) \cdot V_c^2 = \frac{1}{2} \cdot m(\varphi) \cdot R^2 \cdot \omega^2, \quad (1)$$

де $m(\varphi)$ – маса порції хлібної маси, що припадає на один бич в підбарабанні, яка є змінною величиною, що залежить від координати повороту центра мас хлібної маси φ ; V_c – лінійна швидкість руху центра мас порції хлібної маси, що припадає на один бич; R – радіус молотильного барабана по колу виступів бичів; ω – кутова швидкість повороту центра мас порції хлібної маси, що припадає на один бич відносно осі обертання O .

З протягуванням порції хлібної маси в молотильному зазорі вміст зернової частини в хлібній масі зменшується. На початку руху порція матиме масу:

$$m_0 = \rho \cdot l \cdot h_0 \cdot \Delta\alpha \cdot R, \quad (2)$$

де ρ – густина хлібної маси; l – довжина бича (барабана); h_0 – товщина потоку хлібної маси на вході в молотильний апарат; R – радіус молотильного барабана.

Враховуючи рівняння (2) отримаємо залежність зміни маси порції хлібної маси:

$$m(\varphi) = \frac{m_0}{K_c + K_3} \cdot \left[K_c + K_3 \cdot e^{-a(\varphi - \varphi_0)} \right], \quad (3)$$

де K_c, K_3 – коефіцієнти, що враховують вміст відповідно соломи та зернової частини в хлібній масі; a – коефіцієнт просівної здатності підбарабання (визначається експериментально).

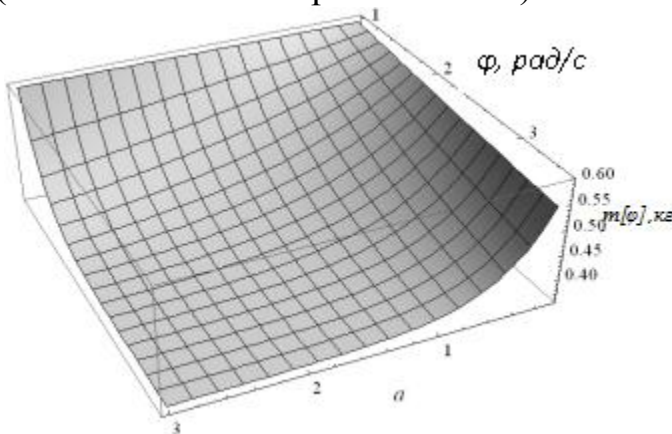


Рис. 2. Графік залежності зміни маси порції хлібної маси від коефіцієнта просівної здатності підбарабання та кута його обхвату

повинна бути мінімальною, але такою щоб здійснювалося відділення зерна від колоса, тобто зазор між бичом і підбарабанням повинен бути максимальним. По мірі проходження хлібної маси під барабаном цей зазор повинен зменшуватись,

Використовуючи залежність (3), побудовано графік залежності зміни маси порції хлібної маси від коефіцієнта просівної здатності підбарабання та кута обхвату підбарабання (рис. 2).

Аналіз графіка на рис. 2 показує, що зі збільшенням коефіцієнта просівної здатності процес обмолоту відбувається інтенсивніше.

При входженні хлібної маси в підбарабання сила нормального тиску на неї як зі сторони барабана, так і зі сторони підбарабання

а на виході хлібної маси з підбарабання він повинен бути найменшим, але таким щоб зусилля стиснення хлібної маси забезпечувало відділення зерна, що зменшилося в колосі, але воно не повинно перевищувати граничних зусиль руйнування зерна.

Виходячи з цього, зазор δ між виступами бичів і підбарабанням в секторі підбарабання повинен бути функцією кута φ , тобто $\delta=f(\varphi)$.

Залежність зазору між виступами бичів і підбарабанням від функції кута φ може бути описана лінійною, квадратичною, кубічною або іншими залежностями.

Визначено квадратичну залежність зміни зазору між бичами і підбарабанням від зміни кута φ (положення бичів над підбарабанням):

$$\delta = \delta_n + (\delta_0 - \delta_n) \cdot \left(\frac{\varphi_n - \varphi}{\varphi_n - \varphi_0} \right)^2. \quad (4)$$

При $\varphi = \varphi_0$, $\delta = \delta_0 = \delta_{\max}$, при $\varphi = \varphi_i$, $\delta = \delta_i$ і на виході з підбарабання при $\varphi = \varphi_n$, $\delta = \delta_n = \delta_{\min}$. Тут $n+1$ – кількість бичів, що перебувають в секторі підбарабання.

Запишемо рівняння руху порції хлібної маси:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \sum_{i=1}^n M_{oi}, \quad (5)$$

де M_{oi} – момент від i -ої ($i=1 \dots n$) сили відносно осі обертання барабана O , що діє на порцію хлібної маси; n – кількість сил, що діють на порцію хлібної маси.

Сумарний момент опору від тертя бичів з хлібною масою визначається залежністю:

$$M_{\sigma} = \sum_{i=0}^n F_{\delta_i} \cdot \frac{D}{2} = \sum_{i=0}^n c_i(\delta_i)(h_0 - \delta_i) \cdot b \cdot l \cdot f_{\sigma} \cdot R \quad (6)$$

де c_i – коефіцієнт об'ємної жорсткості хлібної маси, який залежить від величини стиснення хлібної маси і визначається експериментально; b – ширина бича; l – довжина бича (барабана); h_0 – товщина потоку хлібної маси на вході в молотильний апарат; δ_i – величина зазору між i -им ($i=1, 2, \dots, n$) бичом та підбарабанням; f_{σ} – коефіцієнт тертя між хлібною масою і бичами барабана; R – радіус молотильного барабана.

Підставивши в рівняння (5) усі сили, що діють на порцію хліба і взявши похідну від виразу (1), отримали диференціальне рівняння руху порції хліба:

$$\begin{aligned} & \frac{m_0}{K_c + K_s} \cdot \left[K_c + K_s \cdot e^{-a(\varphi - \varphi_0)} \right] \cdot \left[R \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \omega^2 \cdot f_n \cdot R + g \cdot (f_n \cdot \sin(\varphi) - \cos(\varphi)) \right] + \\ & + (f_n - f_{\sigma}) \cdot c(\varphi) \cdot b \cdot l \cdot \left(h_0 - \delta_n - (\delta_0 - \delta_n) \cdot \left(\frac{\varphi_n - \varphi}{\varphi_n - \varphi_0} \right)^2 \right) - \\ & - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{m_0 \cdot K_s \cdot a}{K_c + K_s} \cdot e^{-a(\varphi - \varphi_0)} \right) \cdot R \cdot \omega^2 = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

За допомогою пакету Mathematica 9.0 для початкових умов руху $\varphi = \varphi_0$ і $\omega = \omega_0$ розв'язано рівняння (7) та побудовано графік залежності кутової швидкості порції хлібної маси відносно кута повороту барабана (рис. 3).

З отриманих графіків видно, що при постійній кутовій швидкості барабана, кутова швидкість хлібної маси в підбарабанні зростає за параболічним законом і не досягає швидкості барабана.

