



УДК 631.356.02

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ПРИЧІПНОЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Леженкін О.М., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (098)89-00-313; e-mail: vano666@mail.ru

Сипливець О.О., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Анотація – за результатами чисельного моделювання на ПЕОМ руху трирядної гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на колісний трактор, визначені її оптимальні конструктивні і кінематичні параметри.

Ключові слова – математична модель, гичка, коренеплід, головка коренеплоду, гичкозбиральна машина, коливання, нерівності ґрунту.

Постановка проблеми. Високоякісне збирання гички цукрового буряку залишається актуальною задачею галузі буряківництва. В процесі роботи, фронтально навішена на трактор, гичкозбиральна машина здійснює рухи в просторі, які визначаються рельєфом поверхні поля, поступальною швидкістю руху трактора, розміщенням копіювальних коліс відносно системи підвісу та ін., що суттєво впливає на якість виконання цього технологічного процесу. Використання в якості копіювальних – пневматичних коліс викликає коливання гичкозбиральної машини у вертикальній площині, що в найбільшій ступені буде впливати на якість виконання технологічного процесу – рівномірне зрізування гички з головок коренеплоду по всій ширині захвату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Широке розповсюдження фронтально навішених гичкорізальних модулів бурякозбиральних машин західного виробництва, а також деяких конструкцій вітчизняних фронтально навішених гичкозбиральних машин не обумовило аналітичних досліджень їх руху. Однак, використовуючи методику, викладену в [1], можна побудувати розрахункову математичну модель цієї машини, що дасть можливість вивчити вплив конструктивних параметрів на її рух по рядках коренеплодів цукрових буряків.

Формування цілей статті. Аналітично визначити вплив кінематичних і конструктивних параметрів гичкозбиральної машини

на величину амплітуди коливань гичкорізального апарата в повздожньо-вертикальній площині.

Основна частина. Розглянемо рух гичкозбиральної машини тільки в повздожньо-вертикальній площині, тобто побудуємо математичну модель коливання гичкозбиральної машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту в одній площині. На підставі [1] складемо еквівалентну схему руху фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині (рис. 1).

Масу всієї гичкозбиральної машини позначимо через M ; масу копіювальних коліс – через $m = m_1 + m_2$ (де m_1 – маса першого колеса, m_2 – маса другого колеса). Силу ваги гичкозбиральної машини, яка прикладена в її центрі мас (точка C) – через G . Маса копіювальних коліс m зосереджена в точці B .

Віднесемо дану динамічну систему до нерухомих декартових координат $XOYZ$. При цьому площина XOZ співпадає з повздожньою площиною гичкозбиральної машини і є вертикальною площиною до поверхні поля. Оскільки початок систем координат розміщений у точці O (точка підвісу гичкозбиральної машини до трактора), то поворот машини навколо осі OY , що визначається кутом φ , і визначає характер вертикальних коливань гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині. Поворот гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині навколо осі OX буде визначатися кутом ψ . Пневматичні копіювальні колеса представимо у вигляді моделей, які мають сумарний коефіцієнт жорсткості $2c$ і сумарні коефіцієнти демпфірування 2α .

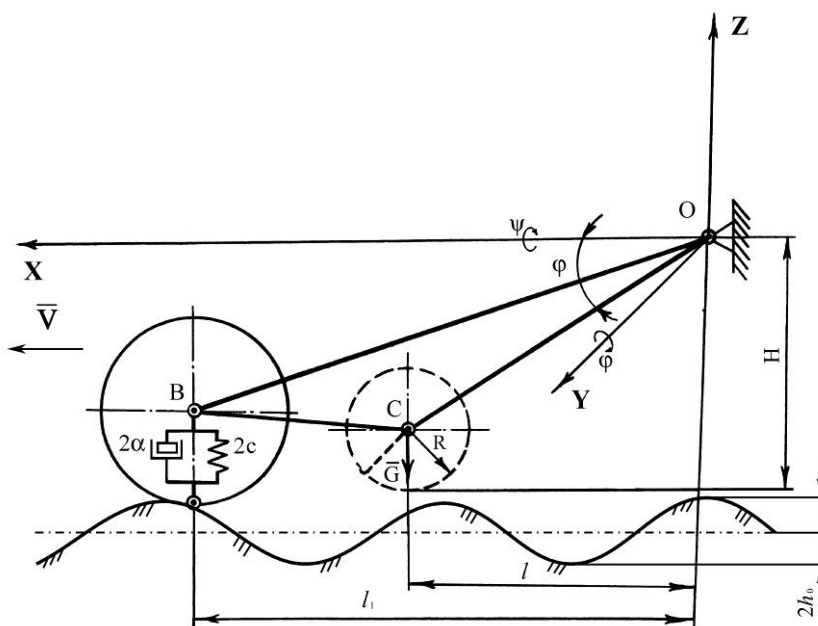


Рис. 1. Еквівалентна схема фронтально навішеної гичкозбиральної машини.

