

8. Заєць М. Л. Удосконалення способу сівби зернових колосових культур [Текст] / М. Л. Заєць // Наукові читання – 2013 : наук.-теорет. зб. / ЖНАЕУ. – Житомир : ЖНАЕУ, 2013. – Т. 1. – С. 312–319.

Maxim Zaets, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Zhytomyr National Agroecological University, Zhitomir, Ukraine

Theoretical study of parameters distributor for subsoil seed coultter-variation mode sowing

We consider the determination of the optimal shape of the distributor and the process of distribution of seeds combined distributor in the form of curved prisms. From the shape of the distributor depends on the quality seeds for distribution bandwidth that sown. Uniformity location on the seeds width will be characterized by the speed of flow of seed in a sloping area distributor.

Distributor of seeds is a key element opener, which directly affects the even distribution of process material on the area of the field and increased bandwidth that sown. Various forms of reflectors and constructions of distribution devices for subsurface mode of sowing due to increased uniform distribution of seeds on the area of the field.

Given that the process of distribution of seeds in the subsoil, spreading it the way sowing is random, as determined by a lot of factors that can not be fully taken into account, it can be treated in accordance with the laws of probability theory. In this regard are various types of technological schemes distributor to design and manufacture them for further study.

speed, sowing, distributor, generators, uniformity

Одержано 30.10.16

УДК 631.356.22

Є.І. Ігнат'єв*, інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь, Україна

E-mail: yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua

Теоретичне моделювання коливального руху фронтально навішеної на інтегральний орно-просапний трактор ХТЗ-16131 гичкозбиральної машини

Використання фронтальних гичкозбиральних машин з роторними гичкозрізальними апаратами, а також значне підвищення робочих швидкостей збирання спричиняють інтенсивні коливання в повздовжньо-вертикальній площині, що знижує якість обрізки головок коренеплодів і викликає значні втрати гички. Тому виникає необхідність теоретичного дослідження коливального руху в повздовжньо-вертикальній площині гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на колісний трактор. Для цього розроблена розрахункова математична модель руху гичкозбиральної машини, на основі використання вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа 2-го роду. Відповідно до розробленої еквівалентної схеми, обраних узагальнених координат і виконаних необхідних математичних перетворень отримана система, що складається із двох нелінійних диференціальних рівнянь, які описують коливання ротаційного ріжучого апарата гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині при русі її пневматичних копіюючих коліс по нерівностях поверхні ґрунту.

гичка, роторний ріжучий апарат, трактор, коливання, диференціальні рівняння

© Є.І. Ігнат'єв, 2016

*Науковий керівник: Булгаков В.М., докт. техн. наук, проф., академік НААН України

Е.И. Игнатъев, инж.

Таврический государственный агротехнологический университет. г.Мелитополь, Украина

Теоретическое моделирование колебательного движения фронтально навешенной на интегральный пахотно-пропашной трактор ХТЗ-16131 ботвоуборочной машины

Использование фронтальных ботвоуборочных машин с роторными ботвосрезающими аппаратами, а также значительное повышение рабочих скоростей уборки вызывают интенсивные колебания в продольно-вертикальной плоскости, что снижает качество обрезки головок корнеплодов и вызывает значительные потери ботвы. Поэтому возникает необходимость теоретического исследования колебательного движения в продольно-вертикальной плоскости ботвоуборочной машины, которая фронтально навешена на колесный трактор. Для этого разработана расчетная математическая модель движения ботвоуборочной машины, на основе использования исходных уравнений динамики в форме Лагранжа 2-го рода. Согласно разработанной эквивалентной схеме, выбранных обобщенных координат и выполнения необходимых математических преобразований получена система, состоящая из двух нелинейных дифференциальных уравнений, которые описывают колебания ротационного режущего аппарата ботвоуборочной машины в продольно-вертикальной плоскости при движении ее пневматических копирующих колес по неровностям поверхности почвы.

