

УДК 620.169.1

## ПІДВИЩЕННЯ БЕЗВІДМОВНОСТІ ГРОХОТІВ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН ШЛЯХОМ ЇХ ДИНАМІЧНОЇ ТА АМПЛІТУДНОЇ СТАБІЛІЗАЦІЇ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка)

В статті наведена система диференційних рівнянь грохотів картоплезбиральної машини, розв'язання якої дає можливість визначити частотні та амплітудні характеристики власних та вимушених коливань системи. Визначені характеристики дозволяють врівноважити систему грохотів та підвищити її наробіток до відмови шляхом покращення умов експлуатації.

**Актуальність проблеми.** Застосування картоплезбиральних машин з використанням віброефекту забезпечує універсальність, можливість суміщення технологічних і транспортних операцій, а також велику продуктивність при відносній простоті як самого пристрою, так і його обслуговування.

Колівальні грохоти приводяться до руху від ексцентрикового валу за допомогою шатунів. Вони виконують різні операції, залежно від місця встановлення їх в технологічній схемі машини: підкоп, транспортування і сепарацію пласта землі з картоплею. На картоплекопачу грохотного типу хитні грохоти є робочими органами, які виконують весь технологічний процес.

Хитні грохоти мають ряд переваг в порівнянні з пасивними робочими органами по підкопу пласта і з елеваторними транспортерами; до них відноситься більш інтенсивне руйнування пласта, активна його сепарація, а також можливість встановлення оптимального технологічного режиму.

Поряд з перевагами хитні грохоти мають істотний недолік – вони створюють в елементах комбайна значні динамічні навантаження від неврівноважених мас.

Саме тому, динаміка формування навантажень на елементи комбайна представляє особливий інтерес з точки зору динамічної та амплітудної стабілізації.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В роботах [1 – 5] закладені базові основи моделювання технологічного процесу картоплезбиральних машин. В основі цих моделей лежить схема технологічного процесу комбайна як сукупності операцій, які послідовно виконуються на робочих органах машини. Так, в роботах [5, 6] розроблена функціональна модель технологічного процесу машинного збирання картоплі.

Ця модель враховує функціонування машини в умовах зовнішніх впливів, які мають стохастичний змінний характер. При цьому, сама система машини розглядається як багатовимірна динамічна система з багатьма вхідними та вихідними змінними.

**Мета і постановка задачі.** Розробка динамічної моделі функціонування грохотів картоплезбиральних комбайнів, з метою виявлення частотних та амплітудних характеристик, та забезпечення їх динамічної стабілізації.

**Виклад основного матеріалу.** На рис. 1 наведена схема грохотів картоплезбиральних машин. Зазвичай в технологічній схемі таких машин застосовуються два грохота. Конструктивно грохоти виконані таким чином: до звареної рами кожного грохоту прикріплена решітка, а до передньої частини першого грохоту кріпиться леміш, що використовується для підкопу пласта. Грохоти I й II підвішені до рами машини на підвісках: 1, 2, 3 і 4 і приводяться до коливального руху двома шатунами 5 і 6.

