



Зінько Р. В.

Національний
університет
"Львівська
політехніка"

УДК 629.114.3

ВИКОРИСТАННЯ ГРАФІВ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ РОБОТИ РОТОРНОЇ ПОДРІБНЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ПРУЖНІЙ ОСНОВІ

Предложено использование графов для построения математической модели работы роторной дробильной машины на упругой основе. Расчетная схема формируется на основе граф структуры конструктивной схемы машины. Далее записывается граф структуры уровней обобщенных координат математической модели. Это позволяет построить математическую модель соответствующей сложности зависимо к поставленным заданиям исследований.

The use of counts is offered for the construction of mathematical model of a rotor crush machine work on resilient basis. A calculation chart is formed on basis the count of structure of machine structural chart. The count of levels structure of the generalized co-ordinates of mathematical model is farther written down. It allows to build the mathematical model of the proper complication dependently to the put tasks of researches.

Вступ. Процес подрібнення твердих тіл використовується у багатьох галузях виробництва, в яких той чи інший матеріал доводиться подрібнювати. Витрати на подрібнення в сумі загальних витрат можуть досягати 70% [1-2].

Аналіз стану проблеми. Аналізуючи стан теорії і практики подрібнення [3-7], можна зробити висновок щодо низької ефективності роботи сучасних подрібнюючих машин та відомі типи цих машин не містять елементів, вдосконалення яких привели б до радикального підвищення ефективності процесу подрібнення. Одним з можливих шляхів підвищення ефективності процесу подрібнення може бути реалізація ідеї об'єднання кількох способів подрібнення, наприклад, ударного з вібраційним [8-10]. В цих умовах особливе значення набуває вивчення механіки подрібнювальних машин, в яких використовується одночасно кілька способів подрібнення. Так, вібрація корпусу подрібнювальних машин ударної дії допомогла б руйнувати усталений шар матеріалу, що подрібнюється. До того, і пружно закріплені біла роторної дробарки матимуть більші амплітуди відносних коливань, що сприятиме

кращому відводу продуктів подрібнення. Таким чином, з метою підвищення ефективності роботи роторних подрібнювальних машин доцільною є розробка нових схем машин, в яких були б використані одночасно два фізичні явища: удар і вібрація.

При створенні нових зразків машин доцільно користатися комп'ютерним експериментом, що дозволяє розробнику ощадливо використовувати свої ресурси і час. Разом з тим, для проведення комп'ютерних експериментів потрібні необхідного та достатнього рівня якості математичні моделі роботи машин, що проектуються. Розробка методів побудови таких математичних моделей залишається актуальною проблемою.

Мета статті. На прикладі дослідження роботи роторної подрібнювальної машини на пружній основі обґрунтувати методику використання графів для побудови математичних моделей, здатних з необхідним та достатнім рівнем якості розв'язувати задачі саме цього дослідження.

Основний матеріал. Одним з можливих шляхів підвищення ефективності процесу подрібнення може бути реалізація ідеї об'єднання кількох способів подрібнення,



наприклад, ударного з вібраційним. Так, вібрація корпусу подрібнювальних машин ударної дії допомогла б руйнувати усталений шар матеріалу, що подрібнюється. Таким чином, доцільним є розробка нових схем машин, в яких були б використані одночасно удар і вібрація. Для об'єднання удару з вібрацією пропонуються схеми роторних дробарок з пружним кріпленням корпусу до опорної основи та бил до ротора. Таким чином, відома схема роторної дробарки доповнюється трьома новими схемами, в яких ударне подрібнення відбувається у вібраційному полі. У нових схемах на робочому роторі дробарки машини пропонується встановлювати інерційний віброзбудник, яким, в частковому випадку, може бути дебаланс. Тоді класифікація «роторні подрібнювальні машини» набуває вигляду (рис. 1).

На даний час методика інженерного розрахунку подрібнювальних машин останніх трьох схем ще не достатньо розроблена, тому для створення теоретичних передумов її появи доцільно побудувати та проаналізувати математичні моделі їх роботи.

Основними елементами розрахункових

схем є корпус самої дробарки, в підшипникових опорах якого встановлений роторний вал з билами. Роторний вал через пружну муфту приводиться в обертальний рух приводом, який найчастіше складається з редуктора (можливо пасової передачі) та двигуна. Основною задачею досліджень було з'ясування ефективності ударного подрібнення у вібраційному полі, тому в розрахункові схеми таких машин були включені елементи, які створюють вібрацію, а саме: пружні опори всієї машини, або лише корпусу самої дробарки, пружні кріплення бил та дебаланси.

Використаємо конструктивну схему роторної подрібнювальної машини (рис. 2,а) та на її основі побудуємо графі структури конструктивної схеми цієї машини (рис. 2,б,в). Під графом структури конструктивної схеми машини розуміємо такий граф, який покаже зв'язками елементів машини з урахуванням її будови і зовнішніх впливів [11]. Елемент схеми – ланка – відображається кружком, а жорсткий кінематичний зв'язок між двома елементами – прямою лінією, пружний зв'язок – хвилястою. Двостороння стрілка вказує можливі переміщення.

