

# ВІСНИК

Житомирського національного  
агроекологічного університету



№ 2 (45), т. 4, ч. I  
2014

Науково-теоретичний збірник

останні будуть розповсюджуватись у відповідних періодично структурованих середовищах.

### Література

1. Mead D. J. Wave propagation in continuous periodic structures: research contributions from Southampton, 1964-1995 / D. J. Mead // J. Sound and Vibr. – 1996. – Vol. 190, N3. –P. 495–524.
2. Куценко А. Г. Поширення хвиль в балках, закріплених періодичним чином /А. Г. Куценко // Вісн. Київського університету. Сер. фіз.-мат. наук. – 1997. – № 3. – С. 69–76.
3. Гахов Ф. Д. Уравнения типа свертки / Ф. Д. Гахов, Ю. И. Черский. – М. : Наука, 1978. – 296 с.
4. Деч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и Z-преобразования / Г. Деч. – М. : Наука, 1971. – 288 с.
5. Брычков Ю. А. Интегралы и ряды: в 3 т. / Ю. А. Брычков, А. П. Прудников, О. А. Маричев – М. : Наука, 1983, Т.2: Специальные функции. – 752 с.
6. Грандштейн М. С. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений / М. С. Грандштейн, И. М. Рыжик – М. : Физматгиз, 1986. – 1100 с.

УДК 62-192.004

А. І. Бойко

д.т.н.

О. В. Бондаренко

к.т.н.

Миколаївський національний аграрний університет

### ВИБІР ЛАНЦЮГОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З УРАХУВАННЯМ НАВАНТАЖЕННОГО РЕЗЕРВУВАННЯ

У статті наведені результати дослідження зміни надійності роботи кукурудзозбиральних машин. Розглянута навантажена резервована система. Запропонована методика розрахунку на зношування ланцюга. Встановлені закономірності змінення основних показників надійності ланцюгових робочих органів та визначений середній час безвідмової роботи. Визначено формування потоків відмов і відновлень працевздатності основних робочих органів кукурудзозбиральної техніки. Проаналізовано рівень надійності кукурудзозбиральних машин з урахуванням особливостей структурної побудови як складної технічної системи. Запропоновані шляхи підвищення довговічності ланцюгового робочого органу.

**Ключові слова:** ланцюговий робочий орган, кукурудзозбиральна техніка, технічна система, надійність, довговічність, навантажене резервування.

### Постановка проблеми

Якщо проаналізувати, в якому стані знаходитьться зараз в Україні сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується кукурудзозбиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, то можна побачити, що якість будь-якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому минулому, так і зараз надійність й довговічність сучасних машин для аграрного виробництва значно поступається світовим стандартам [6]. Одним з ефективних конструктивних способів підвищення надійності вузлів і агрегатів машин є навантажене резервування, що передбачає паралельне з'єднання елементів. Однак, його застосування спряжене, як правило, з ускладненням конструкцій і підвищенням їх металоемності. Внаслідок цього, у механічних системах не так вже й багато реалізацій навантаженого резерву [1], хоча подібні технічні рішення доволі часто є позитивними прикладами, що використовуються в електричних, енергетичних, біологічних та інших системах. Тому доцільним слід вважати застосування навантаженого резерву у механічних системах тоді, коли переваги, що виникають в результаті підвищення їх надійності, перебільшують витрати на зміну побудови системи. Тобто механічні конструкції повинні залишатися відносно простими і доступними для реалізації при розробці вузлів і агрегатів.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Вирішуючи завдання підвищення надійності кукурудзозбиральних машин, часто розглядають їх надійність в цілому, що ускладнює відшукання прихованих резервів в окремих механізмах. Пошук технічних рішень, спрямованих на підвищення якісних показників роботи кукурудзозбиральних машин та збільшення продуктивності, передбачає встановлення ряду додаткових робочих органів і пристройів, які інтенсифікують проходження технологічного процесу. При цьому, внесені доповнення у конструкції, безумовно, ускладнюють їх. На привід додаткових елементів витрачається частина потужностей, що збільшує енергоємність процесу, однак і продуктивність збиральних машин дещо збільшується. При цьому, принципових успіхів на рівні досягнення компромісу між встановленням додаткових елементів, збільшенням енерговитрат і ускладненням конструкції, що знижує її надійність, очікувати не доводиться. Відомо, що навантажене резервування може бути представлене як таке, при якому резервний елемент працює в умовах, що не відрізняється від умов і навантажень основного елемента. Тоді здійснюється повністю навантажене резервування, яке може бути з цілою або дрібною кратністю. У практиці проектування експлуатації машини зустрічається і недовантажене резервування, коли резервний елемент працює паралельно з основним, але несе навантаження часткове порівнянно з основним. Ці різновиди не вносять змін у структурну схему надійності вузла або агрегату, однак мають різницю при розрахунках показників надійності [8].