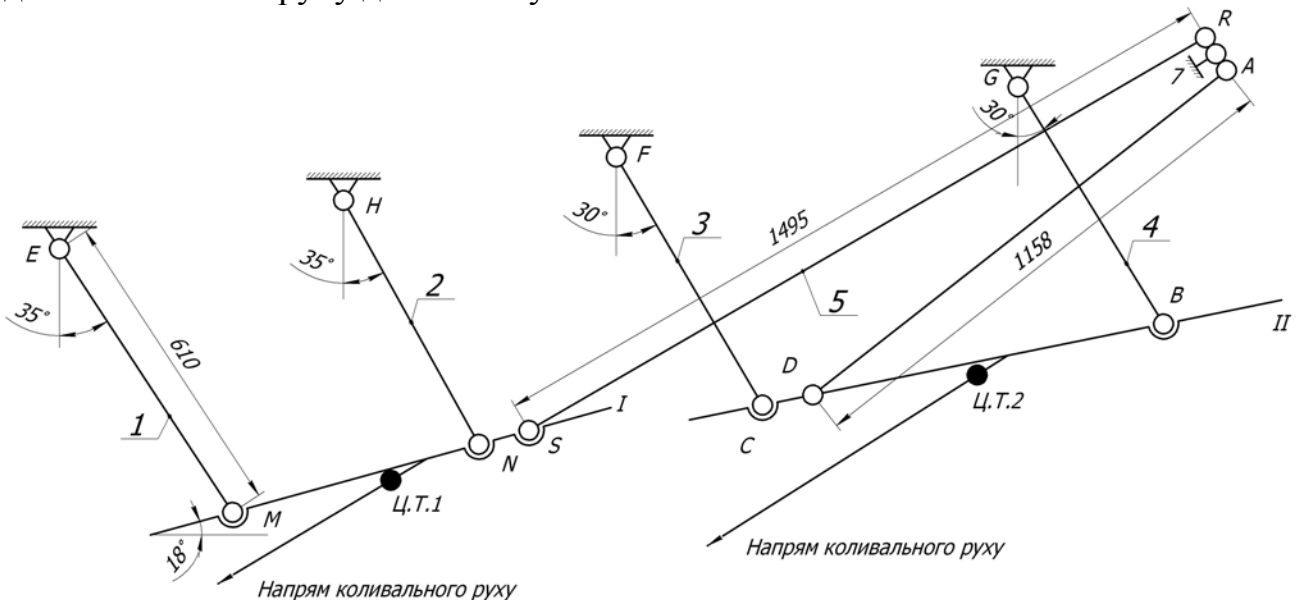


Рисунок 1 – Схема грохотів картоплезбиральної машини

Кожен з шатунів має на кінці ексцентрикову голівку, виконану з ексцентриситетом 25...26 мм. Для роботи грохотів в протифазі ексцентрики зміщені на кут  $180^\circ$ .

За своєю структурою кожен грохот являє собою трьохповідкову групу, повідками якої є підвіски і шатуни, а ведучою ланкою – кривошип ексцентрика.

Підвіски і шатуни приєднуються до рами і грохотів за допомогою пружних гумових шарнірів і тому можуть впливати своїми пружними властивостями на режим коливань системи.

Шатунний привод грохотів, що здійснює коливальний рух за допомогою ексцентрикового валу, можна вважати пружним приводом; амплітуда коливання грохотів залежить від динамічних параметрів машини.

Для динамічного аналізу грохотів комбайну використовується розрахункова схема (рис. 2), що відображає геометричні, кінематичні та динамічні особливості конструкції.

