ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАВІСНОЇ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

І.Б. Гевко, к.т.н.
(Тернопільський державний технічний університет),
П.М. Гнатьо, інженер
(Бережанський агротехнічний інститут)

В статті розглянуто дослідження динамічних характеристик навісної бурякозбиральної машини. Встановлені шляхи досягнення стійкої роботи машини і виведені аналітичні залежності для їх визначення.

Розвиток народного господарства країни і перехід економіки на ринкові відносини в агропромисловому комплексі вимагають значного розширення номенклатури машин підвищення їх продуктивності і якості роботи за рахунок досягнень науково-технічного прогресу, засобів автоматизації й механізації.

Для збирання цукрових буряків у фермерських господарствах запропонована нова конструкція навісної коренезбиральної машини (Позитивне рішення Держпатенту України на видачу патенту по заявці № 2000127429 "Навісна бурякозбиральна машина" від 28.05.2001 р.) (рис. 1), яка складається з рами 2, на якій закріплені опорно-копіюючі колеса 3 і лапи 9 для піднімання гички, викопуючі лемеші коренеплодів 1, а віброкопач 13 коренеплодів за допомогою важелів з сайлент-блоками 12 приєднаний до стінки леміша на рамі 2. В підшипникових опорах встановлені привідні вали 4 з ножами 7 для високого зрізання гички і очисники 10 головок коренеплодів з каркасом 11.

Підвищення жорсткості машини досягається декількома шляхами. Перший - розміщення викопуючих лемішів 1 не на одній лінії, а у вигляді трикутника, де середній леміш в порівнянні з крайніми зміщений в кінець машини на довжину корпуса. Кріплення середнього леміша до рами 2 здійснюється системою тяг і кронштейнів.

Другий шлях - введено дві копіюючі лапи 5, які розміщені на поперечній рамі і копіюють міжряддя центрального рядка зануренням їх у землю, крім цього вони висунуті відносно викопуючих лемешів 1 на довжину 1-2 корпуса і кріпляться до поперечної рами.

Третій шлях - привід бичів 10 і ріжучих ножів 7 встановлено ззаду машини за поперечною рамою.

Покращення якості роботи машини здійснюється встановленням в задній частині рами 2 машини з двох сторін згортаючих щіток 14 на осях 15 під кутом до напрямку руху машини і до горизонту. Вони забезпечують формування потоку коренеплодів з трьох рядків в один з додатковою їх доочисткою.

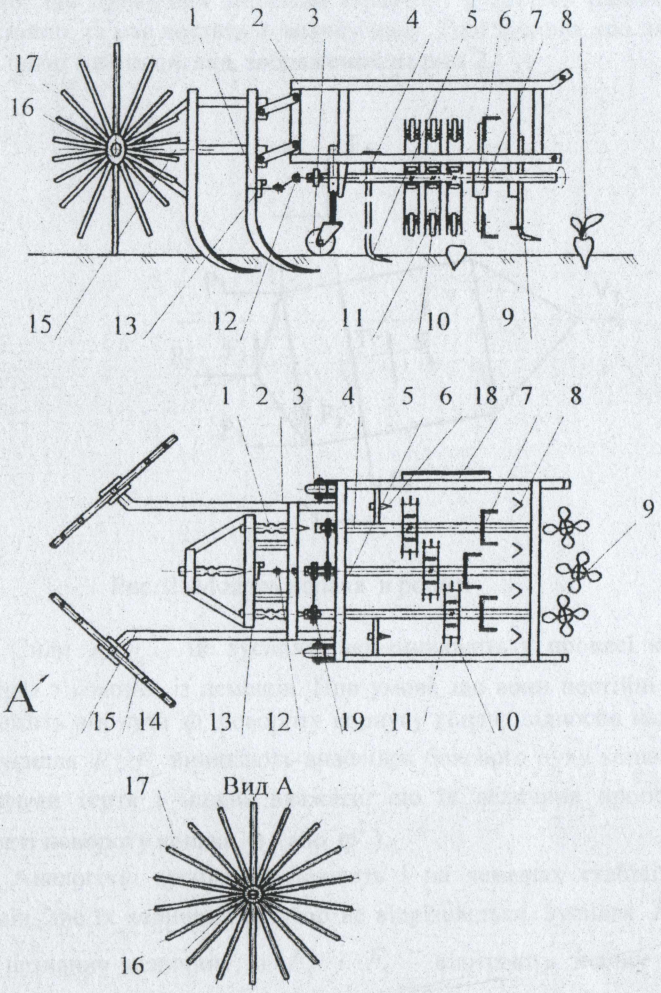

Рис. 1. Навісна коренезбиральна машина

Щітки 14 складаються з маточини 16 з центральним отвором. По периферії маточини рівномірно по колу кріпляться шприхи 17, які виготовлені з круглого прокату *5-8* мм. Діаметр щіток *14 - 800* мм. Провертання навколо осі 15 здійснюється за рахунок контакту зовнішніх діаметрів штирків 17 з землею і одночасного згортання коренеплодів в один рядок з їх доочисткою. На привідних валах 4, ззаду машини за поперечною рамою встановлені зірочки 19, які з'єднані між собою ланцюговою передачею і вони приводять в рух

ножі 7 високого зрізання гички Г-подібної форми, бичі 10 для очистки головок коренеплодів. Причому для створення нормальних умов переміщення і укладання гички в один рядок центральний ніж 7 зміщений відносно крайніх в задню частину рами на величину 150-200 мм. З лівої сторони компонувальної схеми машини прикріплений щиток 18 для відбивання гички і формування її у валки.