За 20 років незалежності України не прийнято на виробництво жодного зразка кукурудзозбирального комбайна або приставки, повністю відсутні будь-

які фундаментальні дослідження пов'язані з проблемою надійності даного виду техніки, майже зовсім відсутні нові оригінальні технічні рішення, які стосуються напрямку досліджень, що аналізується.

**Метою роботи** є проведення теоретичних досліджень, які присвячені комплексній оцінці та тенденціям змін, спрямованих на забезпечення надійної роботи кукурудзозбиральної техніки. Основною проблемою невикористання навантаженого резервування у сільськогосподарській техніці є відсутність науково-обґрунтованих рекомендацій щодо їх ефективного використання. На усунення цієї проблеми присвячена дана стаття.

**Об'єктом дослідження** є процес динамічного формування потоків відмов і відновлень працездатності кукурудзозбиральних машин при різних рівнях розвитку бази технічного обслуговування.

**Предметом дослідження** є науково-технічні основи процесу динамічного формування потоків відмов і відновлень працездатності кукурудзозбиральних машин, що забезпечують їх надійність шляхом удосконалення системи технічного обслуговування.

**Методи досліджень:** системний підхід до визначення ймовірностей знаходження машин у різних можливих станах і переходів їх із стану в стан у процесі експлуатації; математичне моделювання системи «машина – база технічного обслуговування» на основі побудови розміщених графів і розв'язання систем стохастичних диференційних рівнянь балансу ймовірностей; використання операційного і матричного обчислення для визначення основних комплексних показників надійності в динаміці їх змін; статистичний аналіз результатів експериментальних досліджень з перевіркою гіпотез розподілу випадкових значень наробітків на відмову і часу відновлення кукурудзозбиральних машин.

#### Результати досліджень

При збиранні кукурудзи важливою операцією є перша, де здійснюється взаємодія машини з рослиною, яка передбачає захоплення стебла, його переміщення у вертикальному положенні з метою подальшого відокремлення качанів та їх транспортування. Робочий орган, що виконує дану операцію, представляє собою дві спряжені гілки ланцюгів, які оснащені відповідними лапками (захватами). Ланка ланцюга складається з декількох елементів, з'єднаних між собою або взаємними посадками, або кінематично при взаємному відносному переміщенні. Таким чином, ланка представляє деяку механічну систему, в якій зміна параметрів одного з елементів впливає на параметри інших. Такий зв'язок між елементами відображується і на методах розрахунку ланцюгів, особливо коли це стосується забезпечення їх надійності. Конструктивними особливостями механічних систем та їх розрахунок на надійність набуває

процедури підбору того чи іншого елементу конструкції за заздалегідь заданих параметрам. Це є наслідком багатофакторності взаємного впливу параметрів на елементи системи. Неможливість відокремити вплив одного якогось фактора примушує до вирішення завдання методом перебору варіантів, перевірки гіпотез і виявлення серед них найбільш сприятливих.

Деталями ланцюга, що зношуються у процесі роботи, є деталі спряження шарнірів, тобто ролики та валики. У результаті зношування змінюються їх розміри, внаслідок чого збільшується такий важливий параметр ланцюга, як його крок. Це призводить до зміни кінематики зачеплення ланцюга із зірочками, що, у свою чергу, збільшує динамічні навантаження і, як результат, активізує процеси зношування між ланцюгом і зірочками. Таким чином, оцінюючим параметром зношенння ланцюга може бути зміна (збільшення) його кроку.