Вважаємо, що копіювальні колеса в цілому при русі в міжряддях посівів цукрового буряку зминають верхній шар поверхні ґрунту, однак рухаються по нерівностях, які мають поперечний профіль, близький до синусоїдального типу.

В першому наближенні можемо вважати, що копіююче колесо контактує з нерівністю поверхні поля в точці A , яку можна представити аналітичним виразом такого виду [2]:

$$h = h_o \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot X}{l_3}\right), \quad (1)$$

де h - ордината висоти нерівності поверхні ґрунту, м;

h_o - половина висоти нерівності поверхні ґрунту, м;

l_3 - крок нерівності поверхні ґрунту, м;

$X = V \cdot t$ - поточна координата;

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

Центр мас гичкозбиральної машини (точка C), його положення в повздовжньо-вертикальній площині повністю визначаються незалежною координатою φ . Оскільки центр мас пневматичних копіюючих коліс здійснює незалежні коливальні рухи (точка B) і ординати висот нерівності поверхні ґрунту h значно менші, ніж довжина l_1 , можемо вважати, що ці коливання можуть визначатися незалежною координатою Z . Таким чином, розглянута коливальна система може бути приведена до двох узагальнених координат

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \varphi, \\ q_2 &= Z. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для складання диференціальних рівнянь руху системи, яка досліджується, використаємо вихідні рівняння у формі Лагранжа II-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (3)$$

де T - кінетична енергія системи, яка досліджується;

Q_i - узагальнена сила;

Π - потенційна енергія системи;

R - дисипативна функція;

\dot{q} - узагальнена швидкість;

q - узагальнена координата.

Визначимо складові, що входять у вираз (3).

Кінетична енергія механічної системи, яка розглядається, буде дорівнювати:

$$T = \frac{MV^2}{2} + \frac{I_{oy}\dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m\dot{Z}^2}{2}, \quad (4)$$

де M - маса гичкозбиральної машини, кг;

V - швидкість руху машини, м/с;

I_{oy} - моменти інерції машини відносно осі OY , (кг·м²);

m - маса копіюючих коліс, кг.

Потенційна енергія системи визначається таким виразом:

$$\Pi = C (l_1\varphi - Z)^2, \quad (5)$$

де C - коефіцієнт жорсткості шин коліс копіювальної системи, Н/м;

l_1 - відстань від осі підвісу машини до осі копіюючих коліс, м.

Дисипативна функція системи, яка досліджується, має такий аналітичний вигляд:

$$R = \alpha (l_1\dot{\varphi} - \dot{Z})^2; \quad (6)$$

де α - коефіцієнт демпфірування копіювальних коліс, Н·с/м.

В першому наближенні, якщо вважати, що узагальнена сила Q_i може дорівнювати:

$$Q_i = -\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (7)$$

тоді вираз (3) для динамічної системи, що розглядається, і яка має дві узагальнені координати q_1 і q_2 , буде дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} &= -\frac{\partial \Pi}{\partial Z} - \frac{\partial R}{\partial \dot{Z}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Знайдемо складові, що входять у вираз (8). Вони дорівнюватимуть:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_{oy} \cdot \dot{\varphi}, \quad (9)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_{oy} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (10)$$

Якщо врахувати, що

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad (11)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = I_{oy} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (12)$$

Аналогічно:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 2Cl_1(l_1\varphi - Z), \quad (13)$$

а

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}} = 2\alpha l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}). \quad (14)$$

Для другої узагальнюючої координати q_2 знайдемо аналогічні вирази. Вони будуть дорівнювати:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} = m\dot{Z}, \quad (15)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) = m\ddot{Z}. \quad (16)$$

Далі, якщо вважати, що $h = l_1\varphi$, то

$$\frac{\partial T}{\partial Z} = 0, \quad (17)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Z} = 2C(Z - h), \quad (18)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{Z}} = -2\alpha(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}). \quad (19)$$

Підставимо значення виразів (9) – (19) в систему (8), отримаємо

$$\left. \begin{aligned} I_{oy}\ddot{\varphi} + 2\alpha l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) - 2Cl_1(Z - h) &= 0, \\ m\ddot{Z} - 2\alpha(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) + 2C(Z - h) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Отримана система (20) двох диференціальних рівнянь моделює коливання центра мас гичкозбиральної машини (точка C) в поздовжньо –вертикальній площині і коливання центра копіювального колеса (точка B).