ботва, роторный режущий аппарат, трактор, колебания, дифференциальные уравнения

Постановка проблеми. Високопродуктивне і якісне збирання гички цукрового буряка залишається досить складним і актуальним завданням області буряківництва. Останнім часом у світі найбільш широкого розповсюдження отримав багатостадійний спосіб збирання гички, за яким спочатку здійснюється суцільний основний зріз усього масиву гички (по ширині захвату збиральної машини), її збір і транспортування в транспортний засіб, що рухається поруч, з наступним індивідуальним копіюванням кожної головки коренеплоду в рядку для виконання доочищення або дообрізання (або одночасно: доочищення й дообрізання різними робочими органами) головок коренеплодів від залишків гички. Оскільки зазначені операції здійснюються послідовно для коренеплодів цукрового буряка, які знаходяться в ґрунті (тобто на корені) і збирання гички передують операції викопування коренеплодів буряка із ґрунту, то гичкозбиральні машини, як самостійні сільськогосподарські машини, або гичкозбиральні модулі, як складові одиниці бурякозбиральних комбайнів, обов'язково розташовуються у фронтальному положенні стосовно енергетичного засобу (до трактора – якщо мова йде про начіпні гичкозбиральні машини або до передньої частини рами самохідних бурякозбиральних комбайнів). Однак, проведеними нами експериментальними дослідженнями встановлено, що в процесі роботи фронтально навешена на трактор гичкозбиральна машина здійснює рухи в просторі, які визначаються рельєфом поверхні поля, поступальною швидкістю руху трактора, розміщенням копіюючих коліс щодо системи підвісу машини й ін., що істотно впливає на якість виконання цього технологічного процесу. Використання в якості копіюючих – пневматичних коліс призводить до коливань гичкозбиральної машини у вертикальній площині, які значною мірою впливають на якість виконання технологічного процесу – рівномірне зрізання гички з голівок коренеплодів по всій ширині захвату, найбільш повний її збір і транспортування без втрат.

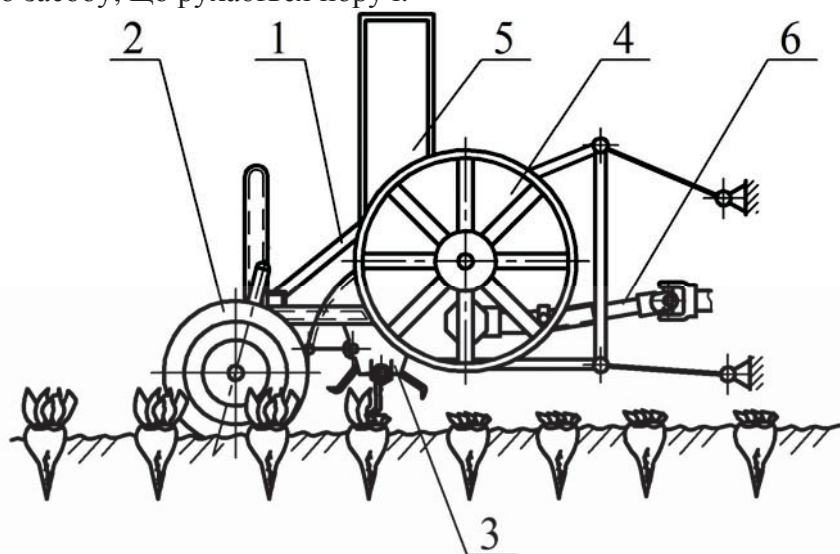
Аналіз останніх досліджень і публікацій. Незважаючи на широке поширення фронтально навешених гичкозбиральних модулів бурякозбиральних машин західного виробництва, а також деяких конструкцій вітчизняних фронтально навешених гичкозбиральних машин, досі ще не було проведено аналітичних досліджень коливального руху. Однак, використовуючи методику, викладену в [1], можна побудувати розрахункову математичну модель цієї машини, що дасть можливість вивчити вплив її конструктивних параметрів на рух по рядах коренеплодів цукрового буряка й нерівностям поверхні ґрунту.

Постановка завдання. Теоретичне дослідження коливального руху

гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на колісний трактор у повздовжньо-вертикальній площині.

При виконанні даного дослідження використані методи побудови розрахункових математичних моделей функціонування сільськогосподарських машин і машинних агрегатів, на основі теоретичної механіки та вищої математики.