Виходячи з положення, що величина зношенння у кінематичній парі ролик–валик пропорційна роботі, що витрачається на зношування і того, що ланцюг представляє собою систему взаємозв'язаних елементів, зміна параметрів одного з яких призводить до зміни параметрів інших, у дослідженні [8] запропонована методика розрахунку на зношування шляхом підбору ланцюга, що підходить для виконання поставлених функцій протягом заданого часу. Поклавши в основу дану методику, але ставлячи за головне при виборі ланцюга параметри його надійності, представляється доцільно наступна послідовність розрахунку ланцюга на його довговічність, а саме:

➤ визначення гранично допустимого збільшення кроку ланцюга:

$$\Delta t = 4\chi \frac{d}{z_2}, \quad (1)$$

де  $\chi$  – коефіцієнт, величина якого залежить від умов роботи та форми зубів зірочок;

$\chi = 0,65$  – зуби з закрученими головками,  $\chi = 0,8$  – трапецеїдальна форма зубів,  $z_2$  – число зубів ведомої зірочки.

Згідно з існуючими нормами на ланцюги передачі збільшення їх кроку при зношенні не повинно перевищувати 3 %;

➤ для введення критерій зношування, при розрахунку ланцюгів на довговічність, необхідно мати величину збільшення кроку  $\Delta t_0$  за деякий довільно вибраний проміжок часу  $t_0$ , що відповідає дільниці рівномірного зношування. Ця дільниця вибирається, з одного боку, при завершенні процесу припрацювання, а, з другого – при не досягненні активізації втомлюючих руйнуючих процесів пошкоджень фрикційних поверхонь. Збільшення кроку за вказаний період можна визначити з формули

$$\Delta t_0 = \tau_0 \frac{\Delta t + \Delta t_1 (\lambda - 1) - \lambda h - \Delta t_n}{\lambda \tau}, \quad (2)$$

де

$\Delta t_1$  – збільшення кроку ланцюга за період його роботи, що відповідає зношуванню загальної товщини цементованих дільниць спряжених деталей;

$\lambda$  – коефіцієнт урахування ступеня збільшення кроку ланцюга при переході від зношування центральних дільниць до нецементованих в елементах шарніра ланцюга ( $\lambda \approx 1,65$ , якщо гранично допустиме збільшення кроку більше за сумарну товщину цементованих дільниць;  $\lambda_1 = 1$ , якщо передбачається, що зношування відбувається в границях цементованих шарів, або якщо таке зміщення взагалі відсутнє);

$h$  – додаткове збільшення кроку внаслідок попереднього припрацювання деталей шарнірів, ( $h \approx 0,04$  мм);

$\Delta t_n$  – початкове деяке додаткове збільшення середнього кроку від його номінального значення ( $\Delta t_n \approx 0,05$  мм);

➤ величина критерію зношування, який еквівалентно відображує роботу, що витрачається на зношування деталей ланцюга:

$$k = \frac{\Delta t_0}{\xi}, \quad (3)$$

де

$\xi$  – коефіцієнт зносостійкості, який виходячи з експериментальних даних для втулочно-роликових ланцюгів дорівнює  $\xi = 0,09$ ;

➤ отримане значення критерію зношування входить у розрахунок зусилля передаючого ланцюгом. Від його величини залежить інтенсивність зношування, а, значить, і довговічність ланцюгів. Зусилля в ланцюзі, що включає ряд величин, які можуть бути встановлені експериментально при проведенні відповідних досліджень. Простіше для існуючої машини та її досліджуваного ланцюгового робочого органу, величину тягового зусилля визначити через потужність і швидкість переміщення ланцюга захоплюючого транспортера. Наприклад, у кукурудзозбиральному комбайні «Херсонець-9» ККП-3 швидкість складає  $V_A = 1,73$  м/с.