Перетворимо систему (20) до такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} I_{oy}\ddot{\varphi} + 2\alpha l_1^2\dot{\varphi} - 2\alpha l_1\dot{Z} - 2Cl_1Z + 2Cl_1h &= 0, \\ m\ddot{Z} - 2\alpha l_1\dot{\varphi} + 2\alpha\dot{Z} + 2CZ - 2Ch &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

або

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{2\alpha l_1^2}{I_{oy}}\dot{\varphi} - \frac{2\alpha l_1}{I_{oy}}\dot{Z} - \frac{2Cl_1}{I_{oy}}Z + \frac{2Cl_1h}{I_{oy}} &= 0, \\ \ddot{Z} + \frac{2\alpha}{m}\dot{Z} - \frac{2\alpha l_1}{m}\dot{\varphi} + \frac{2C}{m}Z &= \frac{2Ch}{m}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Таким чином, отримана система (22) і представляє собою розрахункову математичну модель руху фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини.

Система (21) з початковими умовами (22) розв'язується адаптованим методом Рунге-Кутта в системі MathCAD.

Значення швидкості трактора, що агрегує гичкозбиральну машину, змінювались від $V = 10$ км/год до $V = 12$ км/год та моменти інерції машини I_{oy} , які залежать від M - маси гичкозбиральної машини та l_1 - відстані від осі копіювальних коліс до осі встановлення. При розрахунках вибиралось декілька значень моменту інерції: від $I_{oy} = 30,0$ кг·м² до $I_{oy} = 60,0$ кг·м².

На рис. 2 – 8 наведені залежності $Z(t)$, $\varphi(t)$, від часу t у перші 2 с. На всіх рисунках зміна координати $Z(t)$ зображена суцільною лінією ($Z_{n,1}$), зміна кутової координати $\varphi(t)$ - пунктирною лінією ($Z_{n,2}$). При цьому зміна кутової координати $\varphi(t)$ відразу переведена в лінійне переміщення координати центра тяжіння гичкозбиральної машини (точка C). Для порівняння приведений профіль ґрунту показано штрих-пунктирною лінією ($H_{(n,hh)}$).

На рисунку 2 показано зміни узагальнених координат при швидкості руху трактора $V = 2,0$ м/с. Як видно максимальні відхилення координати $Z(t)$ складають 0,09 м при половині висоти нерівності поверхні ґрунту 0,04 м. При наїзді на нерівність поверхні ґрунту відбувається різке зростання відхилення координати $Z(t)$, потім процес коливання стабілізується. Період повного коливання складає 0,25 с.

Траекторія руху центра тяжіння гичкозбиральної машини аналогічна траекторії руху попередньої точки, але, як видно з графіків, ця траекторія дещо запізнюється як за величиною, так і за часом (що обумовлюється меншою відстанню цієї точки від осі підвісу).

Таким чином, якість виконання технологічного процесу збирання гички, яка визначається коливальним процесом різних точок гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині, може оцінюватись за величиною коливань точки B осі копіювальних коліс.

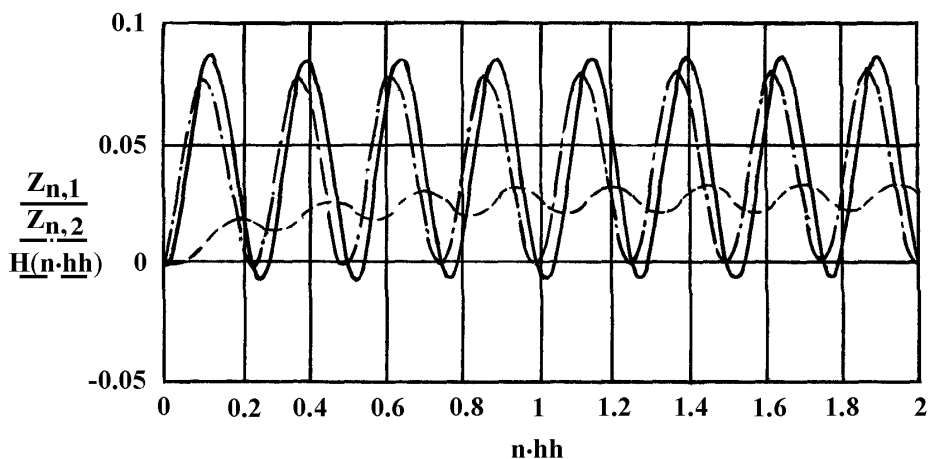


Рис. 2. Зміна узагальнених координат гичкозбиральної машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту.