Виклад основного матеріалу. Нами розроблена нова універсальна гичкозбиральна машина, що виконує технологічний процес за принципом косарки-подрібнювача, що фронтально навішується на колісний трактор. У цій машині використовується ротаційний гичкозрізувальний апарат, у якому ріжучі ножі шарнірно встановлені на приводному барабані, мають дугоподібну форму та, обертаючись у повздовжньо-вертикальній площині, забезпечують безпідпирний, безкопирний зріз основного масиву гички по всій ширині захвату [9-11]. На рис. 1 показана конструктивно-технологічна схема цієї машини, що зрізує як пучки й листя гички, так і рослини, які знаходяться на буряковому полі, і транспортує зрізану масу в кузов транспортного засобу, що рухається поруч.



1 – рама; 2 – пневматичне копіююче колесо; 3 – роторний гичкозрізувальний апарат; 4 – пристрій для транспортування зрізаної гички; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – привод робочих органів

Рисунок 1 – Конструктивно-технологічна схема гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на трактор з ротаційним ріжучим апаратом

Технологічний процес збирання гички цукрового буряка відбувається в такий спосіб. При русі колісного трактора (з вузькими шинами) по рядках коренеплодів цукрового буряка копіюючі колеса 2, розташовані в передній частині рухомої рами 1, встановлюють ротор 3 з ножами на потрібну висоту зрізу. Ножі мають дугоподібну форму, причому шарнірно встановлені на циліндричній утворюючій по довжині ротора 3 таким чином, що забезпечують перекриття всієї ширини захвату. Ножі обертаються з великою частотою, завдяки чому забезпечується зріз усього масиву гички. Абсолютна швидкість кінців лез дугоподібних ножів для зрізу гички досягає 20...25 м/с, а для скошування інших, зокрема товстостебельних культур – 40...50 м/с [11]. Зрізана дугоподібними ножами гичка рухається у верхню частину кожуха, де попадає на шнековий транспортер, який переміщує зрізану масу в торцеву частину машини, після чого кидач 4 через патрубок 5 вивантажує її в кузов транспортного засобу, що рухається поруч із гичкозбиральним агрегатом. Привод 6 гичкозбиральної машини здійснюється від переднього вала відбору потужності агрегатуєного просапного

трактора. Остаточний технологічний процес збирання гички відбувається при доочищенні головок коренеплідів від залишків гички встановленим позаду агрегуючого трактора очисником з вертикальним приводним валом.

Основною перевагою гичкозбиральної машини ротаційного типу є те, що, маючи всього лише один робочий орган – ротор з ножами, вона забезпечує якісний зріз основної маси гички й транспортування її в транспортний засіб, який рухається поруч, або може розкидати подрібнену гичку на прибрану частину бурячного поля. Гичкозбиральна машина є універсальною та має високу надійність і може бути використана як ротаційна косарка (тобто може якісно зрізати різний травостій висотою до 1 м) [11]. До недоліків гичкозбиральної машини ротаційного типу варто віднести надмірне подрібнення гички у випадку її збору в кузов транспортного засобу, деяке забруднення зібраної маси гички ґрунтовими домішками, особливо при роботі на сухому ґрунті й при налаштуванні гичкозрізаючого апарата на понижену висоту зрізу, значні складності технічного обслуговування (зокрема при знятті дугоподібних ножів для заточки, заміни тощо).

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на агрегуючий колісний трактор, на величину амплітуди коливань у поздовжньо-вертикальній площині гичкозрізаючого апарата необхідно побудувати її математичну модель.

Для цього аналітично розглянемо рух гичкозбиральної машини тільки в поздовжньо-вертикальній площині, тобто побудуємо математичну модель коливання гичкозбиральної машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту тільки в одній площині. На підставі [1] складемо насамперед еквівалентну схему руху фронтально навішеної на колісний агрегуючий трактор гичкозбиральної машини в поздовжньо-вертикальній площині (рис. 2).