Виходячи з переданої потужності  $N$  і встановленої швидкості переміщення ланцюга  $V_A$ , окружне (колове) зусилля в кГс визначається згідно з формулою

$$T = \frac{102 \cdot N}{V_A} \quad (4)$$

➤ допустиме навантаження (зусилля) для вибраного ланцюга складає

де

$$T_{\partial} = \frac{k \cdot e \cdot t \cdot z_2 \cdot n}{c \cdot V_n (i+1)} - 2\eta q A, \quad (5)$$

$$c = \frac{\pi}{2} \left[ \frac{z_2(1-a_1) + z_2(1+a_2)}{z_1 + z_2} \right] - \text{коєфіцієнт урахування особливостей}$$

передачі і конструкції ланцюга;

 $a_1$  і  $a_2$  – позначення груп параметрів зачеплення ланцюга із зірочками [2]; $i$  – передаточне число; $\eta$  – коефіцієнт урахування нахилу холостої ділянки ланцюга до горизонту; $I$  – довжина втулки (валика); $A$  – відстань між осями зірочки, м.

Розраховане значення допустимого зусилля порівнюється з діючим окружним (кововим). Необхідно, щоб допустиме зусилля перебільшувало діюче ковове. В іншому випадку, виникає потреба в заміні ланцюга, який задовольняє умови експлуатації;

➤ натяжні зусилля ведучої гілки ланцюга

де

$$S_e = T_{max} + S_0 + S_u + T_{dyn}, \quad (6)$$

$$T_{dyn} = \frac{n_1^2}{90} \left( \lambda \frac{I}{R_2} + \frac{m_0 t}{2} \right) \cdot \Delta - \text{динамічне навантаження ланцюга;}$$

 $T_h = \xi g A$  – натяг холостої гілки ланцюга; $\Delta$  – коефіцієнт, що враховує пружність і провисання ланцюга ( $\Delta \approx 0,5 \dots 0,75$ ); $n_1$  – кількість обертів ведучої зірочки за хвилину;

$$S_u = \frac{qV^2}{g} - \text{натяг ланцюга від дії відцентрової сили;}$$

$\lambda$  – коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубів передаточного числа і відносної довжини ведучої гілки;

 $I$  – момент інерції веденої зірочки і всіх її мас; $g$  – прискорення вільного падіння; $R_2$  – радіус веденої зірочки; $m$  – вага ведучої гілки.➤ запас ланцюга за міцністю визначається як частка відношення руйніючого зусилля  $T_p$  до отриманого зусилля натягу ведучої гілки  $S_e$

$$\zeta = \frac{T_p}{S_e} \quad (7)$$

Цим параметром характеризується відповідність ланцюга щодо умови міцності.

Представлений розрахунок дає можливість вибору ланцюга, що відповідає умовам експлуатації. Цим вирішується інженерна конструкторська проблема вірного проектування робочого органу. Однак, для наукового дослідження важливо виявити зв'язок між терміном експлуатації ланцюга та величиною його зношування. Так як існує пропорційність між роботою зношування і результатом цієї виконаної роботи величиною зношування, а величина зношування ланцюга представляється збільшенням його кроку, то в загальному вигляді можна записати

$$A_{y\delta} \tau = \Phi(\Delta t), \quad (8)$$

де

$\Phi$  – функція зв'язку між  $\tau$  і  $\Delta t$ .

У лівій частині рівності покладена питома робота тертя  $A_{y\delta}$ , що має розмірність  $\left[ \frac{H \cdot m / c}{m^2} \right]$ . Тобто силовим фактором у шарнірах ланцюга, який

обумовлює їх зношування, є тиск, а робота тертя формується як результат переміщення, що виконується за одиницю часу. Питома робота, помножена на час експлуатації вузла, у правій частині являє собою загальну роботу тертя, яка і викликає зношування шарнірів. Результатом цього зношування є подовження ланцюга. Правою частиною рівності є невідома функція зв'язку між роботою тертя і збільшенням кроку ланцюга (зношуванням). Питома робота тертя, згідно із дослідженнями [2, 5] для одного шарніра ланцюга дорівнює

$$A_{y\delta} = \frac{S_e (1+i) f_l V_a c}{e \cdot t \cdot z_2 \cdot m}, \quad (9)$$