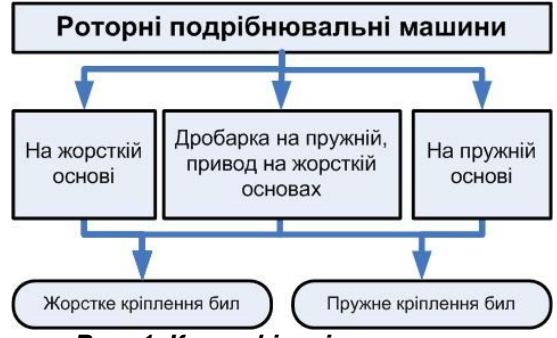
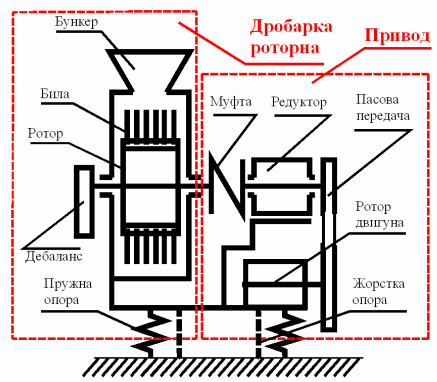
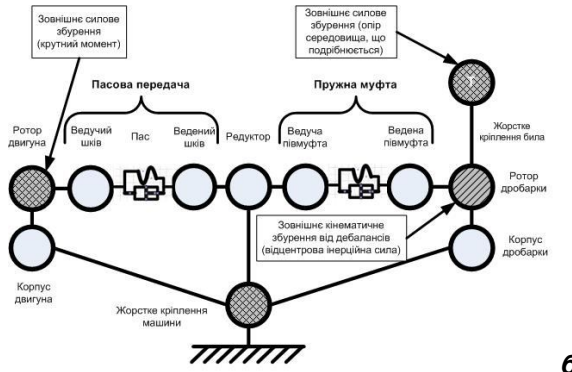


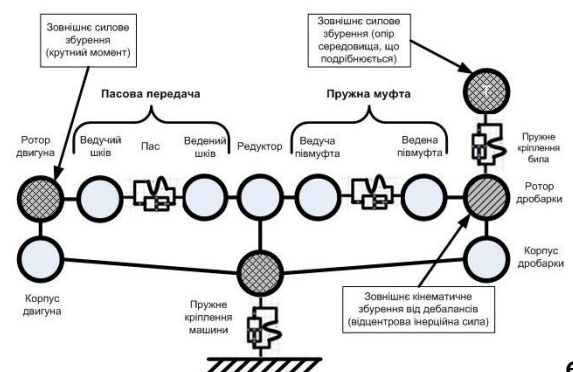
Рис. 1. Класифікація роторних подрібнювальних машин



а)



б)



в)

Рис. 2. Конструктивні схеми роторної подрібнювальної машини на жорсткій і пружній основах (а) та їх графи структур з жорстким (б) і пружним (в) кріпленням бил

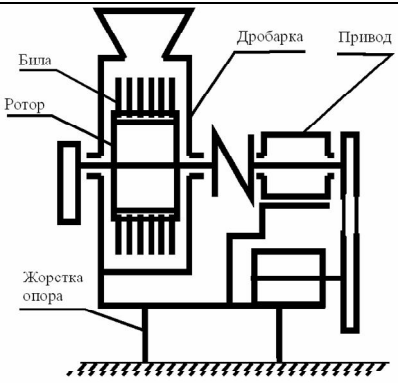
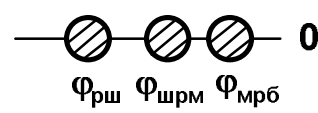
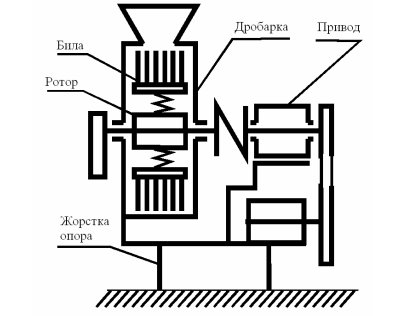
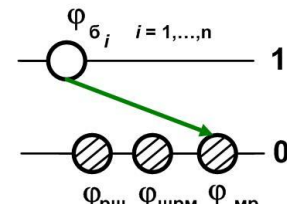
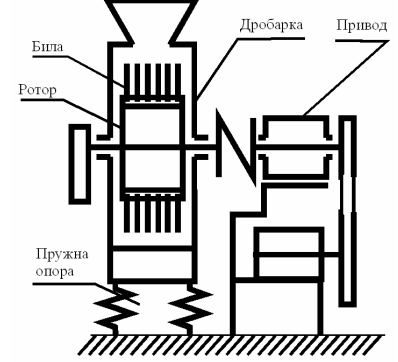
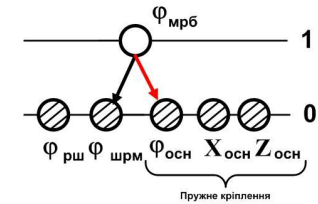