Для визначення закону руху барабана розглянуто всі сили, що на нього діють (рис. 4). Серед цих сил потрібно виділити: силу тяжіння барабана – G , реакції опори 0 вісі обертання барабана – X_0 і Y_0 , сили нормальних реакцій зі сторони хлібної маси, що діють на бичі барабана – N_{δ_i} ($i=1,2,\dots,n$, де n – кількість бичів, що взаємодіють з хлібною масою в підбарабанні), F_{δ_i} – сили тертя, що діють зі сторони хлібної маси на бичі барабана ($i=0, 1, 2, \dots, n$) (рис. 1), момент сил тертя в підшипниках опор вісі барабана – M_{on} .

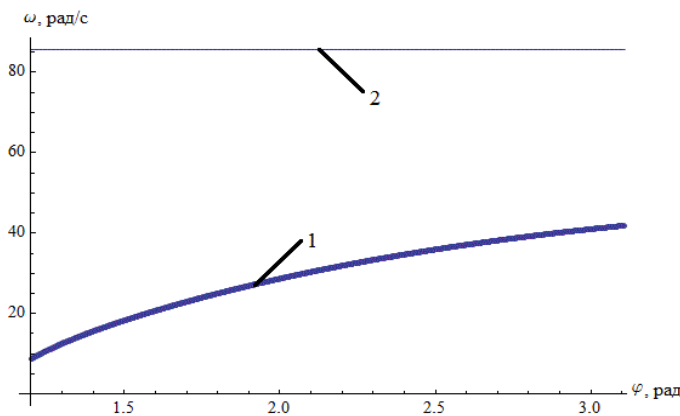


Рис. 3. Графік залежності кутової швидкості: 1 – порції хлібної маси (культура – пшениця); 2 – молотильного барабана від кута повороту барабана.

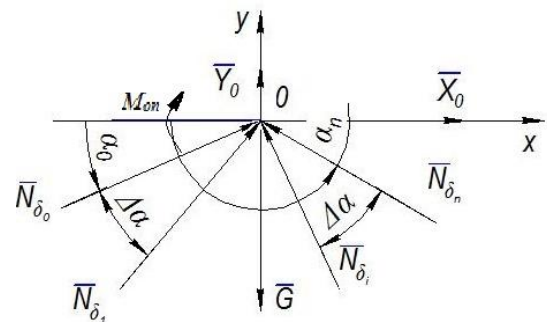


Рис. 4. Схема сил, що діють в центрі молотильного барабана

Для дослідження динаміки руху молотильного барабана розглянуто два етапи його роботи: перший – вмикання диска зчеплення муфти; другий – повне

зчеплення вала ДВЗ і диска зчеплення.

На першому етапі динамічна модель руху системи ДВЗ–молотильний барабан матиме такий вигляд (рис. 5).

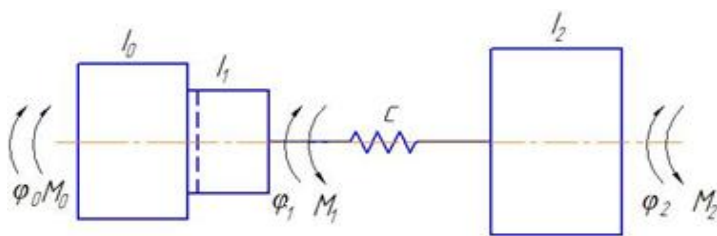


Рис. 5. Динамічна модель руху системи на першому етапі

опору на барабані, зведений до вісі двигуна.

Складено рівняння динамічної рівноваги ланок моделі:

На рис. 5: φ_0 , φ_1 , φ_2 – кутові координати вала ДВЗ, диска зчеплення муфти та молотильного барабана відповідно, зведені до вісі ДВЗ; M_0 – момент на валу двигуна M_1 – момент, що діє на диск зчеплення; M_2 – момент сил

$$\begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 + M_n \cdot \frac{\dot{\varphi}_0}{\omega_0 - \omega_n} = M_n \cdot \frac{\omega_0}{\omega_0 - \omega_n} - \mu \cdot t; \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = \mu \cdot t - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_2, \end{cases} \quad (8)$$

де M_n – номінальний момент на валу двигуна; ω_n – номінальна кутова швидкість валу двигуна внутрішнього згорання; ω_0 – кутова швидкість валу двигуна внутрішнього згорання без навантаження; $\dot{\varphi}_0$ – кутова швидкість валу двигуна в довільний момент часу; $\ddot{\varphi}_0$, $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$ – кутові прискорення відповідно валу двигуна, диска муфти зчеплення і молотильного барабана, зведені до валу двигуна; $\mu = M_n/t_n$ – швидкість зміни моменту зчеплення; t_n – час, за який момент зчеплення досягне значення M_n ; c – зведена до валу двигуна крутильна жорсткість приводу; I_0 , I_1 , I_2 – моменти інерції відповідно валу двигуна, диска муфти зчеплення і молотильного барабана, зведені до валу двигуна.

Розв'язавши систему (8), отримали залежності кутової швидкості валу ДВЗ, диска муфти зчеплення та молотильного барабана:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_0 &= \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \cdot (1 - a \cdot t - e^{-at}); \\ \dot{\varphi}_1 &= \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\frac{1}{k} \cdot \left(-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot (\cos kt - 1) \right) + \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[-M_2 \cdot k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \mu \cdot \cos kt \right] + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)} \right) \right]; \quad (9) \\ \dot{\varphi}_2 &= \frac{1}{k \cdot (I_1 + I_2)} \cdot \left[-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot \cos kt \right] + \frac{1}{2 \cdot (I_1 + I_2)} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t), \end{aligned}$$

$$\text{де } k = \sqrt{\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \cdot c}; \quad a = \frac{M_n}{I_0 \cdot (\omega_0 - \omega_n)}.$$

Повне зчеплення валу двигуна і муфти диска зчеплення буде мати місце в той момент часу t_k , коли швидкість валу двигуна $\dot{\varphi}_0$ стане рівною зі швидкістю диска муфти зчеплення $\dot{\varphi}_1$, тобто $\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_1$:

$$\begin{aligned} \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\frac{1}{k} \cdot \left(-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot (\cos kt - 1) \right) + \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t) - \right. \\ \left. - \frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[-M_2 \cdot k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \mu \cdot \cos kt \right] + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)} \right) \right] = \\ = \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \cdot (1 - a \cdot t - e^{-at}). \end{aligned} \quad (10)$$

Розв'язавши рівняння (10), знайдемо момент часу $t = t_k$.