При встановленні інших значень конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини па ПЕОМ проведені чисельні розрахунки і встановлені зміни узагальнених координат $Z(t)$, $\varphi(t)$ в часі t . На рисунку 3 наведені такі зміни узагальнених координат при наступних параметрах коливальної системи: $V = 1,0$ м/с; $I_{oy} = 14,5$ кг · м²; $m = 20$ кг; $C = 3500$ Н / м; $\alpha = 63,0$ Н · с / м; $l_1 = 1,2$ м. Як видно з цих графіків максимальне відхилення центра мас копіювальних коліс (точка В) становить 0,085 м. Період повного коливання складає 0,5 с.

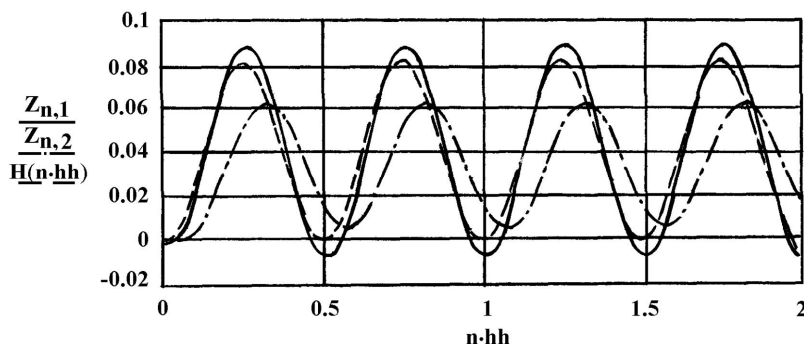


Рис. 3. Зміна узагальнених координат при інших конструктивних і кінематичних параметрах коливальної системи.

При проведенні чисельного моделювання на ПЕОМ для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів на рух динамічної системи, що розглядається, були визначені максимальні відхилення координати $Z(t)$ в залежності від зміни того чи іншого параметра.

Так, залежність максимальних відхилень центра мас від зміни коефіцієнта жорсткості C показана на рисунку 4. Як видно, максимальні відхилення мають місце в разі, коли зазначений коефіцієнт знаходиться в діапазоні від 3500 до 4000 Н / м. При інших значеннях коефіцієнта жорсткості C пневматичних копіювальних коліс трирядної гичкозбиральної машини максимальні відхилення є меншими.

Залежність максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс гичкозбиральної машини від коефіцієнта демпфірування α її пневматичних копіювальних коліс показана на рисунку 5. Як видно вказана залежність носить характер, при якому підвищення цього коефіцієнта призводить до зниження максимальних відхилень центра мас машини.

Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від моменту інерції I_{oy} гичкозбиральної машини показана на рисунку 6. Як видно, ця залежність носить характер, при якому підвищення вказаного моменту інерції також призводить до зниження максимальних відхилень центра мас машини.

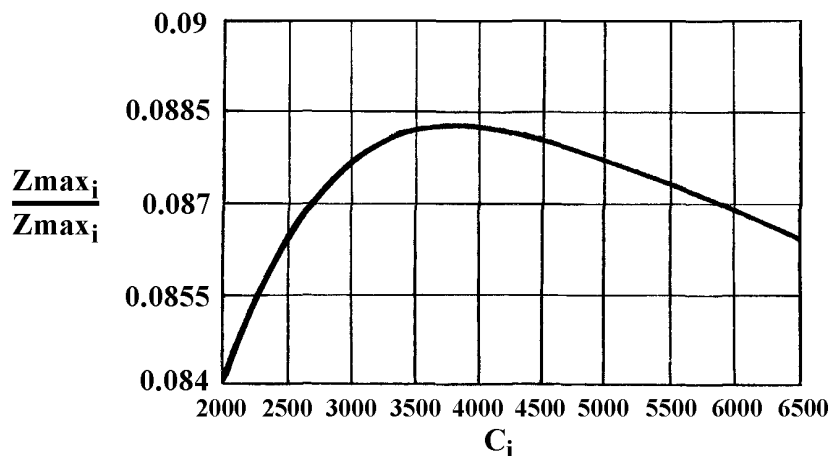


Рис. 4. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від жорсткості C_i пневматичних копіюючих коліс.