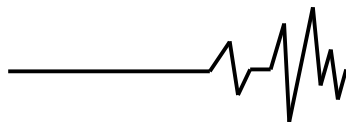
Для визначення рівня складності математичної моделі скористаємося графом структури рівневих зв'язків координат математичної моделі. Під графом структури рівневих зв'язків узагальнених координат математичних моделей розуміємо такий граф, який показує перелік узагальнених координат та рівневі зв'язки між ними. Для відображення

рівневих зв'язків узагальнених координат ці координати розміщують за рівнями і позначають ці рівні послідовно знизу вгору, починаючи з нульового. Графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат роторних подрібнювальних машин представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат роторних подрібнювальних машин різної конструкції

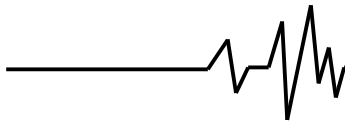
| № п/п | Конструктивна схема машини | Граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат |
|-------|---|--|
| 1а |  |  <p>Роторна подрібнювальна машина на жорстко закріпленій основі з жорстким кріпленням бил</p> |
| 1б |  |  <p>Роторна подрібнювальна машина на жорстко закріпленій основі з пружним кріпленням бил</p> |
| 2а |  |  <p>Роторна дробарка на пружно закріпленій основі і з жорстко закріпленим приводом з жорстким кріпленням бил</p> |



| № п/п | Конструктивна схема машини | Граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат |
|-------|----------------------------|--|
| 26 | | <p>Дробарка на пружній основі і з жорстко закріпленим приводом з пружним кріпленням бил</p> |
| 3а | | <p>Роторна подрібнювальна машина на пружній закріпленій основі з жорстким кріпленням бил</p> |
| 3б | | <p>Роторна подрібнювальна машина на пружній закріпленій основі з пружним кріпленням бил</p> |

В таблиці 1 використані позначення:
 $\Phi_{рш}$ – приведений кут повороту ротора двигуна до ротора дробарки разом з ведучим шківом пасової передачі; $\Phi_{шрм}$ – приведений кут повороту веденого шківа пасової передачі, зубчастих коліс редуктора, ведучої частини пружної муфти до ротора дробарки; $\Phi_{мрб}$ – кут

повороту веденої частини пружної муфти, ротора дробарки разом з жорстко закріпленими на ньому білами; $\Phi_{мр}$ – кут повороту веденої частини пружної муфти, ротора дробарки; $\Phi_{бі}$ – відносний кут відхилення i -го біла від вільного його розташування, $i=1..n$; n – кількість бил; $\Phi_{осн}$, $X_{осн}$, $Z_{осн}$ – кутове та лінійні



переміщення пружно закріпленої основи.

Як приклад використання графів при дослідженні роботи подрібнювальних машин розглянемо роботу роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі і з жорстко закріпленим приводом та жорстким кріпленням бил (конструктивна схема 2, а з таблиці 1).

У подальшому скористаємося загальноприйнятими у дослідженнях динаміки машин припущеннями [12,13]: – корпус дробарки, який перебуває в плоско-паралельному русі у вертикальній площині, ротор разом з дебалансами та билами, які перебувають в складному русі у вертикальній площині, вважаємо жорсткими інерційними тілами; – пружні елементи опори корпусу дробарки – безінерційні тіла, що мають жорсткість на розтяг та зсув; – нехтуючи пружністю елементів приводу роторної подрібнювальної машини вважаємо його жорстким інерційним тілом, обертання якого відбувається під дією обертального моменту приводного двигуна; він змінюється відповідно до зовнішньої статичної механічної характеристики.

Прийняте третє припущення призводить до зміни графів структур конструктивних схем роторної подрібнювальної машини, що наведені на рис. 2. У цьому випадку він набуває вигляду (рис. 3). На основі графа структури конструктивної схеми (рис. 3) була зформована розрахункова схема роторної подрібнювальної машини (рис. 4) з дискретно розподіленими пружними безінерційними та жорсткими інерційними елементами. Ця розрахункова схема дозволяє досліджувати динаміку плоско-паралельного руху корпусу дробарки, складного руху її ротора разом з дебалансом та билами, обертальні рухи елементів приводу подрібнювальної машини, робочий процес подрібнення і, як наслідок, дослідити вплив вібрації дробарки подрібнювальної машини на процес подрібнення; з'ясувати особливості взаємодії елементів системи «джерело енергії – віброзбудник – робочий орган – технологічне завантаження» у різних режимах роботи машини із сталою або змінною масами технологічного завантаження.