На другому етапі розглядається двомасова модель, в якій $I_{01} = I_0 + I_1$. На основі двомасової динамічної моделі складено рівняння руху:

$$\begin{cases} I_{01} \cdot \dot{\varphi}_1 = M_0 - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \cdot \dot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_2. \end{cases} \quad (11)$$

Початкові умови руху другого етапу є кінцевими умовами першого етапу:

$$t=t_k: \varphi_1 = \varphi_{1k}; \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{1k}; \varphi_2 = \varphi_{2k}; \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_{2k}. \quad (12)$$

Розв'язавши систему (11), отримаємо залежності кутової швидкості валу ДВЗ з диском зчеплення та молотильного барабана:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_2 &= E_1 + E_2 \cdot k \cdot \cos kt - E_3 \cdot k \cdot \sin kt + \frac{M_0 - M_2}{k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c \cdot t; \\ \dot{\varphi}_1 &= E_1 + \frac{k \cdot (c - I_2 \cdot k^2)}{c} \cdot (E_2 \cdot \cos kt - E_3 \cdot \sin kt), \end{aligned} \quad (13)$$

$$\text{де } E_1 = \frac{c}{I_2 \cdot k^2} \cdot (\dot{\varphi}_{1k} - \dot{\varphi}_{2k}) + \dot{\varphi}_{2k};$$

$$E_2 = \frac{c}{I_2 \cdot k^3} \cdot ((\varphi_{2k} - \varphi_{1k}) \cdot k \cdot \sin kt_k + (\dot{\varphi}_{2k} - \dot{\varphi}_{1k}) \cdot \cos kt_k) + \frac{I_2 \cdot M_2}{k^2};$$

$$E_3 = \frac{c}{I_2 \cdot k^3} \cdot ((\varphi_{2k} - \varphi_{1k}) \cdot k \cdot \cos kt_k + (\dot{\varphi}_{2k} - \dot{\varphi}_{1k}) \cdot \sin kt_k) + \frac{I_2 \cdot M_2}{k^2}.$$

Використовуючи залежності (9) та (13), з урахуванням розв'язку рівняння (10), побудовано графіки кутової швидкості валу ДВЗ, диска зчеплення та молотильного барабана (рис. 6 а, б):

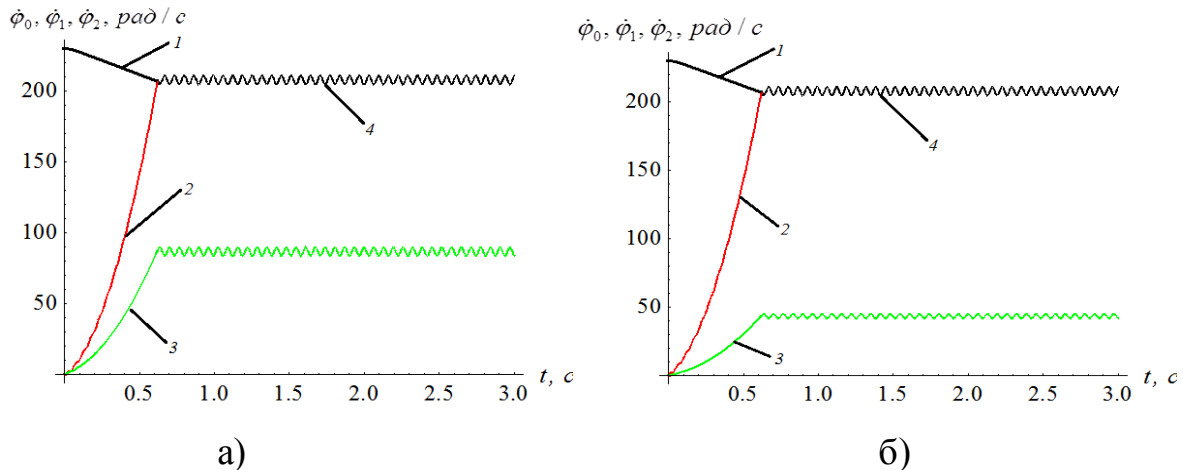


Рис. 6. Графік зміни кутових швидкостей: 1 – валу ДВЗ, 2 – диска муфти зчеплення, 3 – молотильного барабана; 4 – валу ДВЗ та диска муфти зчеплення на першому та другому етапах руху (а – для культур, що важко піддаються обмолоту; б – для культур, що легко піддаються обмолоту).

Аналіз графіків свідчить, що на усталеному режимі руху молотильного барабана присутні коливання кутової швидкості як молотильного барабана, так і валу ДВЗ з диском зчеплення.

Для аналізу впливу таких параметрів, як момент інерції молотильного барабана та муфти зчеплення на функціонування системи ДВЗ-молотильний барабан за допомогою пакету Mathematica 9.0 побудовано графік зміни пружного моменту $M_{np} = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_0)$ (рис. 7). Аналіз графіка на рис. 7 свідчить, що при значеннях $I_1 = 2,75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та $I_2 = 2,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, значення пружного моменту буде найменшим і становитиме $M_{np} = 715 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

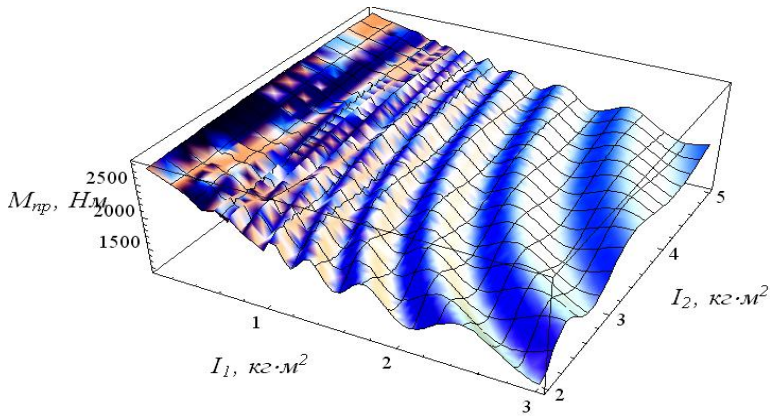


Рис. 7. Графік зміни пружного моменту

повороту валу навколо центру мас. Розглянемо випадок, коли нерівноважена маса розміщена лише на одному бичі (рис. 8).

Рівняння коливань системи запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} + (C_1 + C_2) \cdot x + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot \varphi = 0; \\ I \cdot \ddot{\varphi} + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot x + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) \cdot \varphi + \beta \cdot \dot{\varphi} = m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a \cdot \cos(\omega \cdot t), \end{cases} \quad (14)$$

де m – маса барабану; x – вертикальне переміщення центра мас барабану; φ – кут відхилення вісі барабана від горизонталі; C_1, C_2 – жорсткості лівої та правої пружних опор барабана; l_1, l_2 – відстані від точки центру мас барабану до лівої і правої опор, відповідно; β – приведений коефіцієнт затухання коливань кута φ ; I – момент інерції барабана відносно вісі, яка проходить через його центр маси; ω – кутова швидкість обертання барабана; $m_1 \cdot \rho_1$ – статичний

момент приведеної маси відносно вісі обертання барабана; $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$ – кутова

швидкість відхилення вісі барабана від горизонталі; $\ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – відповідно

прискорення; a – відстань між площиною нерівноваженої маси і площиною центру мас; t – час.