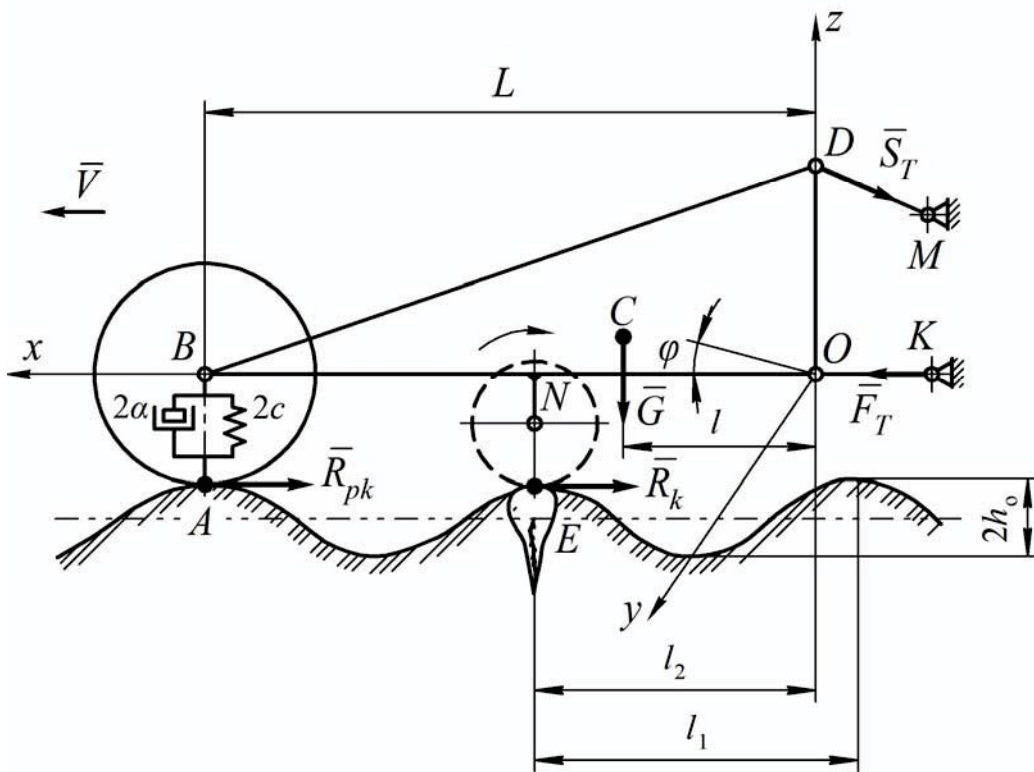


Рисунок 2 – Еквівалентна схема фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини

Як видно з рис. 2, гичкозбиральна машина приєднується до трактора за допомогою двох нижніх тяг OK і однієї верхньої тяги DM , що мають шарніри в точках O, D, M і K . Радіуси копіюючих коліс і гичкозрізувального апарата позначимо відповідно через R і R_1 . Маса всієї гичкозбиральної машини позначимо через M ; масу двох копіюючих коліс – $m = m_1 + m_2$ (де m_1 – маса першого копіюючого колеса, m_2 – маса другого копіюючого колеса). Маса m обох копіюючих коліс зосереджена в точці B . Силу ваги гичкозбиральної машини, що прикладена в її центрі мас (точка C) – через G .

Віднесемо дану динамічну систему до нерухокої декартової системи координат $XOYZ$. При цьому, площина XOZ збігається з поздовжньою площиною гичкозбиральної машини і являється вертикальною площиною до поверхні поля.

Пневматичні копіюючі колеса представлені у вигляді пружнодемпфуючих моделей, які мають сумарний коефіцієнт $2c$ жорсткості й сумарний коефіцієнт 2α демпфірування.

Вважаємо, що колеса в цілому, при русі в міжряддях посівів цукрового буряка зминають верхній (більш пухкий) шар поверхні ґрунту, однак рухаються по нерівностях, які мають поздовжній профіль, близький до синусоїдального типу.

У першому наближенні можемо вважати, що пневматичне копіююче колесо, рухаючись у міжряддях посівів цукрового буряка й зминаючи верхній пухкий шар ґрунту, контактує з нерівністю поверхні поля в точці A . При цьому, нерівності поверхні ґрунту (у згладженому вигляді) можна представити у вигляді гармонійної функції, тобто аналітичним виразом такого вигляду [2]:

$$h = h_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right), \quad (1)$$

де h – ордината висоти нерівності поверхні ґрунту, м,

h_0 – половина висоти нерівності поверхні ґрунту, м;

l_1 – крок нерівності поверхні ґрунту, м;

$x = V \cdot t$ – поточна координата, м;

V – поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини, м/с.