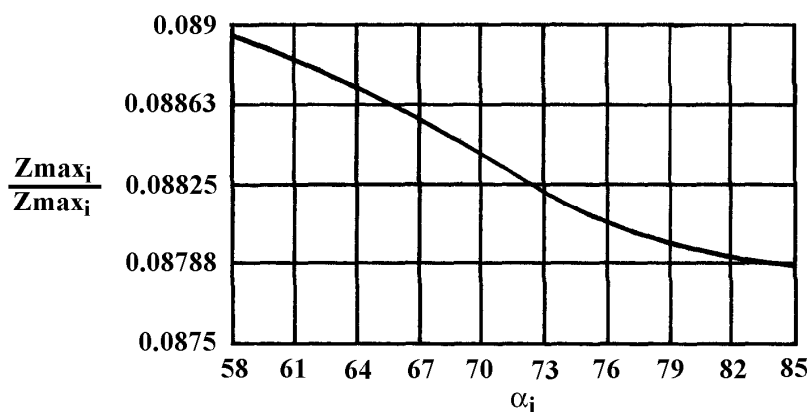


Рис. 5. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від коефіцієнта демпфірування α_i пневматичних копіюючих коліс.

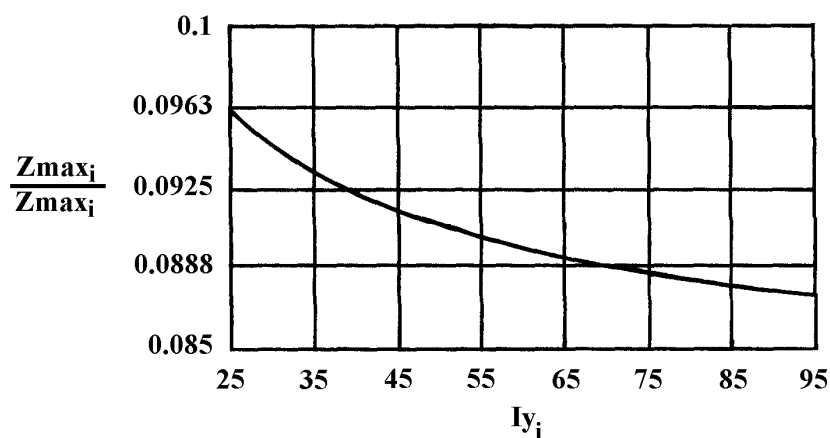


Рис. 6. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від моменту інерції I_{oy} .

Залежність максимальних відхилень центра копіювальних коліс гичкозбиральної машини від відстані l_1 (між віссю підвісу гичкозбиральної машини та віссю копіювальних коліс) представлена на рисунку 7. Як видно з цього графіка, тут навпаки, збільшення вказаної довжини призводить до збільшення максимальних відхилень. Але можна вважати, що зміна цього конструктивного параметра гичкозбиральної машини суттєво не впливає на коливальний процес. Так, при зміні довжини l_1 майже на 2,0 м (1,8 м) змінює максимальні відхилення усього на 0,011 м (тобто на 11 мм). Тому, вплив даного конструктивного параметра на якість виконання технологічного процесу зрізання гички можна вважати несуттєвим.

Нами також встановлено вплив кінематичних параметрів (швидкості руху V гичкозбиральної машини на величину максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс (рис. 8). Дана залежність показує, що підвищення швидкості руху суттєво впливає на величину максимальних відхилень. Так, при швидкості, що не перевищує 1,75 м/с, максимальні відхилення знаходяться в діапазоні, що не перевищує 0,088 м.