Під час роботи на бичах налипає маса рослинних решток та пилу, яка призводить до незбалансованості молотильного барабана. У якості узагальнених координат, які визначають положення молотильного барабана при коливаннях, приймаємо вертикальне переміщення x центра мас молотильного барабана й кут відхилення осі барабана від горизонталі φ

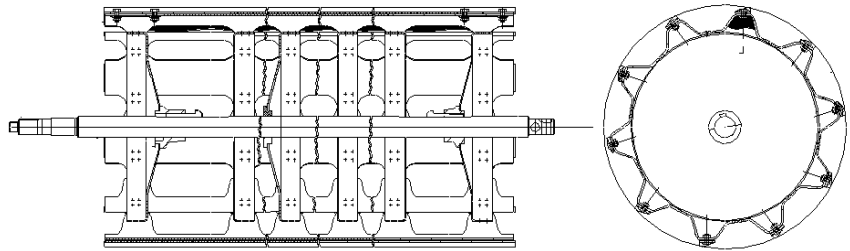


Рис. 8. Загальна схема нерівноваженого молотильного барабан

Розв'язавши систему (14), отримали залежності зміни x , x_1 , x_2 та φ , коли $t \rightarrow \infty$:

$$\begin{aligned} x &= x_0 \cdot \cos(\omega t); \varphi = \varphi_0 \cdot \cos(\omega t); \\ x_1 &= x + l_1 \cdot \varphi; x_2 = x - l_2 \cdot \varphi, \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{де } \varphi_0 = \frac{m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a}{\left[I \cdot (-\omega^2) + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} \right]};$$

$$x_0 = \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a}{(m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)) \cdot \left[I \cdot (-\omega^2) + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} \right]}.$$

На основі приведених формул (15) побудовані графіки зміни вертикального переміщення лівої опори для зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» з параметрами: $I=13,64 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $m=200 \text{ кг}$, $\rho_1=0,3 \text{ м}$; $\omega=85,7 \text{ рад/с}$, $m_1=1 \text{ кг}$ (рис. 10).

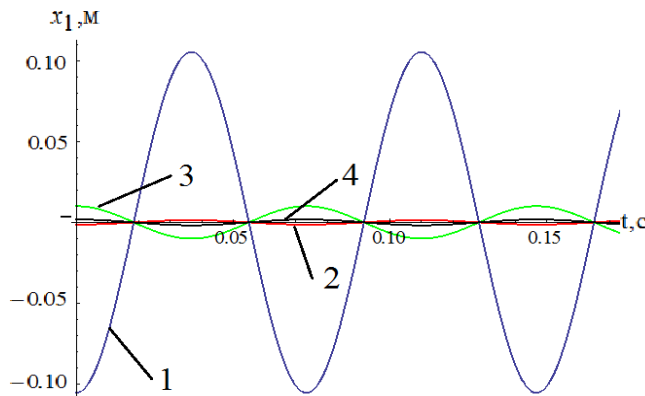


Рис. 9. Графік зміни вертикального переміщення лівої опори молотильного барабана від часу в залежності від зміни її жорсткості (1 – коефіцієнт жорсткості 88000 Н/м, 2 – 10000 Н/м, 3 – 100000 Н/м, 4 – 150000 Н/м)

допомогою пакету Mathematica 9.0, було визначено максимальне зусилля, яке діє в опорах молотильно-сепаруючого пристрою та побудовано графік його залежності від коефіцієнта жорсткості опор (рис. 10).

Аналізуючи даний графік, можна зауважити, що небезпечним для конструкції є коефіцієнт жорсткості опор – 88000 Н/м, адже при даному значенні виникатиме явище резонансу.

Аналіз графіків на рис. 9 показує, що при коефіцієнті жорсткості опор 88000 Н/м, амплітуди коливань вертикального переміщення лівої та правої опор молотильного барабана зернозбирального комбайну досягають максимальних значень. При зменшенні та збільшенні коефіцієнта жорсткості опор від даного значення амплітуда коливань зменшується.

Для дослідження впливу коефіцієнта жорсткості опор, за

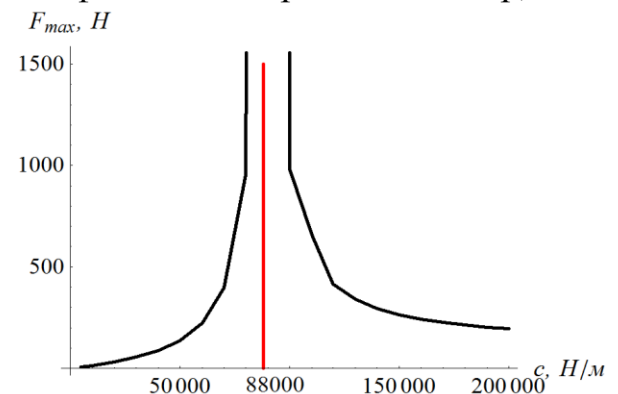


Рис. 10. Графік залежності максимального зусилля, яке діє в опорах від коефіцієнта жорсткості опор

У третьому розділі «Програма і методика експериментальних досліджень» викладено програму та методику експериментальних досліджень для визначення просівної здатності підбарабання та для дослідження незбалансованості молотильного барабана.

Програмою передбачається визначення просівної здатності підбарабання та визначення параметрів руху незбалансованого та умовно збалансованого молотильного барабана зернозбирального комбайна.

Згідно з метою та програмою досліджень поставлено такі задачі:

- визначити коефіцієнт просівної здатності підбарабання для сої та ячменю;
- дослідити вплив неврівноваженості молотильного барабана на коливання кутової швидкості молотильного барабана та прискорення опор корпусу зернозбирального комбайна.

Експериментальні дослідження проводились на зернозбиральному комбайні КЗС-9-1 «Славутич».

Для дослідження просівної здатності підбарабання встановлювалися під підбарабанням лотки, розбиті на секції (рис. 11). Це дало змогу дослідити просівну здатність підбарабання при різних кутах обхвату підбарабання.



Рис. 11. Встановлення лотків під підбарабанням для відбору проб

Метою проведення експериментів для встановлення впливу неврівноваженості молотильного барабана на його роботу є дослідження характеру зміни коливань молотильного барабана при його незбалансованості, за рахунок налипання на його підбичниках неврівноваженої маси (зерна, рослинних решток, пилу та ґрунту), а також при відсутності незбалансованої маси. Порівняльний аналіз отриманих експериментальних даних дав змогу встановити ефективність збалансування молотильного барабана під час його роботи.

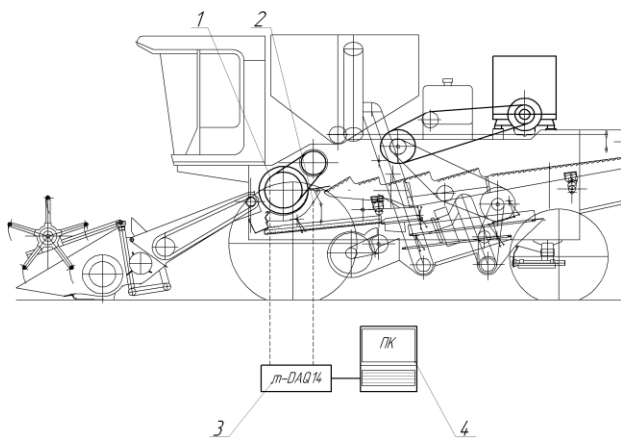


Рис. 12. Схема розміщення датчиків

Всі експериментальні дослідження проводилися в два етапи. Під час першого етапу досліджувалась робота молотильного барабана з розміщеною на ній незрівноваженою масою. Дослідження проводилися на зернозбиральному комбайні після збору зернових культур. Після його експлуатації на підбичниках була налипла неврівноважена маса.

Перед проведенням другого етапу експериментальних досліджень молотильний барабан був очищений від неврівноваженої маси. Під час

другого етапу були використані тіж датчики, що й під час першого етапу.

Для проведення експериментальних досліджень розроблена схема розміщення датчиків (рис. 12), яка складається з встановлених на зернозбиральному комбайні: 1 – лінійного енкодера ENC Autonics; 2 – датчика прискорення; 3 – пристрою для збору даних mDAQ-14; 4 – персонального комп'ютера.