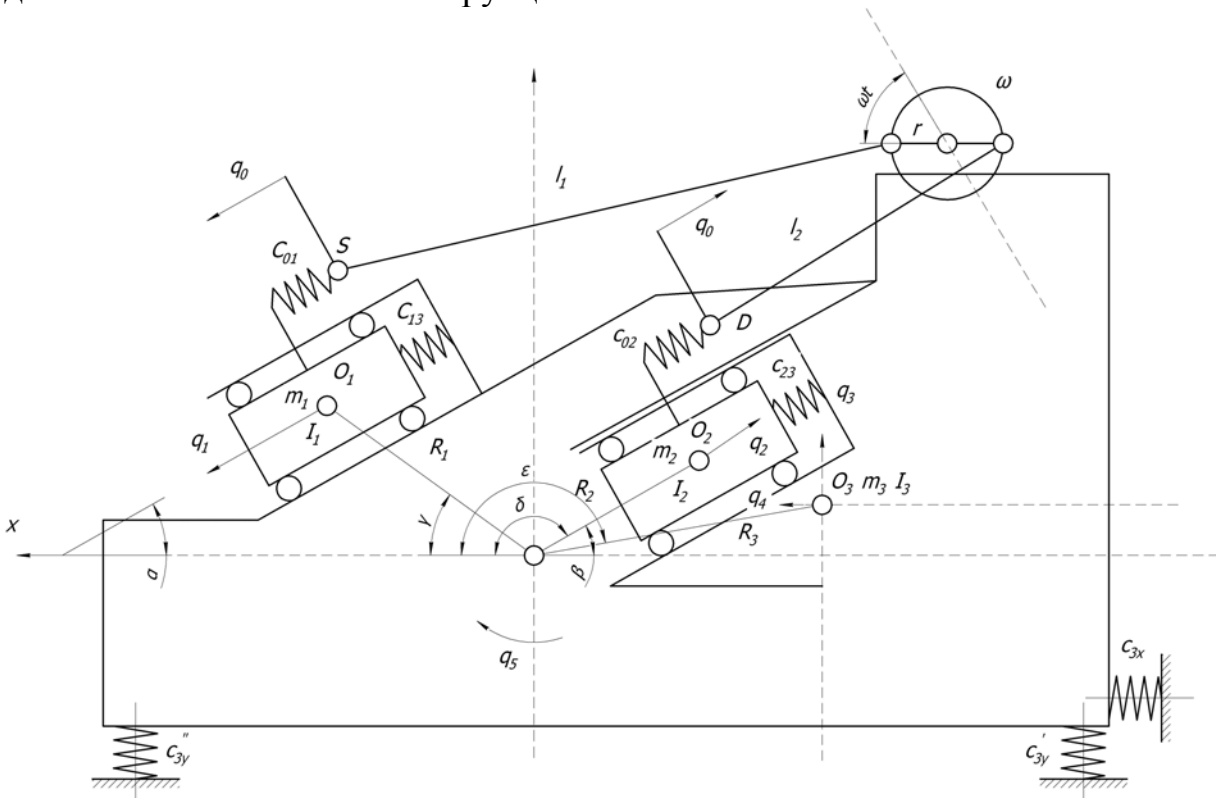


Рисунок 2 – Розрахункова динамічна схема грохотів

При наявності пружних зв'язків в приводі грохот виконує коливання, які по траєкторії наближаються до прямолінійної. Приймаючи грохот за жорстке тіло, можна вважати, що рух усіх його точок буде таким же, як і переміщення його центру тяжіння.

Представляється можливим показати грохот на розрахунковій схемі у вигляді матеріальної точки  $O$ , в якій зосереджена приведена маса грохоту  $m$ , що включає масу самого грохоту, частину маси рухомих разом з ним приводних і основних пружних зв'язків, а також частину маси від технологічного навантаження.

Але якщо конструктивні частини маси грохоту визначаються порівняно легко, то знаходження приєднаної частини технологічної маси матеріалу, що переміщується разом з грохотом, пов'язане з великими труднощами. Для етапу складання розрахункової схеми представляється можливим вважати масу грохоту  $m$ , як суму:

$$m = m_2 + \lambda m_m, \quad (1)$$

де  $m_2$  – маса грохоту з приєднаною масою пружних зв'язків підвісок та інших елементів машини;  $m_m$  – маса всього матеріалу, що знаходиться на

вантажонесучому грохоті;  $\lambda$  – коефіцієнт, що враховує величину приєднаної маси матеріалу.

Для отримання повної характеристики руху багатомасової вібротранспортної машини та виявлення її динамічних особливостей, розрахункова схема машини повинна повністю відповідати дійсному розташуванню мас і пружних зв'язків. Це дозволить правильно провести розгляд усіх можливих рухів системи і встановити найбільш раціональні режими коливань грохотів як з механічної, так і з технологічної точок зору.

Система, що наведена на рис. 2 симетрична відносно вертикальної площини, що проходить через її подовжню вісь; тому динамічний розрахунок зводиться до плоскої задачі. Грохоти переміщуються відносно рами в напрямку, заданому розташуванням підвісок, тому на схемі вони розміщені в напрямних, що нерухомо пов'язані з рамою. Сама рама, яка встановлена на колесах, не має кінематичних зв'язків з основою і в своєму плоскому русі володіє трьома ступенями свободи.