Завдяки своїй вазі, трактор, при русі по нерівностях поверхні ґрунту, ще більш істотно зминає своїми ходовими колесами верхній шар ґрунту, згладжуючи тим самим існуючі нерівності, що сприяє зменшенню амплітуди вертикальних коливань центра мас самого трактора.

Очевидно, що по зазначених причинах вертикальні коливання колісного агрегатуючого трактора значно слабшають, однак, зовсім не зникають. Тому шарніри в точках K і M (рис. 2), як приналежні до трактора, також здійснюють вертикальні коливання. Однак, завдяки наявності шарнірів у точках O і D й значній масі гичкозбиральної машини, ці коливання на гичкозбиральну машину практично не передаються. Коливання агрегатуючого трактора викликають лише кутові коливання тяг OK і DM , що приєднують гичкозбиральну машину до трактора. При цьому, практично можна вважати, що шарніри O й D не здійснюють вертикальних коливань, а тяги OK й DM повертаються навколо точок O і D відповідно, а інші кінці (шарніри K й M) коливаються самостійно разом із трактором. У силу сказаного вище, можемо

вважати, що точки підвісу гичкозбиральної машини (шарніри O й D) рухаються в першому наближенні прямолінійно й рівномірно.

Оскільки гичкозбиральна машина навішена спереду агрегатуючого просапного трактора, то її копіюючі колеса першими сприймають існуючі нерівності профілю поверхні поля, що і викликає вертикальні кутові коливання рами гичкозбиральної машини навколо точки O . Очевидно, що кут повороту φ рами гичкозбиральної машини навколо точки O істотно залежить від величини h нерівності в точці A , у якій у цей момент перебуває копіююче колесо. Тому цей кут φ , у деякому наближенні, можемо визначити з такого виразу:

$$h = L \cdot \varphi, \quad (2)$$

де L – відстань від точки B осі копіюючого колеса до точки O підвісу рами до нижньої OK тяги (рис. 2).

З виразу (2) знаходимо значення даного кута φ :

$$\varphi = \frac{h}{L}, \quad (3)$$

або, з огляду на вираз (1), одержуємо остаточний вираз для кута φ :

$$\varphi = \frac{h_o}{L} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right). \quad (4)$$

Таким чином, нерівності поверхні поля є кінематичним збудником кутових коливань рами гичкозбиральної машини. Однак, поворот рами машини навколо точки O може здійснювати тільки момент деякої сили, лінія дії якої не проходить через точку O . Такою силою в цьому випадку є сила, породжена цими нерівностями поверхні ґрунту, яка очевидно буде також змінюватися по тому ж синусоїдальному закону, що й самі нерівності профілю поверхні поля, тобто, згідно такого виразу:

$$H = H_o \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right), \quad (5)$$

де H_o – амплітуда зазначеної сили.

Очевидно, що ця сила, прикладена в точці A , спрямована уздовж осі OZ , і її момент щодо точки O буде дорівнювати:

$$M_o(H) = H_o L \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right). \quad (6)$$

Ця сила є зовнішньою активною силою, що діє на раму гичкозбиральної машини з боку поверхні поля.

Крім цієї основної сили, у точці A прикладена горизонтальна реакція \bar{R}_{pk} , що також є, загалом кажучи, перемінною та має більше значення при переміщенні колеса нагору по синусоїді виду (1) і менше – при переміщенні копіюючого колеса униз по

зазначеній синусоїді. Також у точці E діє реакція \bar{R}_k опору зрізання гички роторним гичкозрізальним апаратом. Очевидно, що ці дві сили відіграють незначну роль у створенні кутових коливань рами машини в порівнянні із силою \bar{H} й вагою \bar{G} самої гичкозбиральної машини. Сили \bar{R}_{pk} й \bar{R}_k , у першу чергу, створюють опір переміщенню гичкозбиральної машини по полю, і спрямовані протилежно рушійній силі \bar{F}_T з боку агрегуючого трактора. Сила \bar{S}_T натягу тяги DM також не грає істотної ролі в створенні кутових коливань рами гичкозбиральної машини в силу своєї малості. Рушійна сила \bar{F}_T взагалі перетинає точку O , а тому тільки штовхає вперед гичкозбиральну машину, не створюючи ніякого моменту повороту рами гичкозбиральної машини навколо точки O .