Для вимірювання лінійного переміщення використовується енкодер ENC фірми Autonics. Датчик лінійний енкодер ENC Autonics 1 встановлювався на зернозбиральному комбайні так, щоб колесо датчика вільно перекочувалося по пасу, який дотикається до шківів, що розміщений на валу молотильного барабана (рис. 13).

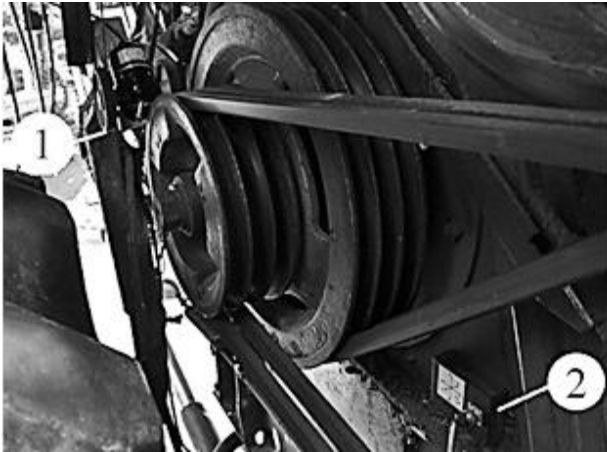


Рис. 13. Зовнішній вигляд встановлення датчиків (1 – лінійного енкодера ENC Autonics; 2 – датчика прискорення)

Вимірювання прискорень виконувалося за допомогою акселерометра, який має три канали, що відповідають трьом вісям декартової системи координат. Датчики прискорення 2 встановлювалися на боковинах зернозбиральних комбайнів в зоні розташування молотильно-сепаруючого пристрою (рис. 13).

Весь зібраний масив експериментальних даних оброблявся і аналізувався у середовищі програмного забезпечення Wolfram Mathematica 9.0 та Statistica 7.0.

У четвертому розділі «**Результати експериментальних досліджень**» викладено результати експериментальних досліджень та аналіз отриманих даних.

У ході експериментів проведено дві серії досліджень – для визначення просівної здатності підбарабання та впливу неврівноваженості молотильного барабана на його роботу.

Визначено математичні залежності (16) для культури соя та (17) для культури ячмінь коефіцієнта просівної здатності підбарабання від кодованих параметрів: x – швидкість руху комбайна, км/год; y – кут обхвату підбарабання (φ , рад):

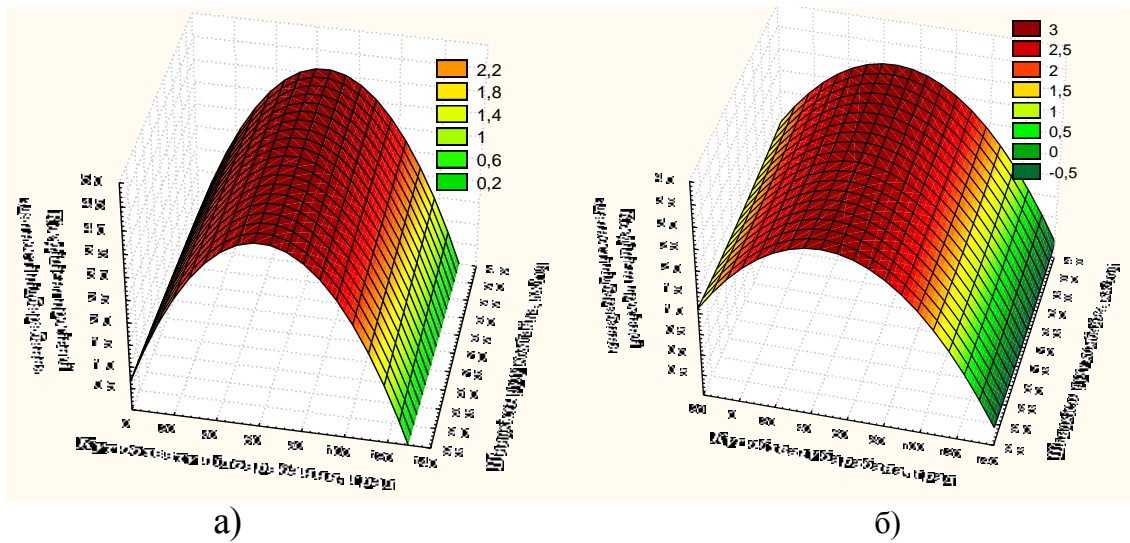
$$z = 0,2227 + 0,0817 \cdot x + 0,1155 \cdot y - 0,0037 \cdot x^2 - 0,0006 \cdot x \cdot y - 0,0009 \cdot y^2; \quad (16)$$

$$z = 2,8886 - 0,2145 \cdot x + 0,0357 \cdot y + 0,0133 \cdot x^2 + 0,0003 \cdot x \cdot y - 0,0004 \cdot y^2. \quad (17)$$

Результати проведення досліджень, а саме поверхні відгуку, таких чинників, як швидкість руху зернозбирального комбайна та кут обхвату підбарабання зображено на рис. 14.

З аналізу графіків на рис. 14 видно, що виділення зерна найефективнішим є при куті обхвату підбарабання $40\text{--}80^\circ$ як для сої, так і для ячменю. Причому така ефективність просіювання зберігається для всіх швидкостей руху зернозбирального комбайна. Коефіцієнт просівної здатності при даних кутах є

найбільшим і становить від 3 до 5, а це свідчить, що в даній зоні процес обмолоту відбувається найефективніше.



а)

б)

Рис. 14. Графік залежності зміни коефіцієнта просівної здатності підбарання від кута обхвату підбарання та швидкості руху зернозбирального комбайна для культури соя (а) та ячмінь (б)

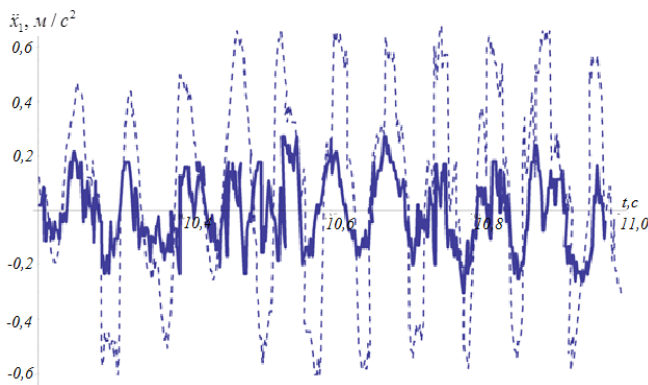


Рис. 15. Графіки порівняння експериментальних даних прискорення лівої опори молотильного барабана

прискорення корпусу зернозбирального комбайна (рис. 15). Пунктирна лінія відображає функції при незбалансованому молотильному барабані, суцільна – відповідні функції при умовно збалансованому. Експериментальними дослідженнями встановлено, що коливання прискорення лівої опори менші в 2,9 раза при умовно збалансованому молотильному барабані в порівнянні з незбалансованим барабаном (рис. 15).