На рис. 2 введені наступні позначення:  $O, O_1, O_2, O_3$  – центри ваги відповідно всієї системи, двох грохотів і рами;  $m_1, m_2, m_3, I_1, I_2, I_3$  – зведені маси і моменти інерції відповідно грохотів і рами щодо їх головних центральних вісей;  $c_{01}, c_{02}, c_{13}, c_{23}, c_{3y}, c_{3x}$  – зведені динамічні жорсткості відповідно пружних зв'язків приводу, основних пружних зв'язків і опорних амортизаторів (точки причепа і ходових коліс);  $a, b$  – відстань вісей опорних амортизаторів від вісі  $Oy$  в системі координат  $xOy$ , що проходить через центр ваги  $O$  системи;  $\alpha$  і  $\beta$  – кути, які відповідно визначають напрямок переміщення першого і другого грохотів відносно рами;  $\gamma, \delta, \xi$  – кути, які відповідно визначають нахил прямої, що з'єднує центри ваги грохотів і рами, до вісі  $Ox$  в системі координат  $xOy$ ;  $R_1, R_2, R_3$  – відстані (радіуси-вектори) центрів ваги відповідно  $O_1, O_2$  та  $O_3$  від центра ваги системи.

Прийmemo, що  $c_{3y} = c'_{3y} + c''_{3y}$ , а жорсткість  $c_{3x}$  буде враховуватися лише в тих випадках, коли вона порівнянна з осьювою жорсткістю пружних зв'язків. Так як комбайн є напівначіпною машиною на двох пневматичних колесах, то величини жорсткостей  $c'_{3y}$  і  $c''_{3y}$  будуть несумірні.

Переміщення точок  $S$  і  $D$  шатунів приводу грохотів відносно рами при  $r \ll l$  можна з достатнім ступенем точності прийняти таким, що відбувається за законом виду:

$$q = r \sin \omega t, \quad (2)$$

де  $r$  – ексцентриситет приводного вала;  $\omega$  – кутова швидкість обертання приводного вала.

В процесі усталеного руху (при  $\omega = const$ ) система здійснює малі коливання біля положення стійкої рівноваги.

Розглянута плоска система володіє п'ятьма ступенями свободи, тобто її рух може бути описано п'ятьма узагальненими координатами:

$q_1(t)$  – переміщення центру ваги першого грохоту відносно рами в напрямку вісі основних пружних зв'язків  $c_{13}$ ;

$q_2(t)$  – переміщення центру ваги другого грохоту відносно рами в напрямку вісі основних пружних зв'язків  $c_{23}$ ;

$q_3(t)$  – переміщення центру ваги рами в напрямку вісі  $Oy$  в системі координат  $xOy$ ;

$q_4(t)$  – переміщення центру ваги рами в напрямку вісі  $Ox$  в системі координат  $xOy$ ;

$q_5(t)$  – обертальний рух всієї системи навколо точки  $O$ .

Рух мас системи можна описати п'ятьма диференціальними рівняннями коливань, які можуть бути виведені з рівняння Лагранжу другого роду, що має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = 0 \quad (j = 1, 2, \dots), \quad (3)$$

де  $q_j$ ,  $\dot{q}_j$  – відповідно узагальнені координати і швидкості;  $T$  і  $\Pi$  – функції кінетичної і потенційної енергії системи;  $D$  – дисипативна функція, що залежить від сил внутрішнього опору в матеріалі пружних зв'язків.

Визначивши абсолютні лінійні швидкості (у векторній або аналітичній формі) центрів ваги мас і позначивши їх відповідно  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$ , а кутові швидкості мас системи  $\theta = \theta_2 = \theta_3 = q_5$ , напишемо в загальному вигляді рівняння кінетичної і потенційної енергії і дисипативної функції:

кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} [m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2 + m_3 v_3^2 + (I_1 + I_2 + I_3) \dot{q}_5^2]; \quad (4)$$

потенційна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_{13} q_1^2 + c_{23} q_2^2 + c_{01} (q_1 - q_0)^2 + c_{02} (q_2 - q_0)^2 + c_{3x} q_3^2 + c'_{3y} (q_4 + a q_5)^2 + c''_{3y} (q_4 - b q_4)^2]; \quad (5)$$

за умови, що характеристики пружних зв'язків є лінійними, дисипативна функція:

$$D = \frac{1}{2} [\mu \{ c_{13} \dot{q}_1^2 + c_{23} \dot{q}_2^2 + c_{01} (\dot{q}_1 - \dot{q}_0)^2 + c_{02} (\dot{q}_2 - \dot{q}_0)^2 + c_{3y} (\dot{q}_4 + a \dot{q}_5)^2 + c''_{3y} (\dot{q}_4 - b \dot{q}_4)^2 \} + \mu_3 c_3 \dot{q}_3^2], \quad (6)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт внутрішніх опорів при осьовій деформації пружного зв'язку;

$\mu_1$  – коефіцієнт внутрішніх опорів при деформації зсуву пружного зв'язку.