Таким чином, істотну роль у створенні кутових коливань рами гичкозбиральної машини у вертикальній площині відіграє тільки сила \bar{H} (кінематичне збудження), що виникає внаслідок наявності нерівностей поверхні поля, і сила \bar{G} ваги гичкозбиральної машини. Слід зазначити, що лінії дії цих сил збігаються з напрямком переміщення їхніх точок прикладання, тобто точок A і C відповідно.

Однак слід зазначити, що амплітуда H_o сили \bar{H} , а також реакції \bar{R}_{pk} і \bar{R}_k є невідомими величинами. Тому, скористатися основним законом динаміки для складання диференціальних рівнянь руху фронтально навішеної на колісний агрегуючий трактор гичкозбиральної машини з урахуванням нерівностей профілю поверхні поля не представляється можливим. Для рішення цього завдання доцільно скористатися диференціальними рівняннями руху у формі Лагранжа II-го роду [1].

Для цього визначимо, насамперед, узагальнені координати даної динамічної системи. Положення центра мас гичкозбиральної машини (точка C) у повздовжньо-вертикальній площині повністю визначається незалежною координатою φ . Оскільки центр мас пневматичних копіюючих коліс (точка B) здійснює незалежні коливальні рухи внаслідок пружнодемпфуючих властивостей копіюючих коліс і ординати висот нерівності поверхні ґрунту h значно менші, ніж довжина L , то можемо вважати, що ці коливання можуть визначатися незалежною координатою Z . Таким чином, розглянута коливальна система може бути приведена до двох узагальнених координат:

$$\begin{aligned} q_1 &= \varphi, \\ q_2 &= Z. \end{aligned} \quad (7)$$

Із сказаного вище випливає, що основний вплив на вертикальне коливання гичкозбиральної машини здійснюють пружнов'язкий опір шин копіюючих коліс, вага гичкозбиральної машини та величина нерівностей поверхні поля. Таким чином, є всі підстави вважати, що на досліджувану механічну систему діють тільки потенційні сили й сили в'язкого опору. Скористаємося цією обставиною при складанні диференціальних рівнянь руху розглянутої динамічної системи на основі рівнянь у формі Лагранжа II-го роду.

Згідно [12], якщо на розглянуту динамічну систему діють тільки потенційні сили й сили в'язкого опору, то узагальнені сили Q_i , що входять у рівняння Лагранжа II-го роду, знаходяться із такого виразу:

$$Q_i = -\frac{\partial P}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (8)$$

де P – потенційна енергія динамічної системи;

R – дисипативна функція (функція Релея);

q_i – узагальнена координата;

\dot{q}_i – узагальнена швидкість.

Диференціальні рівняння Лагранжа II-го роду в цьому випадку мають такий вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = -\frac{\partial P}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (9)$$

де T – кінетична енергія даної динамічної системи.

Розглянута в даній роботі динамічна система має дві ступені свободи, а отже, як зазначалося вище, дві узагальнені координати $q_1 = \varphi$ й $q_2 = Z$. Тому, у результаті цього, одержуємо систему двох диференціальних рівнянь у формі Лагранжа II-го роду:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= -\frac{\partial P}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} &= -\frac{\partial P}{\partial Z} - \frac{\partial R}{\partial \dot{Z}}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Далі були визначені складові, які входять у систему рівнянь (10) і виконані необхідні перетворення, обумовлені застосуванням рівнянь динаміки у формі Лагранжа II-го роду.