На основі першого припущення була прийнята плоска координатна система XOY , яка жорстко пов'язана із землею і розташована у вертикальній площині. Крім цього, з корпусом

дробарки роторної подрібнювальної машини була жорстко пов'язана система $X_1O_1Y_1$, осі якої утворюють площину паралельну до координатної площини XOY . Для зручності, в подальшому користувалися поняттям «вільний стан механічної системи». У випадку роторної подрібнювальної машини – це стан, спокою її інерційних елементів, які знаходяться поза дією сил тяжіння та електромагнітних сил (двигун приводу машини відключений від джерела електричної енергії).

З врахуванням задач дослідження, на основі графа структури конструктивної схеми (рис. 3) та розрахункової схеми (рис. 4) шляхом модернізації графа 2 а, який представлений у таблиці 1, був записаний граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат (рис. 5) математичної моделі роботи роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом, де за узагальнені координати приймалися:

q_1, q_2, q_3 – координати точки O_1 (рис. 4) початку системи координат $X_1O_1Y_1$ в нерухомій системі координат XOY та кут її повороту відносно нерухомої системи, тобто: $q_1 = x_{O_1}$; $q_2 = y_{O_1}$; $q_3 = \varphi$; $q_4 = \psi$ – кут повороту ротора дробарки разом з дебалансом та билами відносно рухомої системи координат $X_1O_1Y_1$; $q_5 = \beta$ – кут повороту валу ведучої півмуфти приводу машини; за додатні вважалися кути повороту тіл проти ходу стрілок годинника.

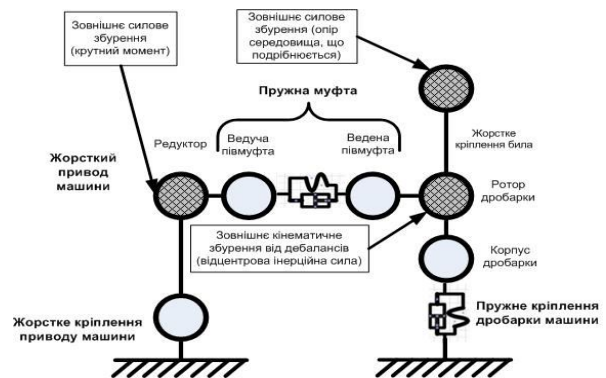


Рис. 3. Граф структури конструктивної схеми роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом

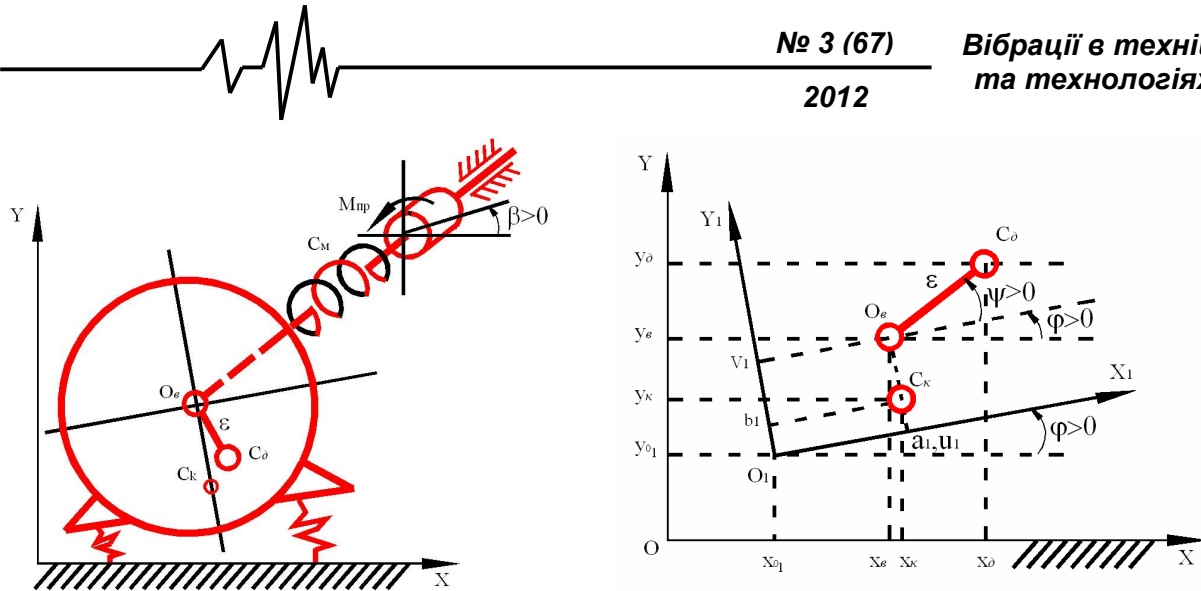


Рис. 4. Розрахункова схема роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом, жорстким кріпленням бил а); прийняті системи координат та узагальнені координати б)