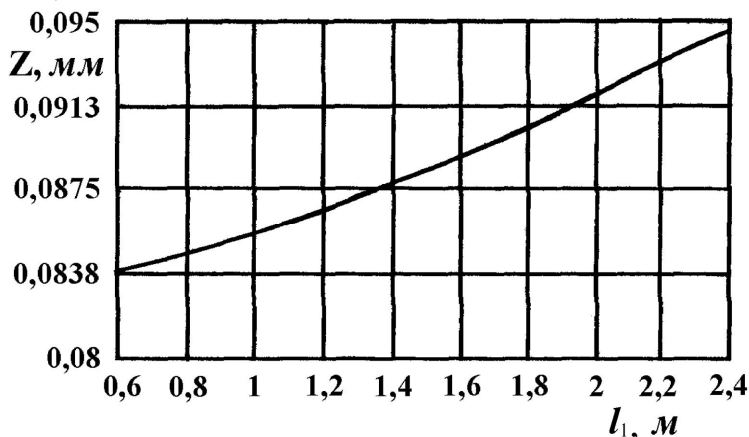


Рис. 7. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від довжини l_1 .

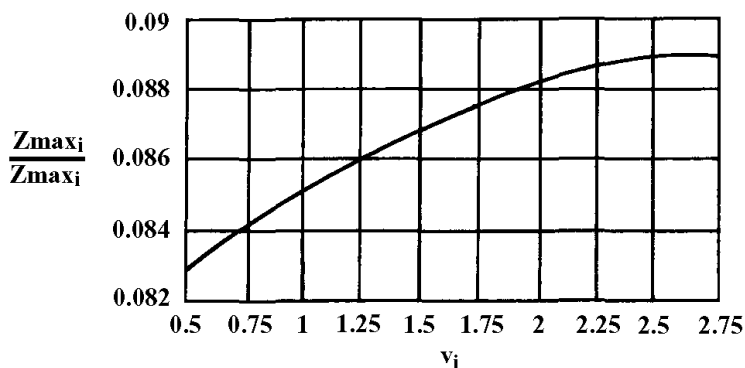


Рис. 8. Залежність максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс від швидкості руху V .

Таким чином, знайдені залежності конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на трактор, на величину максимальних відхилень центра копіювальних коліс машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту.

При наявності двох узагальнених координат, які описують коливання різних точок гичкозбиральної машини в повздовжньо–вертикальній площині встановлено, що найбільш точно вказані коливання описуються зміною узагальненої координати $Z(t)$ центра B копіювального колеса (оскільки ця точка найближче знаходиться від різального апарата машини). Зміна другої узагальненої координати в цілому суттєво не впливає на точність оцінювання якості копіювання нерівностей поверхні ґрунту при роботі гичкозбиральної машини.

Висновки. На підставі отриманих результатів чисельного моделювання на ПЕОМ найбільш раціональними конструктивними і кінематичними параметрами гичкозбиральної машини фронтально навішеної на трактор є:

1. маса копіюючого колеса $m = 24$ кг;
2. момент інерції машини відносно осі обертання $I_{oy} = 65,00$ кг·м²;
3. відстань від осі підвісу машини до осі копіюючих коліс $l_1 = 1,5$ м;
4. коефіцієнт жорсткості копіюючих коліс $C = 2000...2500$ Н/м;
5. Коефіцієнт демпфірування копіюючих коліс $\alpha = 73...85$ Н·с / м;
6. Швидкість поступального руху гичкозбиральної машини повинна бути не більшою ніж 2,5 м/с.

Отримані графічні залежності можуть бути використані також при проведенні конструкторських розробок інших перспективних гичкозбиральних машин.

Література.

1. *Василенко П.М.* Введение в земледельческую механику / *П.М. Василенко.* – К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
2. *Морозов Б.И.* Расчет движения колесной машины по неровной дороге. / *Б.И. Морозов, Н.М. Грингауз.* – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 7. – С. 11–14.
3. *Булгаков В.М.* Теорія бурякозбиральних машин / *В.М. Булгаков* // Монографія. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
4. *Погорельий Л.В.* Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / *Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна.* – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. *Булгаков В.М.* Динаміка зернозбиральних агрегатів // *В.М. Булгаков, Г.М. Калетнік, І.В. Гриник, О.М. Леженкін* // Монографія. – Київ: Аграрна наука, 2010. – 256 с.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОЙ
БОТВОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ**

Леженкин А.Н., Сипливец А.А.

Аннотация – по результатам численного моделирования на ЭВМ движения трехрядной ботвоуборочной машины фронтально навешеной на трактор, определены ее оптимальные конструктивные и кинематические параметры.

**NUMERICAL MODELING ON A COMPUTER OF MOVEMENT
OF A TOP-GAZERING MACHINE**

O. Leschenkin, O. Sipliyvets

Summary

By results of numerical modeling on a computer of movement of a three-row top-gazering machine frontally hung on a wheel tractor, its optimum constructive and kinematic parameters are determined.