

STUDY OF FEATURES FOR TRANSPORTATION HEAP AND HEAPWIRE

Theoretical results for the transportation of Inovoroha vorohoprovodu flax aggregate when exposed to air eksgaustera. The conditions for achieving a pile of the vehicle.

Key words: heap, heapwire, particle piles, eksgauster model of motion.

УДК 534.1

ФІЗИЧНА ПРИРОДА ТА КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЛАКСАЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ У СИСТЕМІ «ВІБРАЦІЙНА РОЗПУШУВАЛЬНА ЛАПА - ҐРУНТ»

Д.Г. Войтюк, канд. техн. наук, проф., чл.-кор. НААН,
Ю.В. Човнюк, канд. техн. наук, Ю.О. Гуменюк, асист.,
О.П. Гуцол, інж.
НУБіП України

У роботі з'ясована природа та фізичний механізм виникнення релаксаційних автоколивань у системі «вібраційна розпушувальна лапа - ґрунт». Отримані основні кінематичні характеристики вказаного типу автоколивань для заданої характеристики опору рухові з боку ґрунту, який обробляється.

Ключові слова: природа, кінематика, аналіз, релаксаційні автоколивання, розпушування, вібрація, лапа культиватора, ґрунт.

Постановка проблеми. Обробіток ґрунту – це один з найбільш енергоємних процесів у технології виробництва продукції рослинництва. Так при вирощуванні кукурудзи та озимої пшениці, витрати пального на ґрунтообробні операції становлять 18 % від загальної витрати пального, а при вирощуванні картоплі і цукрових буряків - 41...43%. Тому актуальним залишається питання пошуку шляхів енергозбереження при обробітку ґрунту. Один з шляхів зниження витрат енергії полягає в зниженні тягового опору знаряддя, яке досягається за рахунок удосконалення технології обробітку ґрунту та конструкцій машин, пошуку раціональних параметрів і режимів їх роботи з урахуванням ґрунтово-кліматичних умов та властивостей ґрунту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій [4 - 7] роботи ґрун-

© Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол.
Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 96. 2012.

тообробних машин показує, що заміна пасивних робочих органів вібраційними дозволяє до 60 % знизити тяговий опір машини. Ефект від вібрації, в значенні зниження тягового опору, можна отримати як при використанні машин з примусовою вібрацією робочих органів, так і машин, робочі органи яких здійснюють коливання на пружній стійці. Основними недоліками машин з примусовою вібрацією є складність конструкції і низька надійність машини, а також необхідність приводу робочих органів від ВВП трактора, що вимагає додаткових затрат енергії. Машини з коливними (пружними) робочими органами позбавлені цього недоліку, і при підборі раціональних параметрів і режимів роботи дозволяють покращити якісні та енергоємнісні показники процесу обробітку ґрунту. На даний час недостатньо відомостей про характер взаємодії пружного робочого органу довільної геометричної форми з ґрунтовим середовищем (геометрична оптимізація), та інформації про вплив пружних характеристик робочого органу і властивостей ґрунту на характер коливань робочого органу, що є актуальними задачами при дослідженні процесу обробітку ґрунту вібраційними робочими органами.

Загальні відомості про автоколивання і автоколивальні системи наведені в роботах [1 - 3]. Відомо, що автоколивання за формою можуть бути близькими до гармонічних, але можуть і суттєво відрізнятись від них (т.з. розривні (релаксаційні)).

У роботах [4 - 7] проведені експериментальні та теоретичні дослідження процесу взаємодії вібраційної розпушувальної лапи культиватора з ґрунтом. Проте, на думку авторів даної роботи, природа виникнення (фізичні механізми) автоколивань (і зокрема релаксаційних) у подібних системах ще невивчена у достатній мірі.

Мета цієї роботи полягає у з'ясуванні фізичної природи (фізичного механізму) виникнення у системі «вібраційна розпушувальна лапа-ґрунт» релаксаційних автоколивань та встановленні основних кінематичних параметрів, які виникають при взаємодії (і характеризують цю взаємодію) лапи культиватора з ґрунтом.

Виклад основного матеріалу.

1. Фізичний механізм виникнення автоколивань у системі «вібраційний ґрунтообробний робочий орган – оброблюваний ґрунт».