де

$f_l$  – коефіцієнт тертя ковзання у шарнірі ланцюга;

$m$  – число шарнірів (ланок) ланцюга;

Після завершення процесу припрацювання поверхонь тертя у шарнірах ланцюга, який займає відносно невеликий проміжок часу, настає період нормальної (штатної) експлуатації. Характерним для шарнірних з'єднань закритих вузлів тертя в цей період є лінійне зношування елементів. Тому для ланок ланцюга можна записати

$$\frac{S_e(1+i)f_l \cdot V_n \cdot c}{e \cdot t \cdot z_2 \cdot m} \tau = K_u \cdot \Delta t, \quad (10)$$

де

$K_u$  – коефіцієнт, що враховує умови і особливості зношування ланцюга.

Значення коефіцієнта  $K_u$  може бути встановлене на підставі попередньо проведених пробних експериментів. Стосовно серійного ланцюга, що експлуатується в кукурудзозбиральному комбайні, то для нього, задавшись граничним значенням подовження ланцюга у 3 % та маючи час експлуатації до цього стану  $\tau_{\Delta t_{lim}}$ , можна підрахувати величину коефіцієнта  $K_u$ . У подальшому рівняння вирішене відносно часу експлуатації ланцюга дає можливість встановлення його довговічності

$$\tau = \frac{K_u \cdot \Delta t_{lim} \cdot e \cdot t \cdot z_2 \cdot m}{S_e(1+i)f_l \cdot V_n \cdot c} \quad (11)$$

Науково-практичний інтерес представляє аналіз отриманої залежності (11) для виявлення можливих шляхів і пошуку перспективних технічних рішень, спрямованих на підвищення довговічності ланцюгового подаючого робочого органу кукурудзозбирального комбайну. Аналіз рівняння показує, що при всіх інших рівних параметрах, що характеризують умови експлуатації і зношування ланцюгів, підвищення їх довговічності, насамперед, може бути досягнуто за рахунок збільшення площини контакту в зонах тертя, тобто зменшенням тиску в шарнірах. Конструктивно це може бути досягнуто збільшенням довжини валиків (втулок) ланцюга шляхом переходу до застосування багаторядних ланцюгів. Тому, бачиться за доцільне розширення бази ланцюга шляхом застосування багаторядної конструкції. Така конструкція, безумовно, знижує питомі навантаження на елементи ланок, але стає ускладненою для виготовлення і подальшої експлуатації. Як справедливо відмічається у роботі [2], внаслідок існуючої неточності виготовлення і можливих переносів в експлуатації однотипні елементи багаторядного ланцюга мають неоднакові зусилля в спряженнях. А значить, що і працюватимуть в дещо різних умовах. Причому, у кожному з зачеплень ланок може виникати інверсія в розподілі навантажень за рядами. Тоді ланцюг з основним навантаженням поступається місцем резервному менш навантаженому. У подальшому акті зачеплення може змінитися на протилежну, однак у кожному випадку, незалежно який з рядів ланцюга буде прийнятий за основний, а який за резервний у системі є два паралельно працюючих ряди, що спрямоване їх структурне резервування. Таке паралельне з'єднання елементів, що направлене на підвищення рівня надійності при різності у навантаженнях, класифікується як тепле, частково ненавантажене,

резервування. Внаслідок нерівномірності розподілу навантажень в рядах багаторядного ланцюга один з них (більш навантажений) може сприйматися як основний в розглянутій технічній системі. Тоді другий (менший навантажений) сприймається як резервний при недовантаженому послаблюючому режимі експлуатації.

Для таких систем, як відомо [4], ймовірність безвідмовної роботи визначається виразом

$$P_c(\tau) = e^{-\lambda_0 \tau} \left[ 1 + \sum_{i=1}^{k_B} \frac{a_i}{i!} (1 - e^{-\lambda_1 \tau})^i \right], \quad (12)$$

$$a_i = \prod_{j=0}^{i-1} \left( j + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} \right), \quad (13)$$

де

$\lambda_0 = \sum_{i=1}^m \lambda_i$  – інтенсивність відмов основного ряду ланцюга, що складається з

$m$  ланок;

$i$  – порядковий номер ряду ланцюга;

$\lambda_i$  – інтенсивність відмов однієї ланки одного з рядів ланцюга;

$\lambda_1$  – інтенсивність відмов резервного недовантаженого ряду ланцюга;

$k_B$  – кратність резервування.