Для порівняння експериментальних даних з теоретичними побудовано графіки кутової швидкості молотильного барабана зернозбирального комбайна. На рис. 16 лінія зеленого кольору відображає функцію кутової швидкості молотильного барабана одержану теоретично; лінія чорного кольору відображає кутову швидкість незбалансованого молотильного барабана, одержану експериментально; лінія червоного кольору відображає кутову

Для підтвердження адекватності отриманих у другому розділі теоретичних даних динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна проведено експериментальні дослідження за умови незбалансованості молотильного барабана та умовної збалансованості молотильного барабана.

Для порівняння експериментальних даних збалансованого та незбалансованого барабанів побудовано графіки

швидкість умовно збалансованого молотильного барабана, одержану експериментально.

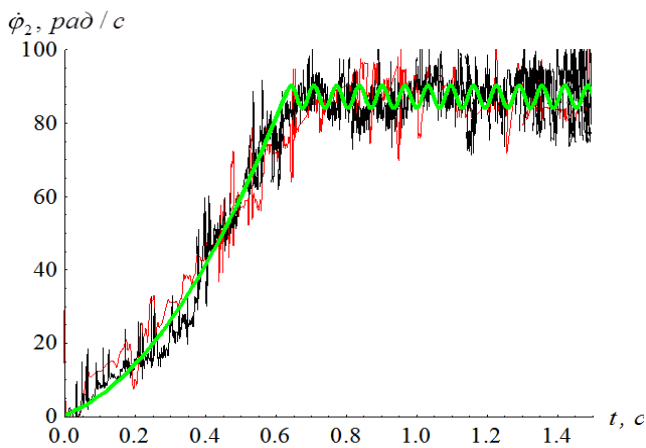


Рис. 16. Графік порівняння теоретичних та експериментальних даних кутової швидкості молотильного барабана

кутової швидкості молотильного барабана менші в 1,6 раза при умовно збалансованому молотильному барабані в порівнянні з незбалансованим барабаном (рис. 16).

У п'ятому розділі «Конструктивні вдосконалення та обґрунтування підвищення довговічності молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна» розроблено рекомендації з удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна.

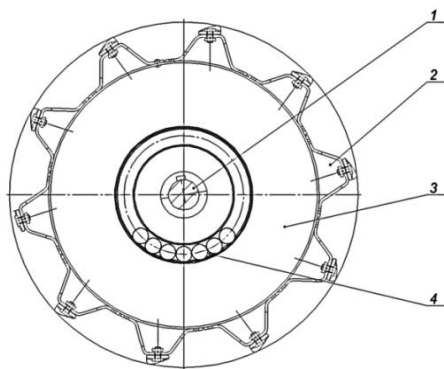


Рис. 17. Загальний вигляд молотильного барабана з автобалансирами вид зліва

молотильний барабан. При обмолоті виникає дисбаланс молотильного барабана зернозбирального комбайна, який діє на вал із певною відцентровою силою, зрівноважуючі автобалансири діють на вал із відцентровими силами, які зрівноважують молотильний барабан.

Аналізуючи отримані графіки, можна зробити висновок, що обрана математична модель динаміки руху молотильного барабана відповідає характеру зміни кутової швидкості молотильного барабана, отриманої експериментально.

Порівнюючи графіки на рис. 16 видно, що при реальному режимі роботи молотильний барабан виходить на усталену швидкість за 0,7 с, що підтверджують як теоретичні, так і експериментальні результати досліджень.

Експериментальні дослідження також свідчать, що коливання

Розроблено конструкцію (рис. 17), в основу якої покладено завдання виключення дисбалансу молотильного барабана, завдяки чому підвищується надійність та покращується якість обмолоту.

Молотильний барабан зернозбирального комбайна з автобалансирами складається з вала обертання 1, молотильного барабана 2, насадженого на вал обертання 1, крайніх дисків 3 та автобалансирів 4. Автобалансири зрівноважують молотильний барабан, а саме корегуючі вантажі (кульки) на критичній швидкості обертання барабана самі займають положення, в якому зрівноважують

Обчислено, що при збалансуванні молотильного барабана під час роботи збільшується наробіток на відмову вітчизняного зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» на 28,8 %, тобто складе 13 мотогод.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведено теоретичне обґрунтування та вирішення науково практичної задачі, що ґрунтується на обґрунтуванні параметрів молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна на основі дослідження динаміки руху молотильного барабана та дослідження неврівноваженості молотильного барабана, що у свою чергу, дає змогу знизити коливання молотильного барабана і, як наслідок, покращити надійність роботи молотильно-сепаруючого пристрою.

1. Здійснено теоретичне дослідження та розроблено модель руху технологічної маси в молотильному зазорі. У рамках цієї моделі встановлено залежності: зазору між виступами бичів і підбарабанням від функції кута φ та сумарного моменту опору від тертя бичів з хлібною масою. Визначено закон руху порції хлібної маси. Наведено графік залежності кутової швидкості порції хлібної маси (культура – пшениця) від кута повороту барабана. Встановлено, що кутова швидкість порції хлібної маси зростає з проходженням її в молотильному зазорі і на виході є найбільшою та становить 42 рад/с для культури пшениця, що в 2,04 раза менше кутової швидкості молотильного барабана.

2. Розроблено математичну модель динаміки руху молотильного барабана, в якій за узагальнюючі координати прийнято кутові координати валу ДВЗ, диска муфти та молотильного барабана. Розв'язано математичну модель для двох етапів: з'єднання валу ДВЗ та валу пасової передачі привода молотильного барабана (даний етап триває 0,6...0,7 с); повне зчеплення валу ДВЗ і диска зчеплення. Наведено кінематичні характеристики молотильного барабана, диска муфти зчеплення та валу ДВЗ на для двох етапів руху. Встановлено вплив моментів інерції муфти зчеплення та молотильного барабана на значення максимального пружного моменту. При значеннях $I_1 = 2,75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та $I_2 = 2,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, величина пружного моменту буде найменшою і становитиме $M_{np} = 715 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3. На підставі результатів аналізу конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв та технологічного процесу обмолоту обґрунтовано доцільність збалансування молотильного барабана під час його роботи.

4. Досліджено вплив неврівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання. Встановлено, що при коефіцієнті жорсткості опор 88000 Н/м, амплітуди коливань кута повороту корпусу барабана навколо центру мас, зміни вертикального переміщення центру мас барабану та вертикального переміщення лівої та правої опор зернозбирального комбайну досягають максимальних значень. При даному значенні коефіцієнта жорсткості опор виникатиме явище резонансу, яке є небажаним, адже призводить до руйнування конструкції. При коефіцієнті

жорсткості 10000 Н/м амплітуда коливань вертикального переміщення становить 0,001 м. Дане значення коефіцієнта жорсткості опор досягається за допомогою підпружинених опор молотильного барабана.

5. Експериментальними дослідженнями встановлено характер зміни коефіцієнта просівної здатності підбарабання та від кута обхвату підбарабання та швидкості руху зернозбирального комбайна. Дослідження проводилися на таких культурах, як соя та ячмінь. Встановлено, що при куті обхвату підбарабання 40–80°, коефіцієнт просівної здатності є найбільшим і становить від 3 до 5, а це свідчить, що в даній зоні процес обмолоту відбувається найефективніше.

6. Експериментальними дослідженнями підтверджено адекватність математичної моделі коливань молотильного барабана. Відхилення теоретичних даних від експериментальних знаходяться в межах 18,7...26,4%. Також експериментальними дослідженнями встановлено, що коливання прискорення лівої та правої опор менші в 2,9 раза при умовно збалансованому молотильному барабані у порівнянні з незбалансованим барабаном.