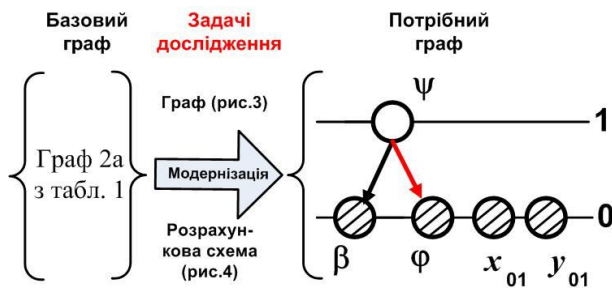


Рис. 5. Граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат математичної моделі роботи роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом

Використовуючи загальне рівняння динаміки [14] дискретних механічних систем в узагальнених координатах (1), на основі графа структури рівневих зв'язків узагальнених координат (рис. 5) в подальшому, будувалася математична модель роботи роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, \quad s = 1, n; \quad (1)$$

де T – сумарна кінетична енергія рухомих інерційних елементів роторної подрібнювальної машини; \dot{q}_s – похідна за часом від узагальненої координати; n – число ступенів вільності елементів роторної подрібнювальної

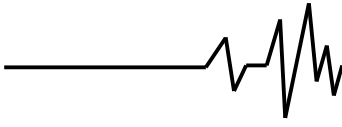
машини; Q_s – узагальнена сила, яка відповідає узагальненій координаті q_s . Сумарна кінетична енергія T всієї механічної системи дорівнює: $T = T_k + T_e + T_d + T_{de}$;

де $T_k = \frac{1}{2} [m_k \cdot (\dot{x}_k^2 + \dot{y}_k^2) + I_k \cdot \dot{\phi}_1^2]$ – кінетична енергія корпусу дробарки; m_k, I_k – маса корпусу та його центральний момент інерції; x_k, y_k – координати центра ваги корпусу в системі координат XOY ;

$T_e = \frac{1}{2} [m_e (\dot{x}_e^2 + \dot{y}_e^2) + I_e (\dot{\phi} + \dot{\psi})^2]$ – кінетична енергія валу ротора дробарки разом з билами і напівмуфтою; m_e, I_e – відповідно маса та момент інерції валу разом з билами і напівмуфтою пружної з'єднувальної муфти відносно осі їх обертання в корпусі дробарки; x_e, y_e – координати осі обертання валу з билами в системі координат XOY ;

$T_d = \frac{1}{2} [m_d (\dot{x}_d^2 + \dot{y}_d^2) + I_d (\dot{\phi} + \dot{\psi})^2]$ – кінетична енергія дебалансів; m_d, I_d – маса і момент інерції дебалансів відносно осі обертання валу ротора дробарки в її корпусі; x_d, y_d – координати центра ваги дебалансів в системі координат XOY ;

$T_{de} = \frac{1}{2} I_{de} \cdot \dot{\beta}^2$ – кінетична енергія елементів привода машини, які перебувають в обертальному русі; I_{de} – сумарний момент інерції цих елементів



приведений до осі валу ведучої напівмуфти привода машини; $\dot{\beta}$ – кутова швидкість валу ведучої напівмуфти.

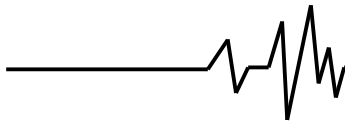
Ліві частини рівняння (1) мають вигляд (2). Праві частини рівняння (1) мають вигляд (3).

Залежності (2) та (3) представляють собою набори лівих та правих частин рівнянь математичної моделі роботи роторної

подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом, яка побудована на основі графа структури рівневих зв'язків узагальнених координат (рис. 5). Порівняння результатів дослідження роботи машини, що отримані фізичними та за допомогою математичної моделі експериментами показують добрий їх збіг.