Відповідно ймовірність відмов може бути підрахована за формулою

$$F_c(\tau) = 1 - e^{-\lambda_0 \tau} \left[ 1 + \sum_{i=1}^{k_B} \frac{a_i}{i!} (1 - e^{-\lambda_1 \tau})^i \right] \quad (14)$$

Для дворядного ланцюга, коли  $k_B=1$  формула (3), що визначає ймовірність безвідмовної роботи, спрощується і представляється таким чином:

$$P_c(\tau) = e^{-\lambda_0 \tau} \left[ 1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} (1 - e^{-\lambda_1 \tau}) \right], \quad (15)$$

а ймовірність відмов дорівнює:

$$F_c(t) = 1 - e^{-\lambda_0 t} \left[ 1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} (1 - e^{-\lambda_1 t}) \right] \quad (16)$$

Показником довговічності слугує час безвідмовної роботи, який для багаторядного ланцюга, як для резервованої системи з нерівномірно розподіленим навантаженням знаходиться згідно з такого рівняння:

$$\bar{\tau} = \int_0^{\infty} P_c(\tau) d\tau = \frac{1}{\lambda_0} \sum_{i=0}^{k_R} \frac{1}{1+i \cdot k_\lambda}, \quad (17)$$

де

$$k = \frac{\lambda_1}{\lambda_0} - \text{відношення інтенсивності відмов.}$$

Після підстановки кратності резервування  $k_R=1$  для дворядного ланцюга маємо

$$\bar{\tau} = \frac{1}{\lambda_0} \left( 1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1 + \lambda_0} \right). \quad (18)$$

Підставляючи значення інтенсивностей відмов отримаємо

$$\bar{\tau}_{\text{од}} = \frac{1}{0,006} \left( 1 + \frac{0,006}{0,001+0,001} \right) = 309,9 \text{ (год)}$$

**Висновок.** Порівняно із серійним ланцюгом, експериментальний дворядний має більше, чим у два рази, середній час безвідмовної роботи. Це вказує на те, що регламентні сервісні роботи із обслуговуванням ланцюга проводяться один раз на сезон, а його ресурс наближається до загального ресурсу кукурудзозбиральної машини. Таке підвищення надійності, крім покращення експлуатаційних показників машин, призведе до зниження витрат часу, а також матеріалів на технічне обслуговування.

### Література

1. Бойко А. И. Математическая формализация описания состояний и переходов пассивно резервируемых технических систем / Бойко А. И., Бондаренко А. В., Савченко В. Н. // Вестн. Харьковского нац. техн. ун-та сельского хозяйства им. П. Василенка. Ресурсосберегающие технологии, материалы и оборудование в ремонтном производстве. Х.. – 2013. – Вып. 133 С. 216 – 220.
2. Воробьев Н. В. Цепные передачи / Воробьев Н. В. — М: Машиностроение, 1968. – 252 с.
3. Войтюк В. Вплив строків експлуатації на модель зміни працездатності зерно-збиральних комбайнів / В. Войтюк, А. Демко, С. Демко // Техніка АПК. – 2005. – № 8. – С. 14–18.
4. Князев Л. Д. К расчету на усталостную прочность втулочно-роликовых цепей. Проектирование и производство механических передач / Князев Л. Д. – Ижевск : Удмуртия, 1965. – 252 с.
5. Некипоренко В. И. Структурный анализ систем (эффективность и надежность) / В. И. Некипоренко. – М. : Советское радио, 1977. – 214 с.

6. Погорілій Л. В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л. В. Погорілій, С. М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. – № 7. – С.4–7.
7. Тихоненко О. В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. – 2008. – № 7. – С. 36–41.
8. Ушаков И. А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. – М.: Дрофа, 2008. – 239 с.
9. Gerla M.K. Improving fatigue life/ M. K Gerla. – «Machine design», – 1953, – Janv.