Знаючи кінематику системи грохотів неважко відзначити, що переміщення  $q_1$  першого грохоту і  $q_2$  другого відносно своїх центрів ваги взаємно пов'язані. В результаті опозитного розташування грохотів і природи механізму приводу останні величини співмірні, а напрямки взаємно протилежні. Решта кінематичних параметрів – швидкості і прискорення – також зміщені по фазі один відносно одного на кут  $180^\circ$ .

Прийнявши з достатнім ступенем точності, що кути розташування основних пружних зв'язків  $c_{13}$  і  $c_{23}$  рівні (насправді вони становлять  $18$  і  $16^\circ$ ), можна записати, що  $\alpha = \beta$ .

Підставивши відповідно всі елементи, що входять в рівняння Лагранжа і провівши диференціювання по координаті  $q_j$  і часу, отримаємо систему пов'язаних лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описує вимушені усталені коливання мас машини:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{q}_1 + m_1 \ddot{q}_4 \cos \alpha + m_1 \ddot{q}_3 \sin \alpha + m_1 R_1 \ddot{q}_5 \sin(\alpha - \gamma) + (c_{01} + c_{13}) q_1 + \mu(c_{01} + c_{13}) \dot{q}_1 &= \\ = c_{01} q_0 + \mu c_{01} \dot{q}_0; \\ m_2 \ddot{q}_2 + m_2 \ddot{q}_4 \cos \beta + m_2 \ddot{q}_3 \sin \beta + m_2 R_2 \ddot{q}_5 \sin(\beta - \delta) + (c_{02} + c_{23}) q_2 + \mu(c_{02} + c_{23}) \dot{q}_2 &= \\ = c_{02} q_0 + \mu c_{02} \dot{q}_0; \\ (m_1 + m_2 + m_3) \ddot{q}_4 + m_1 \ddot{q}_1 \cos \alpha + m_2 \ddot{q}_2 \cos \beta + (m_1 R_1 \sin \gamma + m_2 R_2 \sin \delta + m_3 R_3 \sin \xi) \ddot{q}_5 &= 0; \\ (m_1 + m_2 + m_3) \ddot{q}_3 + m_1 \ddot{q}_1 \sin \alpha + m_2 \ddot{q}_2 \sin \beta + (m_1 R_1 \cos \gamma + m_2 R_2 \cos \delta + m_3 R_3 \cos \xi) \ddot{q}_5 + & (7) \\ + (c'_{3y} + c'_{3y}) q_3 + (ac''_{3y} - bc'_{3y}) q_5 + \mu(c''_{3y} + c'_{3y}) \dot{q}_3 + \mu(ac''_{3y} - bc'_{3y}) \dot{q}_5 &= 0; \\ (I_1 + I_2 + I_3 + m_1 R_1^2 + m_2 R_2^2 + m_3 R_3^2) \ddot{q}_5 + m_1 R_1 \dot{q}_1 \sin(\alpha - \gamma) + m_2 R_2 \dot{q}_2 \sin(\beta - \delta) - & \\ - (m_1 R_1 \sin \gamma + m_2 R_2 \sin \delta + m_3 R_3 \sin \xi) \dot{q}_4 + (m_1 R_1 \cos \gamma + m_2 R_2 \cos \delta + m_3 R_3 \cos \xi) \dot{q}_3 + & \\ + (c''_{3y} + c'_{3y}) q_3 + (ac''_{3y} + bc'_{3y}) q_5 + \mu(c''_{3y} - c'_{3y}) \dot{q}_3 + \mu(a^2 c''_{3y} + b^2 c'_{3y}) \dot{q}_5 &= 0. \end{aligned}$$

Розв'язавши дану систему диференціальних рівнянь, можна отримати характер і величину власних і вимушених коливань, а також траєкторію руху центрів ваги всієї системи. Розв'язання дозволить зробити аналіз цих переміщень і намітити шляхи зниження підвищених вібрацій.