$$\left. \begin{aligned}
 & q_1 = x_{01}; \\
 & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{01}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_{01}} = m_k [\ddot{x}_{01} - \ddot{\varphi} \cdot L_1(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_2(\varphi)] + m_e [\ddot{x}_{01} - \ddot{\varphi} \cdot l_1(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_2(\varphi)] + \\
 & + m_o [\ddot{x}_{01} - \ddot{\varphi} \cdot l_1(\varphi) - (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot l_3(\varphi, \psi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_2(\varphi) - (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot l_4(\varphi, \psi)]. \\
 & q_2 = y_{01}; \\
 & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_{01}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_{01}} = m_k [\ddot{y}_{01} + \ddot{\varphi} \cdot L_2(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_1(\varphi)] + m_e [\ddot{y}_{01} + \ddot{\varphi} \cdot l_2(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_1(\varphi)] + \\
 & + m_o [\ddot{y}_{01} + \ddot{\varphi} \cdot l_2(\varphi) + (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot l_4(\varphi, \psi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_1(\varphi) - (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot l_3(\varphi, \psi)]. \\
 & q_3 = \varphi; \\
 & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m_k \cdot \{ -\ddot{x}_{01} \cdot L_1(\varphi) + \ddot{\varphi} \cdot (a_1^2 + b_1^2) + \ddot{y}_{01} \cdot L_2(\varphi) \} + I_k \cdot \ddot{\varphi} + \\
 & + m_e \cdot \{ -\ddot{x}_{01} \cdot l_1(\varphi) + \ddot{\varphi} \cdot (u_1^2 + v_1^2) + \ddot{y}_{01} \cdot l_2(\varphi) \} + I_e \cdot (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) + \\
 & + m_o \cdot \{ -\ddot{x}_{01} \cdot [l_1(\varphi) + l_3(\varphi, \psi)] + \ddot{y}_{01} \cdot [l_2(\varphi) + l_4(\varphi, \psi)] + \ddot{\varphi} \cdot [u_1^2 + v_1^2] + \\
 & + 2 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \varepsilon \cdot l_5(\psi) + \ddot{\psi} \cdot \varepsilon \cdot l_5(\psi) + 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\psi} \cdot \varepsilon \cdot l_6(\psi) + (\dot{\psi})^2 \cdot l_6(\psi) \} + \\
 & + I_o \cdot (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}). \\
 & q_4 = \psi; \\
 & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} = m_o \cdot \{ -\ddot{x}_{01} \cdot l_3(\varphi, \psi) + \ddot{\varphi} \cdot \varepsilon \cdot l_5(\psi) + \ddot{y}_{01} \cdot l_4(\varphi, \psi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot \varepsilon \cdot l_6(\psi) \} \\
 & + (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot [I_e + (m_o \cdot \varepsilon^2 + I_o)] \\
 & q_5 = \beta; \\
 & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} = I_{np} \cdot \ddot{\beta}.
 \end{aligned} \right. \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned}
 & q_1 = x_{01}; Q_{x_{01}} = -(F_{II}^x + F_{II}^x). \\
 & q_2 = y_{01}; Q_{y_{01}} = -[F_{II}^y + F_{II}^y + G_K + G_B + G_M + G_{II}]. \\
 & q_3 = \varphi; Q_{\varphi} = +M(F_{II}^x) + M(F_{II}^x) - M(F_{II}^y) - M(F_{II}^y) - M_{GK} - M_{GB} - M_{GD}. \\
 & q_4 = \psi; Q_{\psi} = c_m \cdot (\beta - \psi - \varphi) - \left[m_o \cdot g \cdot \varepsilon \cdot \cos(\varphi + \psi) + \int_{R_6-h_u}^{R_6} \alpha_{uu} \cdot L_3 \cdot \Delta v^2(r) \cdot \rho(r) \cdot dr \right]. \\
 & q_5 = \beta; Q_{\beta} = M_{II}(\dot{\beta}) - c_m \cdot (\beta - \psi - \varphi).
 \end{aligned} \right. \quad (3)$$



В результаті проведених досліджень можна зробити висновки:

1. Характер роботи двигуна привода машини не змінюється при наявності віброуючого корпусу дробарки. Реакція двигуна на зміну значень потрібної продуктивності, типу подрібнюваного зерна, його вологості аналогічна, як і у машин з жорстким кріпленням корпусу дробарки. 2. Рух корпусу дробарки практично не змінюється з зміною кількості матеріалу в ньому в широкому діапазоні зміни розрахункової продуктивності, до початку зменшення обертів приводного двигуна. Амплітуди коливань барабану зменшуються в момент початкової завантаження при різкому відкритті шибера. 3. Встановлення барабану на пружні опори призводить до появи трьох додаткових частот, значення яких визначається співвідношеннями між масою і моментом інерції барабана, жорсткістю в горизонтальному та вертикальному напрямках його пружних опор, місцем їх кріплення до барабану. 4. Амплітуди коливань корпусу барабана, форму області їх значень в вертикальній площині суттєво залежить від співвідношень між значеннями маси дебаланса віброзбудника, віддалі від точки його підвісу до центра мас, кутової швидкості обертання ротора, маси барабана машини та жорсткості пружних опор. Величину амплітуд вимушених коливань барабана вздовж координатних осей x, y залежністю:

$$A = \frac{m_d \varepsilon (\dot{\psi}_{ycm})^2}{(m_k + m_g + m_d) \cdot \left[\frac{C_n^x + C_d^x}{m_k + m_g + m_d} - (\dot{\psi}_{ycm})^2 \right]}$$

де $\sum m_i$ – сумарна маса всіх елементів барабана; $\dot{\psi}_{ном.}$ – номінальна кутова швидкість ротора машини. Для оцінки амплітуд вздовж осі

« y_m » у залежності (8) треба « C_x » замінити на « C_y ».

На графіках (рис. 6 – рис. 9) представлені значення, отримані теоретично і визначені експериментально, при різних інтервалах варіювання регульованих параметрів.