УДК 631.01:534.1

О. М. Черниш

Національний університет біоресурсів і природокористування України

### АНАЛІЗ АВТОКОЛИВАЛЬНОГО ПРОЦЕСУ З ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ТОЧКИ ЗОРУ

Теоретично розглянуті умови зміни механічної енергії при визначенні характеристик автоколивального руху. З енергетичних позицій проаналізовано два види автоколивань із м'яким і жорстким самозбуренням. З'ясовано положення точок статичної і динамічної рівноваги автоколивальних систем із застосуванням графічних залежностей зміни механічної енергії системи від амплітуди її коливального руху. Визначено характер стійкої або нестійкої статичної та динамічної рівноваги автоколивальних систем при необхідних початкових умовах. Показано, що режими стійких коливань з кінцевою амплітудою можливі тільки в автоколивальних системах з нелінійними властивостями. Внаслідок виявлення зон динамічної нестійкості перед стійкими режимами автоколивань запропоновано задачу прогнозування виникнення стійких автоколивальних рухів розв'язувати у лінійній постановці.

**Ключові слова:** автоколивальний рух, динамічна нестійкість, самозбурення.

#### Вступ

Характер і особливості коливальних процесів у сільськогосподарському виробництві суттєво впливають на продуктивність, довговічність і надійність обладнання, а також якість переробки продукції [3–5, 11]. Тому дослідження і розрахунки параметрів коливальних процесів є невід'ємною частиною динамічних розрахунків.

Наразі механічним коливанням і їх практичному застосуванню присвячено багато наукових досліджень і публікацій [1–4, 6, 7, 9–11], але проблема вибору методик таких досліджень при розв'язанні наукових і практичних задач залишається актуальною.

Отже, дослідження і аналіз зміни механічної енергії у коливальних процесах механічних систем допоможе не тільки усвідомити їх фізичну сутність, але і дасть можливість їх прогнозування та розрахунку.

---

© О. М. Черниш

**С. Б. Чичилюк, Н. В. Чичилюк**

Проектування розвитку технічних та технологічних параметрів машин круп'яної промисловості..... 192

**Д. А. Дерев'янко**

Обґрунтування ефективності схеми зерноочисних машин для оброблення зернового вороху після обмолочування..... 199

**В. М. Поліщук, М. М. Лободко, Н. І. Козак**

Вплив шламу біогазових виробництв на урожайність та екологічність продукції овочівництва..... 207

**І. Г. Грабар, Д. А. Дерев'янко, О. Ю. Романишин**

Травмування насіння при використанні дообмолочувальних пристройів 212

**М. М. Борис, Т. Д. Гуцол, А. М. Борис, І. В. Головач**

Обґрунтування параметрів ріжучого елемента гичкошибирального апарату..... 219

**М. А. Скориков, В. Т. Надикто**

Подрібнювач обрізків виноградної лози та результати його господарчих випробувань..... 223

**М. М. Борис, І. В. Головач, В. С. Лукач, В. І. Василюк**

Аналітичне дослідження втрат гички при безкопірному зрізі..... 228

**В. А. Грубань**

Моделювання процесу очистки качанів кукурудзи..... 238

**М. В. Завірюха**

Експериментальні дослідження процесу відокремлення качанів кукурудзи на качановідокремлювальному апараті з інтегрованим подрібнювачем..... 248

**А. І. Бойко, О. О. Баний, П. С. Попик**

Аналіз зусиль, що діють на зернини при переміщенні їх дозуючим елементом пневмомеханічного апарату торцевої дії..... 258

**О. І. Ракул, В. Є. Пилип**

Математичне обґрунтування технологічного процесу роботи качановідокремлювального апарату багатофакторної дії..... 263

**В. В. Лиходід, С. І. Павленко, В. В. Івлєв**

Огляд конструкцій та аналіз особливостей роботи наявних валільних машин та агрегатів для виробництва повсті..... 273

**В. А. Бурлака, Г. П. Водяницький, Ю. В. Соколовський**

Оптимізація використання білковмісних культур у корм методом енергетичного аналізу..... 283