7. Обрана математична та динамічна моделі руху молотильного барабана відповідає характеру зміни кутової швидкості молотильного барабана, отриманої експериментально. При реальному режимі роботи молотильний барабан виходить на усталену швидкість за 0,7 с. Це підтверджують як теоретичні, так і експериментальні дослідження. Також встановлено, що коливання кутової швидкості молотильного барабана менші в 1,6 раза при умовно збалансованому молотильному барабані в порівнянні з незбалансованим барабаном.

8. На підставі отриманих в дисертації результатів теоретичних та експериментальних досліджень розроблено нову конструкцію молотильного барабана з автобалансирами. Новизна розробленої конструкції підтверджена двома патентами на корисну модель України. Збалансування молотильного барабана під час роботи дозволяє збільшити виробіток вітчизняного зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» на 28,8 %.

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях України:

1. Метод аналізу фрикційних автоколивань приводів механічних систем / [В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, **А. П. Ляшко**, Л. Б. Ткачук]. // Теорія і практика будівництва. – 2014. – Вип. 14. – С. 27–28. (*Здобувач обґрунтувала метод аналізу фрикційних автоколивань приводів механічних систем*).

2. Ловейкін В. С. Мехатронні системи управління обертаннями молотильного барабана зернозбирального комбайна: ідентифікація параметрів коливань приводу та їх лінійного регулятора зі зворотним зв'язком / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, **А. П. Ляшко** // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2015. – Вип. 156. – С. 341–348. (*Здобувач обґрунтувала використання мехатронних систем для управління обертанням молотильного барабана*).

3. Ловейкін В. С. Вплив неврівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, **А. П. Ляшко** // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2015. – Т. 79. – № 3. – С. 123–130. *(Здобувач обґрунтувала вплив неврівноваженості молотильного барабана на його роботу).*

*Статті у наукових фахових виданнях України,
включених до міжнародної наукометричної бази даних:*

4. Loveiken V. S. The crane's vibrating systems controllable by mechatronics' devices with magnetorheological fluid: the nonlinear mathematical model of behavior and optimization of work regimes / V. S. Loveiken, Yu. V. Chovniuk, **A. P. Liashko** // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2014. – Вип. 6. – С. 97–102. *(Здобувач обґрунтувала застосування мехатронних систем для керування вібраціями).*

5. Ловейкін В. С. Функціональна оптимізація режиму пуску молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, **А. П. Сачик (А. П. Ляшко)** // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – Ч. 1. – С. 147–155. *(Здобувач обґрунтувала оптимальні залежності пуску молотильного барабана).*

6. Ловейкін В. С. Дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, **А. П. Сачик (А. П. Ляшко)** // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – Ч. 2. – С. 57–63. *(Здобувач обґрунтувала розв'язання математичної моделі динаміки руху молотильного барабана для квадратичної та кубічної залежностей приводного моменту).*

7. Ловейкін В. С. Уточнена модель динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, **А. П. Ляшко** // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – Ч. 3. – С. 82–92. *(Здобувач обґрунтувала розв'язання математичної моделі динаміки руху молотильного барабана для квадратичної та кубічної залежностей приводного моменту).*

8. Ловейкін В. С. Визначення закону руху порції хлібної маси / В. С. Ловейкін, **А. П. Ляшко** // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2015. – Вип. 212. – Ч. 1. – С. 28–34. *(Здобувач визначила закон руху порції хлібної маси).*

Стаття у науковому виданні іншої держави

9. Lovejkin V. S. A unified approach for robust motion, position and force control of mechanical system with advanced mechatronics devices / V. S. Lovejkin, Yu. V. Chovnyuk, **A. P. Lyashko** // Motrol: Motorization and energetics in

agriculture. – 2015. – Том 17. – № 3. – Р. 91–104. *(Здобувач обґрунтувала підхід до управління механічними системами за допомогою мехатронних систем).*

Патенти:

10. Патент на корисну модель 98007 Україна, МПК, А01F 12/18 (2006.01). Молотильний барабан зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, **А. П. Ляшко**; заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u 2014 12457; заявл. 20.11.2014; опубл. 10.04.2014, Бюл. №7. *(Здобувач обґрунтувала застосування автобалансирів молотильного барабана).*

11. Патент на корисну модель 100380 Україна, МПК, А01F 12/18 (2006.01). Молотильний барабан зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, **А. П. Ляшко**; заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u 2015 00448; заявл. 21.01.2015; опубл. 27.07.2015, Бюл. №7. *(Здобувач обґрунтувала застосування автобалансирів молотильного барабана)*

Науковий твір:

12. Свідоцтво про реєстрацію авторських прав на твір № 59209. Моделі динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, **А. П. Ляшко**. *(Здобувач обґрунтувала використання математичної моделі для розрахунку динаміки руху молотильного барабана).*

Матеріали і тези наукових доповідей:

13. Сачик А. П. (Ляшко А. П.). Аналіз молотильних пристроїв зернозбиральних комбайнів / **А. П. Сачик (А. П. Ляшко)** // Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання: IV Всеукраїнська студентська науково-технічна конференція, м. Тернопіль, 19–20 квітня 2011 р.: тези доповідей / Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – 2011. – С. 165. *(Здобувач розглянула конструкції молотильно-сепаруючих пристроїв тангенціального типу).*

14. Сачик А. П. (А. П. Ляшко). Визначення коефіцієнта просівної здатності підбарабання / **А. П. Сачик (А. П. Ляшко)** // Актуальні задачі сучасних технологій: Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів, м. Тернопіль, 11–12 грудня 2013 р.: тези доповідей / Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – 2013. – С. 135. *(Здобувач проаналізувала результати експериментальних досліджень молотильного барабана по визначенню просівної здатності підбарабання).*

15. Ляшко А. П. Експериментальні дослідження по визначенню недомолоченого зерна в молотильно-сепаруючому пристрої / **А. П. Ляшко** // Інноваційний розвиток аграрної сфери: III-я міжнародна наукова конференція, м. Тернопіль, 19–21 березня 2015 р.: тези доповідей. – 2015. – С. 83–86. *(Здобувач проаналізувала результати експериментальних досліджень молотильного барабана).*

16. Ляшко А. П. Вплив неврівноваженості молотильного барабана на надійність роботи зернозбирального комбайна / А. П. Ляшко, В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк // Підвищення надійності машин і обладнання: IV Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих учених, м. Кіровоград, 15–17 квітня 2015 р.: тези доповідей / Кіровоградський національний технічний університет. – 2015. – С. 37–40. *(Здобувач вплив неврівноваженості молотильного барабана на його роботу).*

17. Ловейкін В. С. Аналіз конструкції молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, А. П. Ляшко // Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: Міжнародна науково-технічна конференція, м. Тернопіль, 19–21 травня 2015 р.: тези доповідей / Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – 2015. – С. 108–109. *(Здобувач розглянула переваги та недоліки молотильно-сепаруючих пристроїв тангенціального типу).*

АНОТАЦІЯ

Ляшко А. П. Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2016.

У дисертації наведено дослідження, спрямовані на збільшення терміну служби молотильно-сепаруючого пристрою, за рахунок зменшення коливань молотильного барабана.