При вивченні взаємозв'язку продуктивності дробарки з її конструктивними і динамічними параметрами, виявлене наступне:

1. Осцилограми прискорень бил в режимі дроблення мають несинусоїдальну форму (рис. 6,а) з коефіцієнтом амплітуди $kA=4,1$. Гранична частота спектру сигналу по 10% амплітудному критерію складає $f_{gr}=300$ Гц, коефіцієнт гармонік $k_g=0,58$, коефіцієнт спотворень $k_i=0,87$. З розподілу нормованої потужності гармонік спектру (рис. 6,б) виходить, що понад 80% потужності переноситься першою гармонікою.

2. Продуктивність дробарки Q_{TEOP} при постійних частоті обертання n і ширині розвантажувальної щілини δ із збільшенням зміщення дебаланса h зменшується (рис.7).

3. Ступінь дроблення в ударно-вібраційній дробарці при незмінній частоті обертання дебалансів і постійній ширині розвантажувальної щілини є функцією збільшення дебалансу і зростає нелінійно із збільшенням величини дебалансу (рис.8).

Ступінь дроблення – кількісна характеристика процесу, що показує, в скільки разів зменшився розмір кусків (шматків) або зерен матеріалу при дробленні. Із ступенем подріблення зв'язані витрата енергії і продуктивність дробарки.

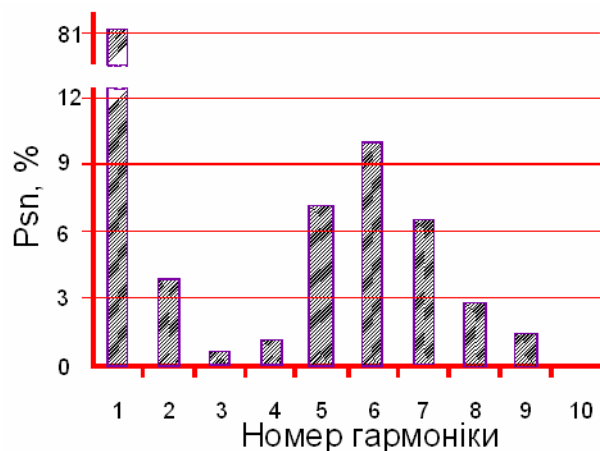
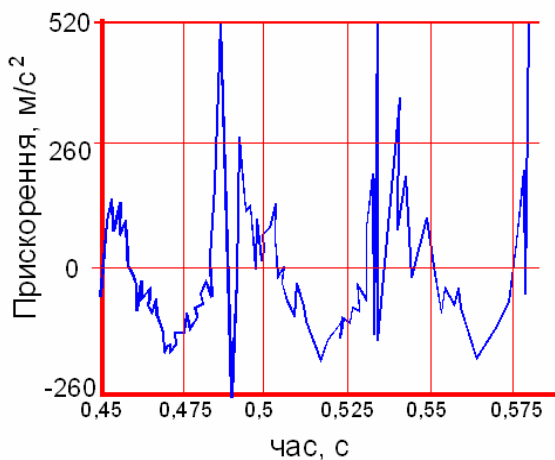


Рис. 6. Осцилограма прискорень (а) і розподіл нормованої потужності гармонік спектру (б)

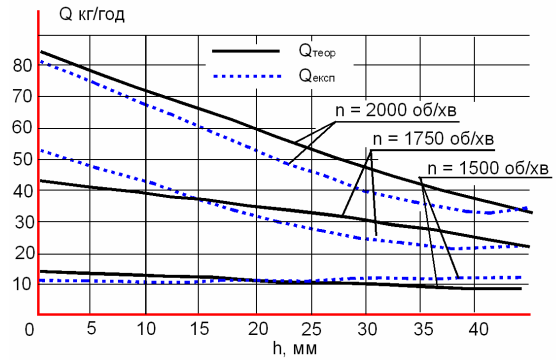
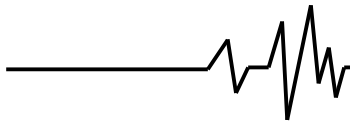


Рис. 7. Залежність значень теоретичної і експериментальної продуктивності Q від збільшення дебаланса h при різній частоті обертання ротора дробарки n

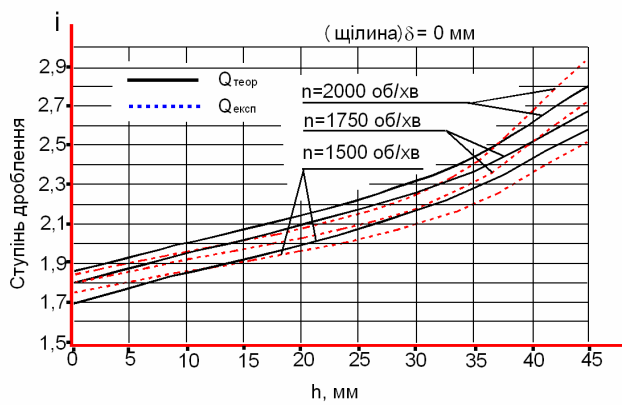


Рис. 8. Залежність ступеня дроблення i від величини збільшення дебаланса h при частоті обертання n