Аналізуючи систему рівнянь можна помітити, що найбільш суттєвими за величиною будуть поворотні переміщення  $q_5$ , які викличуть коливання всієї машини, а при неправильно підібраних жорсткостях  $c'_{3y}$  і  $c''_{3y}$  можуть вплинути й на характер руху матеріалу.

Поворотні коливання будуть відсутні лише в тому випадку, якщо діючі в системі збурюючі сили (інерційні) не викликають руху системи в напрямку поворотної координати  $q_5$ .

Представляє відомі труднощі виконання на існуючих грохотах умов, дотримання яких виключило б поворотні коливання. Такими умовами є: поєднання центрів ваги всіх мас на одній лінії; геометрична сума добутоків мас на радіус-вектор повинна дорівнювати нулю, тобто  $m_1 R_1 - m_2 R_2 \pm m_3 R_3 = 0$ ; величини жорсткостей  $c'_{3y}$  і  $c''_{3y}$  повинні бути рівні; повинні бути рівними також відстані  $a$  і  $b$ .

Збурюючими силами в системі є інерційні сили від мас рухомих грохотів. Якщо прийняти, що маси грохотів рівні між собою, тобто  $m_1 = m_2$ , то величини збурюючих інерційних сил також будуть рівними. У цьому випадку останнє рівняння системи (8) стає незалежним від збурюючих поворотних переміщень.

Знизити величину поворотних коливань представляється можливим, створивши в системі інерційні сили, що спрямовані в протифазі збурюючим силам, і діють в напрямку поворотних коливань.

### Висновки

В результаті проведених теоретичних досліджень складена система диференціальних рівнянь грохотів картоплезбиральних машин, розв'язання якої дає можливість визначити частотні та амплітудні характеристики власних і вимушених коливань системи.

На основі аналізу отриманої системи диференціальних рівнянь окреслений один з можливих шляхів динамічного врівноваження грохотний систем, коли центри ваги рами і грохотів розташовані не на одній лінії, з метою підвищення безвідмовності всієї установки.

### Список літератури

1. Колчин Н.Н. Технология и комплексы машин для возделывания важнейших сельскохозяйственных культур. Часть I. Картофель [Текст] / Н.Н. Колчин – М.: ИНФРА, 1997. – 104 с.
2. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. 2-е изд. переработ. и доп. [Текст] / Г.Д. Петров – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.
3. Полуночев И.М. Исследование технологического процесса картофелеуборочного комбайна [Текст] / И.М. Полуночев // Труды ВИСХОМ. – М, 1953. – С. 46-49.
4. Колчина Л.М. Технологии и оборудование для производства картофеля: справочник [Текст] / Л.М. Колчина – М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2014. – 164 с.

5. Успенский И.А. Основы снижения энергозатрат в сельскохозяйственном производстве (на примере картофеля) [Текст] / И.А. Успенский, Г.К. Рембалович, Н.В. Бышов и др. // Монография. – Рязань, 2010. – 276 с.

6. Успенский И.А. К вопросу об интенсификаторах первичной сепарации почвы в картофелеуборочных машинах [Текст] / И.А. Успенский, С.Н. Борычев, Г.К. Рембалович и др. // Вестник ФГОУ ВПО РГАТУ. – 2010г. – №1. – С. 54-57.

## Аннотация

### ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОТКАЗНОСТИ ГРОХОТОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫЕ МАШИН ПУТЕМ ИХ ДИНАМИЧЕСКОЙ И АМПЛИТУДНОЙ СТАБИЛИЗАЦИЯ

Калинин Е.И.

*В статье приведена система дифференциальных уравнений грохотов картофелеуборочной машины, решение которой позволяет определить частотные и амплитудные характеристики собственных и вынужденных колебаний системы. Полученные характеристики позволяют уравновесить систему грохотов и повысить ее наработку до отказа путем улучшения условий эксплуатации.*

## Abstract

### INCREASING THE TROUBLE SIEVES OF POTATO HARVESTER BY THEIR DYNAMIC AND AMPLITUDE STABILIZATION

Y. Kalinin

*The article describes the system of differential equations sieves potato harvester solution which allows determining the frequency and amplitude characteristics of natural and forced oscillations of the system. The obtained characteristics allow equilibrate the system sieves and increase its time to failure by improving operating conditions.*