Побудовано модель руху технологічної маси між барабаном та підбарабанням та встановлено залежності: зазору між виступами бичів і підбарабанням від функції кута φ та сумарного моменту опору від тертя бичів з хлібною масою. Визначено закон руху порції хлібної маси.

Розроблено динамічну та математичну модель руху молотильного барабана, в якій за узагальнюючі координати прийнято кутові координати валу ДВЗ, диска муфти та молотильного барабана. Розв'язано математичну модель для двох етапів: з'єднання валу ДВЗ та валу пасової передачі привода молотильного барабана; повне зчеплення валу ДВЗ і диска зчеплення. Наведено графіки зміни кутової швидкості молотильного барабана, диска муфти зчеплення та валу ДВЗ для двох етапів. Встановлено вплив моментів інерції муфти зчеплення та молотильного барабана на значення максимального пружного моменту.

Досліджено вплив неврівноваженості молотильного барабана на коливання лівої та правої опор молотильного барабана та на кутову швидкість молотильного барабана.

На підставі результатів досліджень запропоновано рекомендації з удосконалення конструкції молотильного барабана, захищених патентом на корисну модель.

Ключові слова: молотильно-сепаруючий пристрій, молотильний барабан, рівняння руху, кутова швидкість, неврівноваженість, динамічна модель.

АННОТАЦІЯ

Ляшко А. П. Обоснование параметров молотильно-сепарирующего устройства тангенциального типа зерноуборочного комбайна. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, 2016.

В диссертации приведены исследования, направленные на увеличение срока службы молотильно-сепарирующего устройства, за счет уменьшения колебаний молотильного барабана.

Проанализированы конструкции молотильно-сепарирующих устройств современных зерноуборочных комбайнов и определено их недостатки и достоинства.

Построена модель движения технологической массы между барабаном и подбарабаньем. В рамках этой модели установлены зависимости: зазора между выступлениями бичей и подбарабаньем от функции угла φ и суммарного момента сопротивления от трения бичей с хлебной массой. Выведенная зависимость суммарного момента сопротивления использовалась для последующих расчетов динамики движения молотильного барабана. Определен закон движения порции хлебной массы. Установлено, что угловая скорость порции хлебной массы с прохождением в молотильном зазоре вырастает, но не достигает угловой скорости молотильного барабана зерноуборочного комбайна.

Разработана динамическая и математическая модели движения молотильного барабана, в которой за обобщающие координаты принято угловые координаты вала двигателя внутреннего сгорания (ДВС), диска муфты сцепления и молотильного барабана. Решена математическая модель для двух этапов: соединение вала ДВС и вала ременной передачи привода молотильного барабана; полное сцепление вала ДВС и диска сцепления. Приведены графики изменения угловой скорости молотильного барабана, диска муфты сцепления и вала ДВС для двух этапов. Установлено влияние моментов инерции муфты сцепления и молотильного барабана на значение максимального упругого момента. Так при значениях $I_1 = 2,75 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и $I_2 = 2,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, значение упругого момента будет наименьшим и составит $M_{np} = 715 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Исследовано влияние неуравновешенности молотильного барабана на колебания левой и правой опор молотильного барабана и на угловую скорость молотильного барабана. Установлено, что при коэффициенте жесткости опор 88000 Н/м , амплитуды колебаний: угла поворота корпуса барабана вокруг центра масс, изменения вертикального перемещения центра масс барабана и

вертикального перемещения левой и правой опор молотильного барабана достигают максимальных значений. При данном значении коэффициента жесткости опор возникает явление резонанса, которое является нежелательным, ведь приводит к разрушению конструкции. При этом при коэффициенте жесткости 10000 Н/м, амплитуда колебаний вертикального перемещения – минимальная. Данное значение коэффициента жесткости опор достигается с помощью подпружиненных опор молотильного барабана.

Разработаны программы экспериментальных исследований для определения просеивной способности подбарабанья (на примере ячменя, сои) и для исследования вибрации молотильного барабана. А также подобрано измерительно-регистрирующее оборудование для определения основных параметров.

Экспериментальными исследованиями установлено характер изменения коэффициента просеивной способности подбарабанья от угла охвата подбарабанья и скорости движения комбайна.

Выделение зерна эффективным является при угле охвата подбарабанья 40–80° как для сои, так и для ячменя. Причем такая эффективность просеивания сохраняется для всех скоростей движения зерноуборочного комбайна. Коэффициент просеивной способности при данных углах охвата подбарабанья является самым большим и составляет от 3 до 5, а это свидетельствует, что в данной зоне процесс обмолота происходит наиболее эффективно.

Определено, что выбранная математическая модель и динамическая модель движения молотильного барабана соответствует характеру изменения угловой скорости молотильного барабана, полученной экспериментально.

Экспериментальными исследованиями установлено, что колебания ускорения левой и правой опор меньше в 2,9 раза при условно сбалансированном молотильном барабане по сравнению с несбалансированным барабаном, колебания угловой скорости молотильного барабана меньше в 1,6. Также установлено, что при реальном режиме работы молотильный барабан выходит на устойчивую скорость 0,7 с.

На основании полученных в диссертации результатов теоретических и экспериментальных исследований разработана новая конструкция молотильного барабана с автобалансиром.

При обмолоте возникает дисбаланс молотильного барабана зерноуборочного комбайна, за счет налипания на бичах или подбичниках неуравновешенной массы (растительных частиц, пыли, зерна). Дисбаланс действует на вал с определенной центробежной силой, а уравновешивающие автобалансиры действуют на вал с центробежными силами, которые уравновешивают молотильный барабан. Приведены рекомендации размеров радиуса шариков автобалансиров в соответствии с неуравновешенной массой.

Установлено, что сбалансирование молотильного барабана во время работы позволяет увеличить количество циклов нагрузки к разрушению металлоконструкции молотильно-сепарирующего устройства и соответственно увеличить наработку до отказа отечественного зерноуборочного комбайна КЗС-9-1 «Славутич» на 28,8%.

Ключевые слова: молотильно-сепарирующее устройство, молотильный барабана, уравнение движения, угловая скорость, неуравновешенность, динамическая модель.

ANNOTATION

Liashko A. P. Substantiation parameters of thresher of tangential type in grainharvester combine. – Manuscript.

Thesis for degree of candidate of technical science in specialty 05.05.11 – machinery and mean of mechanization of agricultural production. – National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, 2016.

The thesis presented in researched aimed to improve working time of the threshing and separating device by reducing oscillations of threshing drum.

A motion model of technological mass between the drum and concave was presented. Also the functions to the concave gap of the angle φ and the torque of friction were established. The motion law of grains mass' portion was developed.

The dynamic and mathematical model of threshing drums motion was developed. In this model generalized coordinates were accepted angle coordinates of the shaft internal combustion engine, shaft coupling and the threshing drum. The mathematical model was solved for two steps of work threshing drum. The graphics of change in rate of the shaft internal combustion engine, the shaft coupling and the threshing drum were presented.

The influence of the inertia' moment of the muff and threshing drum on the value of the maximum elastic moment was determined.

The analysis effect of the threshing drum imbalance for oscillations of left and right supports was conducted.

Recommendations on improving the design of threshing drum are suggested. Its are protected by two patents of Ukraine for inventions and utility models.

Key words: threshing and separating device, threshing drum, equation of motion, angular speed, unbalance, dynamic model.