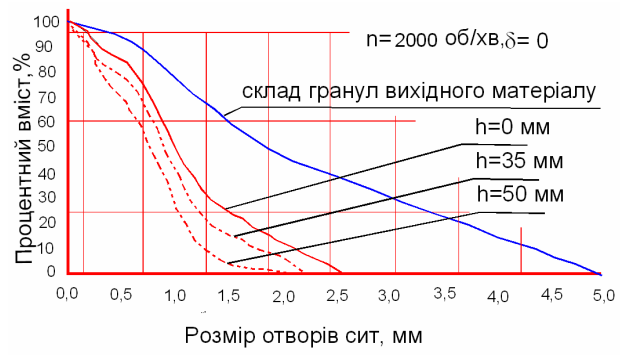


Рис. 9. Гранулометричні характеристики роздробленого зерна при різних зміщеннях дебалансу h

З аналізу експериментальних даних слідує:

1. Ступінь дроблення i при постійних частоті обертання n і розмірі розвантажувальної щілини δ із зростанням дебалансу h у інтервалі від 0 до 35 мм збільшується лінійно, а в інтервалі значень від 35 до 50 мм відбувається інтенсивне збільшення значення ступеня дроблення, яке досягає максимуму при 45 мм. Дана залежність простежується на всіх частотах обертання ротора дробарки (рис.9).

2. При постійному зміщенні дебаланса β і частоті обертання n збільшення розміру розвантажувальної щілини δ веде до закрупнення продукту подрібнення, тобто до зменшення ступеня подрібнення i . Так, зміна

щілини від 0 до 5 мм веде до зменшення ступеня подрібнення в 1,5 рази.

3. При постійних ширині розвантажувальної щілини δ і дебалансі h із збільшенням частоти обертання ω ступінь подрібнення i монотонно зростає, досягаючи максимуму свого значення при частоті обертання дебаланса 2000 об/хв.

Висновки. Запропонована методика створення математичних моделей з використанням графів необхідної складності дозволить швидко і якісно описувати фізичні процеси роботи машин.

Література

1. Акулов В.И. О коэффициентах полезного действия процессов измельчения и удельных энергзатрат // Химическая промышленность. – 1996. – № 10. – С. 7-10.
2. Демидов А.Р., Чирков С.Е. Способы измельчения и методы оценки их эффективности. – М: ЦИНТИ Госкомзага СССР, 1969. – 240 с.
3. Бойко А.І., Новицький А.В. Аналіз надійності кормдробарок методом дерева відказів // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КДТУ. – 1999. – Вип. 28. – С. 46-54.
4. Діордієв В.Т., Чаусов С.В. Методи поліпшення енергетичних показників малогабаритних комбікормових установок // Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України: Вісник Харківського держ. техн. ун-ту сільс. госп-ва – Харків: ХДУСГ. – 2002. – Вип. 10. – С. 136-141.



5. Гуртовой М. В. Обґрунтування режиму подрібнення плодів абрикоса у роторній дробарці / М. В. Гуртовой, О. В. Гаврилов // Наук. праці ХДУХТ.– Харків: ХДУХТ. – 2005. – Вип. 1. – С. 230-236.
6. Ревенко Ю.І., Пилипенко О.М., Чибис С.М. Оцінка якості сумісного подрібнення і змішування компонентів комбікормів молотковою дробаркою / Зб. наук. праць НАУ // Мех. с.-г. вир-ва. – 2000. – Т. 9. – С. 172-176.
7. Кириченко В.І. Вибір параметрів та режиму роботи млинів примусового подрібнення // Уголь Украины. – 1998. – № 5. – С.45-46.
8. Пат. 22533А Україна, В02С13/00. Дробарка ударної дії. / Семкович О.Д., Коруняк П.С., Ніщенко І.О., Райвич Г.М. (Україна) – № 97020459; Заявл. 04.02.97; Опуб. 17.03.98.
9. Семерак Ф., Коруняк П., Лозовий І., Боровець В. Математична модель роботи віброударної подрібнювальної машини молоткового типу // Вісник Львівського державного аграрного ун-ту: Агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. Держагроун-т, – 1998. – № 2. – С. 99-102.
10. Коруняк П.С. Математична модель роботи роторної дробарки для подрібнення сипучого матеріалу. //Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.,– Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, – 1999. – Вип.5. – С. 367-374.
11. Зінько Р.В., Лозовий І.С. Графи структури зв'язків узагальнених координат для автовантажотранспортувальних машин та методика побудови математичних моделей // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2001. – Випуск 1. – С. 29-33.
12. Гончаревич І.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. – 319 с.
13. Сыроватка В.И. Основные закономерности процесса измельчения зерна в молотковой дробарке. М: Агропромиздат, 1985. – 368 с.
14. Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.