В остаточному вигляді математична модель вертикального переміщення центра мас копіюючих коліс гичкозбиральної машини може бути записана наступним чином:

$$z = e^{-\frac{\alpha}{m}t} \left[\frac{\frac{\alpha}{m}(N+R) + \frac{2\pi V}{l_1}M}{\sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}}} \cdot \sin \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t - (N+R) \cdot \cos \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t \right] + M \cdot \sin \frac{2\pi V}{l_1}t + N \cdot \cos \frac{2\pi V}{l_1}t + R, \quad (11)$$

де M , N й R – визначаються з виразів (12), (13) і (14) відповідно;

t – час.

$$M = -\frac{16\pi^3\alpha V^3 h_o}{ml_1^3 \left[\left(\frac{2c}{m} - \frac{4\pi^2 V^2}{l_1^2} \right)^2 + \frac{16\pi^2\alpha^2 V^2}{m^2 l_1^2} \right]}, \quad (12)$$

$$N = -\frac{\frac{2ch_o}{m} \left(\frac{2c}{m} - \frac{4\pi^2 V^2}{l_1^2} \right) + \frac{16\pi^2 \alpha^2 V^2 h_o}{m^2 l_1^2}}{\left(\frac{2c}{m} - \frac{4\pi^2 V^2}{l_1^2} \right)^2 + \frac{16\pi^2 \alpha^2 V^2}{m^2 l_1^2}}. \quad (13)$$

$$R = h_o. \quad (14)$$

Вираз (11) визначає закон поступальних вертикальних коливань центра мас копіюючих коліс (точка B) при русі гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту, що задані аналітичним виразом (1).

Як видно з виразу (11), амплітуда власних коливань центра мас копіюючих коліс буде дорівнювати:

$$A = \sqrt{\frac{\left[\frac{\alpha}{m}(N+R) + \frac{2\pi V}{l_1} M \right]^2}{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} + (N+R)^2}, \quad (15)$$

а амплітуда змушених коливань центра мас копіюючих коліс буде дорівнювати:

$$B = \sqrt{M^2 + N^2}. \quad (16)$$

Кругова частота ν власних коливань центра копіюючих коліс знаходиться з такого виразу:

$$\nu = \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}}. \quad (17)$$

Кругова частота ω змушених коливань буде дорівнювати:

$$\omega = \frac{2\pi V}{l_1}. \quad (18)$$

Визначивши координату z вертикального переміщення центра мас копіюючих коліс згідно виразу (11), можемо визначити вертикальне переміщення ножа роторного гичкозрізаючого апарату (точка E , рис. 2) з наступного виразу:

$$S_E(t) = l_2 \varphi(t) - \frac{l_2}{L} Z(t), \quad (19)$$

де l_2 – відстань від точки M кріплення ножа до рами до точки O підвісу гичкозбиральної машини до нижньої тяги OK ;

$\varphi(t)$ – визначається згідно виразу:

$$\varphi = \frac{h_0}{L} \left(1 - \cos \frac{2\pi Vt}{l_1} \right). \quad (20)$$

Отримана в результаті математична модель коливального руху фронтально навішеної гичкозбиральної машини може бути використана для визначення її оптимальних кінематичних і конструктивних параметрів. При подальшому чисельному моделюванні на ПЕОМ доцільно буде, в першу чергу, варіювати значенням швидкості руху трактора, з яким агрегатується машина, а також моментом інерції гичкозбиральної машини.

Висновки.

1. Проведено теоретичні дослідження коливального руху в повздовжньо-вертикальній площині гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на колісний трактор.

2. Розроблена розрахункова математична модель руху гичкозбиральної машини, на основі використання вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа 2-го роду.

3. Розроблена еквівалентна схема, на основі якої отримана система двох нелінійних диференціальних рівнянь, які описують коливання ротаційного ріжучого апарата гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині при русі її пневматичних копіюючих коліс по нерівностях поверхні ґрунту

4. Створено передумови для подальшого математичного чисельного моделювання параметрів фронтально навішеної гичкозбиральної машини, використовуючи розроблену модель коливального руху з метою визначення оптимальних кінематичних і конструктивних параметрів.