Нижче розглянутий наближений метод аналізу релаксаційних автоколивань у системі «вібраційний ґрунтообробний робочий орган – оброблюваний ґрунт». Зазвичай амплітуду автоколивань визначають методом енергетичного балансу [1], коли нелінійності слабкі, сила опору

(тертя) руху невелика і коливання наближено можна вважати синусоїдальними (т.з. стаціонарні автоколивання квазілінійних систем). Проте такі умови не завжди прийнятні для аналізу досліджуваної у даній роботі системи, особливо у тому випадку, коли сили опору рухові (сили тертя) приймають великі значення. Будемо вважати у подальшому, що рух лапи визначається тільки цією силою, силою пружності, а силою інерції робочого органу можна знехтувати (оскільки його маса невелика у порівнянні з масою оброблюваного ґрунту і прискорення, які він набуває під дією сукупності прикладених до нього сил незначні). Рівняння руху такої «безмасової» виродженої системи має суто статичний вигляд:

$$cx = R(V), \quad (1)$$

де cx – сила пружності пружини робочого органу; x – переміщення останнього вздовж напрямку руху з відносною швидкістю $V = V_0 - \dot{x}$; $(\dot{x}) = \frac{d}{dt}(x_0)$; V_0 – швидкість руху всієї системи вздовж осі OX (напрямок руху), $V_0 = \text{const}$, $R(V)$ – сила опору рухові робочого органу, яка є функцією V .

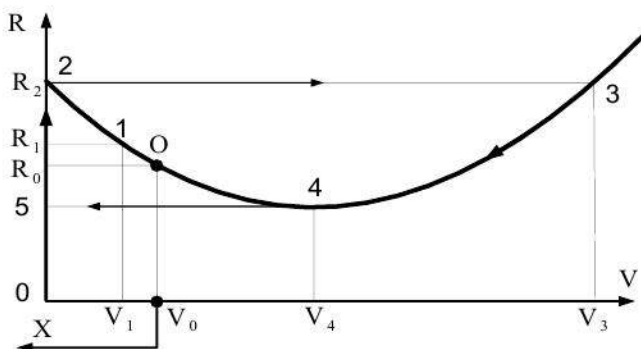


Рис. 1. Залежність $R(V)$

Слід пам'ятати, що співвідношенням (1) встановлена пропорційність координати x силі опору R ; оскільки координата x не може у часі t змінюватись стрибкоподібно, то і сила опору повинна бути неперервною функцією часу.

На рис.1 точки O відповідає стан рівноваги лапи культиватора, при цьому сила опору R_0 зрівноважує силу пружності cx_0 (x_0 – статичне відхилення робочого органу від положення рівноваги). Слід впевнитись у тому, що цей стан рівноваги нестійкий.

Нехай робочий орган відтягнутий додатково на величину Δx деякою додатковою силою ΔP й утримується у цьому положенні; у зв'язку з тим, що він нерухомий – відносна швидкість руху дорівнює V_0 і стан системи характеризується тією ж точкою O .

Нехай у деякий момент, який будемо вважати початковим, сила ΔP зникає і робочий орган знаходиться у вільному стані. Оскільки початкова сила пружності $c(x_0 + \Delta x = R_0 + \Delta P$ більше, ніж R_0 , тоді рівність (1) вимагає появи сили опору R_1 більшої, ніж R_0 . Як видно з рис. 1, миттєве зростання сили опору від значення R_0 до значення R_1 можливе тільки внаслідок стрибка відносної швидкості – зменшення її до величини V_1 .

Початку коливань відповідає точка 1. Зрозуміло, миттєва зміна швидкості є лише зручним наближеним описом досить швидкої зміни кінематичних характеристик руху (швидкості зокрема).

Зменшення відносної швидкості до значення V_1 означає появу додатної абсолютної швидкості робочого органу $\dot{x} = V_0 - V_1$. Отже, як тільки відтягнутий вліво робочий орган буде знаходитись у вільному стані (тобто сам по собі), він негайно набуває направлену також вліво швидкість \dot{x} . Це викликає подальше переміщення робочого органу вліво від положення рівноваги. Такому процесу відповідає ділянка характеристики $R(V)$ 1 – 2; з кінематичної сторони він характеризується неперервним зростанням як координати x , так і швидкості \dot{x} , а зі статичної сторони – одночасним (і однаковим) зростанням як сили пружності пружини, так і сили тертя (опору). У точці 2 відносна швидкість перетворюється в нуль, тобто абсолютна швидкість \dot{x} стає рівною швидкості руху всього культиватора V_0 і робочий орган не рухається відносно нього.