Список літератури

1. Василенко П. М. Введение в земледельческую механику [Текст] / П. М. Василенко. – К.: Сельхозобразование, 1996. – 252 с.
2. Морозов Б. И. Расчет движения колесной машины по неровной дороге [Текст] / Б. И. Морозов, Н. М. Грингауз // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 7. – С. 11-14.
3. Василенко И. Ф. Теория режущих аппаратов жатвенных машин [Текст] / И. Ф. Василенко // Труды ВИСХОМ. – М.: 1937, №5. – С.7-14.
4. Резник Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов [Текст] / Н. Е. Резник. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
5. Босой Е. С. Режущие аппараты уборочных машин. Теория и расчет [Текст] / Е. С. Босой. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.
6. Татьяна Н. В. Расчет рабочих органов для обрезки ботвы сахарной [Текст] / Н. В. Татьяна // Тракторы и сельхозмашины. – 1962, №11. – С. 18-21.
7. Хвостов В. А. Машины для уборки корнеплодов и лука (теория, конструкция, расчет) [Текст] / В. А. Хвостов, Э. С. Рейнгарт. – М.: ВИСХОМ, 1995. – 391 с.
8. Булгаков В. М. Разработка конструкции новой универсальной ботвоуборочной машины [Текст] / В. М. Булгаков, А. А. Сиплывец и др. // Механізація с.-г. виробництва: Зб. наук. пр. НАУ. – К.: НАУ, 1997. – Т.ІІІ. – С. 76-77.
9. Булгаков В. М. Створення нового універсального комплексу бурякозбиральних машин для фермерських господарств [Текст] / В. М. Булгаков та ін. // Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації с.-г. техніки: Зб. наук. пр. – Кіровоград: КІСМ, 1997. – С. 22-25.
10. Булгаков В. М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы [Текст] / В. М. Булгаков // Автореф. дис. ... докт. техн. наук.– М.: ВИСХОМ, 1993. – 61 с.
11. Булгаков В. М. Бурякозбиральні машини [Текст]: [Монографія] / В. М. Булгаков. – К.: Аграрна наука, 2011. – 351 с.

12. Колычев Е. И. О выборе расчетного случая воздействия при исследовании плавности хода тракторов и сельхозмашин [Текст] / Е. И. Колычев, И. М. Перельцвайг // Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – №3. – С. 9–11.

Yevhen Ihnatiev, eng.

Tavria State Agrotechnological University, Melitopol, Zaporozhye region, Ukraine

Theoretical modeling of oscillatory motion of beet tops harvesting machine which is frontally-mounted on integral arable and row-crop tractor HTZ-16131

Using of the frontally-mounted beet tops harvesting machines with rotary cutting units, as well as a significant increase in speeds of harvesting cause intense oscillations in its longitudinal vertical plane, which reduces the quality of the pruning heads of root crops and causing significant loss of beet tops.

Therefore there is a need for theoretical study of oscillatory motion in the longitudinal vertical plane of beet tops harvesting machines, which frontally-mounted on wheeled tractor. To do so developed a mathematical model of motion of beet tops harvesting machine, based on the use of the initial equations of dynamics in Lagrange form of the 2nd kind.

According to the elaborated equivalent circuit chosen and generalized coordinates and performed the necessary mathematical transformations was obtained a system that consists of two nonlinear differential equations that describe the oscillations of the rotary cutting device of beet tops harvesting machine in longitudinal vertical plane while moving its pneumatic gauge wheels on a rough surface of the soil.

beet tops, rotary cutting unit, tractor, oscillation, differential equations

Одержано 15.10.16

УДК 631.362.36; 664.723

Б. І. Котов, проф., д-р техн. наук

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

Р.А. Калініченко, канд. техн. наук, О.Д. Курганський, асп.

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна

С.П. Степаненко, канд. техн. наук, ст. наук. співр, В.О. Швидя, канд. техн. наук

Національний науковий центр „Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”, с.м.т. Глеваха, Україна, E-mail: Stepanenko_s@ukr.net

Теоретичні дослідження процесу охолодження зернового матеріалу при переміщенні у вібровідцентровому шарі

Розроблені математичні моделі і отримано аналітичні залежності для розрахунку режимних параметрів процесу охолодження зерна у вібропневмовідцентровому апараті.

вібропневмовідцентровий апарат, зерновий матеріал, охолодження, перехресний рух потоків, кільцевий шар