Продовження руху вліво означало би зростання сили пружності cx , і відповідно у формулі (1) було б необхідним збільшення сили опору R .

Однак сила опору зростати далі не в змозі; тому, як тільки відображаюча точка досягає положення 2, рух лапи вліво миттєво припиняється.

Для визначення нового значення швидкості \dot{x} треба мати на увазі, що сила опору R повинна залишитись незмінною. Таким чином, нове значення швидкості відповідає відображаючій точці 3.

Оскільки $V_3 > V_0$, то швидкість лапи \dot{x} змінює знак. Відповідно, після миттєвої зміни швидкості від значення \dot{x}_2 до значення \dot{x}_3 почнеться рух робочого органу вправо. При цьому русі деформація пружини

(підвіски/ресори) лапи буде спадати, а тому, відповідно, будуть спадати як сила пружності, так і сила опору R . Спадання/зменшення сили R можливе лише внаслідок зменшення відносної швидкості і відповідає ділянці 3 – 4; на цій ділянці зменшення відносної швидкості буде неперервним до точки 4.

Однак подальший рух не може описуватись гілкою 4 – 0 – 1 – 2, оскільки цій гілці відповідає зростання сили опору R . Це суперечить рівнянню (1), яке показує, що при русі робочого органу вправо сила пружності повинна спадати, а не зростати.

Тому у точці 4 швидкість знову повинна миттєво змінитись – відображаюча точка стрибком переходить у положення 5. Як і на ділянці 2 – 3, стрибок 4 – 5 означає розрив швидкості при незмінному значенні R . Потім робочий орган буде рухатись вправо разом з культиватором без опору, і сила пружності знову почне зростати; при цьому буде збільшуватись і сила опору R . Це збільшення відповідає ділянці 5 – 2.

У точці 2 знову відбудеться розрив швидкості, відображаюча точка переміщується у положення 3 і т. д. Таким чином, встановиться періодичний рух за циклом 2 – 3 – 4 – 5 – 2 – 3 без повернення на гілку 4 – 0 – 1 – 2.

Описаний автоколивальний цикл буде започаткований (і потім встановлюється) за усякого початкового збурення, якщо вихідна відображаюча точка лежить у будь-якому місці спадаючої гілки характеристики тертя, тобто за досить малої робочої швидкості руху всієї системи V_0 .

Весь автоколивний цикл складається з двох етапів (опис починаємо з точки 5).

Перший етап. Рух робочого органу з постійною швидкістю V_0 вліво разом з культиватором (ділянка 5 – 2). Переміщення x лапи визначається через силу опору за формулою (1) і має наступні значення: на початку етапу (точка 5) $x_5 = R_5 / c$ й у кінці етапу (точка 2) $x_2 = R_2 / c$.

Другий етап. Рух робочого органу зі спадаючою швидкістю вправо (ділянка 3 – 4) на початку етапу (точка 3) швидкість $\dot{x}_3 = -(V_3 - V_0)$ і переміщення $x_3 = R_3 / c$, причому $x_3 = x_2$. У кінці етапу (точка 4) швидкість $\dot{x}_4 = -(V_4 - V_0)$ і переміщення $x_4 = R_4 / c$ ($x_4 = x_3$).

На рис. 2, а і б подані графіки руху $x = x(t)$ і швидкості $\dot{x} = \dot{x}(t)$. Графік руху має «пилкоподібний» характер й різко відрізняється від закону гармонічного руху.

Найбільші відхилення від значення x_0 неоднакові у обидві сторони: тому зручніше говорити не про амплітуду, а про розмах автоколи-

вань; він визначається сумою:

$$\Delta = |x_2| + |x_5| = \frac{R_2 - R_5}{c} \quad (2)$$

і може бути обчислений за характеристикою опору.

Тривалість першого етапу руху обчислюється за законом рівномірного руху:

$$t_1 = \frac{R_2 - R_5}{cV_0} \quad (3)$$

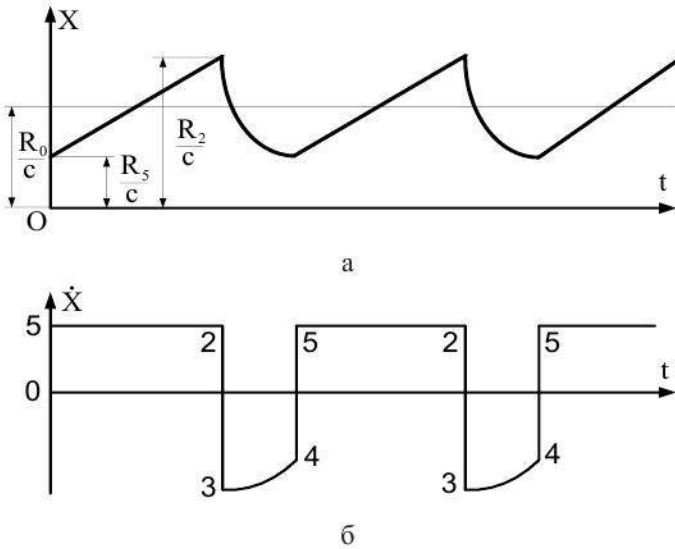


Рис. 2. Кінематичні характеристики релаксаційних автоколивань лапи культиватора

Дещо складніше обчислюється тривалість другого етапу руху.

Розглянемо похідну $R'_x = \frac{dR}{d\dot{x}}$, узятую по швидкості руху лапи \dot{x} . З рівняння (1) отримаємо:

$$dR = c dx = c \dot{x} dt \quad (4)$$

Звідси:

$$\frac{dR}{d\dot{x}} = c \dot{x} \frac{dt}{d\dot{x}} \quad (5)$$

тоді знаходимо тривалість другого етапу руху:

$$t_2 = \frac{1}{c} \int_{\dot{x}_3}^{\dot{x}_4} \frac{R'}{\dot{x}} d\dot{x} \quad (6)$$

Нижня границя інтегрування відповідає відображаючій точці 3, де $\dot{x}_3 = V_0 - V_3$; верхня границя відповідає точці 4, для котрої $\dot{x}_4 = V_0 - V_4$.
Період автоколивань складає:

$$T = t_1 + t_2 \quad (7)$$

2. Чисельний приклад розрахунку параметрів релаксаційних автоколивань.

Розглянемо приклад розрахунку T й розмаху автоколивань лапи культиватора для конкретної характеристики опору ґрунту (рис. 3):

$$R = 3R_* \left(1 - \frac{V}{V_*} + \frac{V^3}{3V_*^3} \right) = 3R_* \left[1 - \frac{(V_0 - \dot{x})}{V_*} + \frac{(V_0 - \dot{x})^3}{3V_*^3} \right] \quad (8)$$

і $V_0 = 0,5 V_*$.

За характеристикою опору знаходимо:

$$V_3 = \sqrt{3} V_* = 3,468V_0; \quad R_3 = R_2 = 3R_*; \quad V_4 = V_* = 2V_0; \quad R_4 = R_5 = R_*.$$

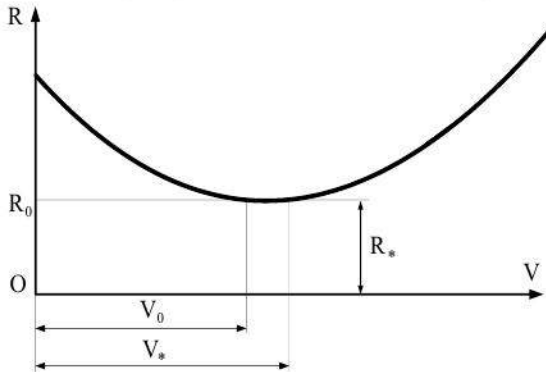


Рис. 3. Характеристика опору $R(V)$

Межі інтегрування у формулі (6)

$$\dot{x}_3 = V_0 - V_3 = -2,468V_0; \quad \dot{x}_4 = V_0 - V_4 = -V_0.$$

Тривалість першого етапу руху за формулою (3)

$$t_1 = \frac{3R_* - R_*}{cV_0} = \frac{2R_*}{cV_0} \quad (9)$$

Похідна R по швидкості \dot{x} :

$$R'_{\dot{x}} = \frac{3R_*}{V_*} \left(\frac{3}{4} + \frac{\dot{x}}{V_*} - \frac{\dot{x}^2}{V_*^2} \right) \quad (10)$$

Тривалість другого етапу руху робочого органу за формулою (6):

$$t_2 = \frac{3R_*}{cV_*} \int_{-2,468V_0}^{-V_0} \left(\frac{3}{4} + \frac{\dot{x}}{V_*} - \frac{\dot{x}^2}{V_*^2} \right) \frac{d\dot{x}}{\dot{x}} = \frac{1,023R_*}{cV_0} \quad (11)$$

виявляється майже вдвічі меншою тривалості першого етапу.

Період автоколивань:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{3,02R_*}{cV_0} \quad (12)$$

Розмах коливань (Δ) за формулою (2):

$$\Delta = \frac{3R_* - R_*}{c} = \frac{2R_*}{c} \quad (13)$$

Висновки

1. Отримані у результаті проведених досліджень кінематичні характеристики руху вібраційної розпушувальної лапи культиватора відповідають ситуації, за якої у досліджуваній системі виникають релаксаційні автоколивання. Основною умовою їх виникнення є існування спадної гілки характеристики опору ґрунту $R(V)$. При цьому можна знехтувати інерцією самого робочого органу.

2. У подальшому розроблену модель руху лапи культиватора можна використати для вдосконалення і уточнення існуючих інженерних методів розрахунку систем, які підтримують автоколивання релаксаційного типу (зокрема, для аналізу динаміки ґрунтообробних машин вібраційної дії).

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории упругих колебаний. /Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967.– 316 с.
2. *Бутенин Н.В.* Элементы теории нелинейных колебаний /Н.В.Бутенин .Л.: Судпромгиз, 1962. – 195 с.
3. *Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах*. – М.: Машиностроение, 1979. – Т.2. Колебания нелинейных механических сис-

- тем / Под ред. И.И. Блехмана. – 1979. – 351с.
4. *Гуменюк Ю.О.* Установка для дослідження взаємодії робочих органів з ґрунтом. /Ю.О. Гуменюк, О.М. Дімчев, В.П. Ковбаса, М.М. Кучер //Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наукових праць. /НАУ. – Київ, 2000. – Т.9. – С. 271 – 273.
 5. *Гуменюк Ю.О.* Визначення амплітуди коливань вібраційного ґрунтообробного робочого органу /Гуменюк Ю.О., Ковбаса В.П., Сівак І.М. //Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб./ КДТУ. – Кіровоград, – 2004. - Вип. 34. – С.132-137.
 6. *Гуменюк Ю.О.* Стан та напрямки досліджень ґрунтообробних робочих органів вібраційного типу. /Ю.О. Гуменюк //Науковий вісник НАУ– Київ, 2002. – Вип.40. – С. 142 – 147.
 7. *Гуменюк Ю.О.* Алгоритм вибору раціональних параметрів підвіски вібраційної розпушувальної лапи культиватора /Гуменюк Ю.О. // Вісник НУБіП України.-Київ, 2009. - Вип. 144. – С.333 – 337.

ФИЗИЧЕСКАЯ ПРИРОДА И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЛАКСАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ «ВИБРАЦИОННАЯ РЫХЛИТЕЛЬНАЯ ЛАПА – ПОЧВА»

В работе выяснена природа и физический механизм возникновения релаксационных автоколебаний в системе «вибрационная рыхлительная лапа - почва». Полученные основные кинематические характеристики указанного типа автоколебаний для заданной характеристики сопротивления движению со стороны обрабатываемой почвы.

Ключевые слова: природа, кинематика, анализ, релаксационные автоколебания, рыхление, вибрация, лапа культиватора, почва.

THE PHYSICAL NATURE AND KINEMATIC ANALYSIS OF RELAXATION OSCILLATIONS IN THE SYSTEM «VIBRATION RIPPING CLAW - THE SOIL»

We clarified the nature and physical mechanism of relaxation oscillations in the system “vibration ripping claw cultivator - the soil.” The resulting basic kinematic characteristics of this type for a given oscillation characteristics of the resistance movement from the treated soil.

Key words: nature, kinematics analysis, the relaxation oscillations, loosening, vibration, foot cultivator, soil.