Технологічний процес роботи машини відбувається наступним чином. Машина вводиться у міжряддя і за допомогою гідравліки опускається на опорно-копіюючі колеса 2 з введенням в грунт лемешів 1 на відповідну глибину для викопування коренеплодів.

Лапи 9 для піднімання гички виставляють на висоту *6-10* см. над ножами 7 за умови піднімання полеглої гички і якісного її зрізання. Після виконання комплексу регулювально-налагоджувальних робіт необхідно переконатися у забезпеченні лемеша коливним рухом від системи вібраційного збудження, яка функціонує від валу відбору потужності тягача.

Пересвідчившись в готовності машини до роботи приступають до копання цукрових буряків.

Включається трактор і здійснюється процес міжрядного переміщення, при цьому лапи 5 піднімають підлеглу гичку, а Г-подібні ножі 7, які кріпляться на барабані *)800* мм. і обертаються приводними валами 4 зі швидкістю *980* об/хв, здійснюють її зрізання і переміщення гички в напрямку до щитка 18 і формування відповідного валка з гички.

При поступальному русі трактора вібруючі лемеші під кутом проходять під рядками коренеклубнеплодів з глибиною викопування і піднімають підрізаний пласт грунту заданої ширини разом з коренеклубнеплодами на поверхню.

В процесі просування відрізаного пласту грунту разом з коренеклубнеплодами по вібруючій поверхні викопуючого лемешу проходить відділення грунту від поверхні коренеклубнеплода, що значно зменшує зусилля викопування і покращує якість очищення.

В процесі викопування коренеплодів замірялося тягове зусилля в двох випадках: перший - лемешу надавали вібраційні коливання і заміряли тягове зусилля і другий - лемеші здійснювали процес викопування без вібрацій. При цьому тягове зусилля коренезбиральної машини з вібраційними лемешами складає в *1,8 2,6* рази менше ніж без вібрацій. Інші технічні дані трьохрядної навісної коренезбиральної машини: продуктивність за *1* годину - *0,5* га; робоча швидкість – *4-5* км/год; маса машина - *660* кг; агрегатується з тракторами МТЗ-80, МТЗ-82, Т-40.

Для виведення аналітичних залежностей з визначення динамічних характеристик машини розглянемо рух викопувача коренеплодів під дією зусиль, що виникають у процесі копання. Для спрощення моделі

вважаємо, що привідний механізм (трактор) рухається рівномірно і прямолінійно, та має достатньо велику масу. Тоді зусилля, що діють на копач у плані мають вигляд, зображений на рис. 2.

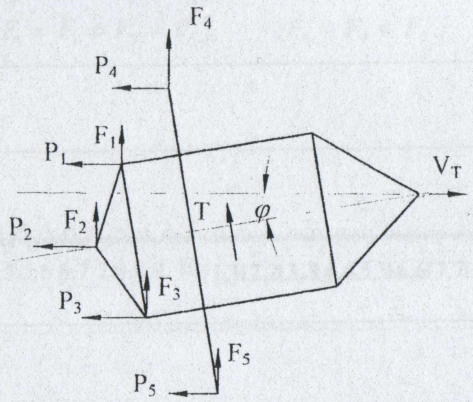

Рис. 2. Модель копача в роботі

Сили $P_1...P_3$ – це зусилля, що виникають у процесі копання відповідно з кожним із лемешів. При умові, що вони постійні у часі, але залежать від кута φ повороту корпусу копача відносно напрямку руху. Зусилля $F_1...F_3$ виникають внаслідок бокового руху копача, є по суті силами тертя і можна вважати, що їх величина пропорційна швидкості повороту копача $\dot{\varphi}$ (або $\dot{\varphi}^2$).

Аналогічні зусилля виникають і на лемешах стабілізуючих пристроїв, але їх величина суттєво не відрізняється. Зусилля P_4 і P_5 мають незначну величину, а F_4 і F_5 - відіграють значну роль у стабілізації руху. Зусилля T – це бокова сила, що виникає внаслідок роботи механізмів зрізання гички і очистки головок коренеплодів, які що масу гички і рослинні відходи відводять в одну сторону.

Дослідимо рух копача, який зміщується в сторону в процесі роботи на кут φ деякими випадковими факторами, які неможливо врахувати у моделі (це може бути нерівномірний опір грунту, різна глибина копання, поворот трактора і т. п.) Надалі вважатимемо, що ці фактори не впливають і рух відбувається згідно вищенаведених припущень.

Рівняння обертового руху вібратора копача відносно точки прикріплення до трактора можна записати у вигляді рівняння моментів відносно точки обертання:

$$I\ddot{\varphi} = -T \cdot R_T - \sum_{i=1}^{5} P_i \cdot R_i \cdot \sin(\varphi + \varphi_1) - \sum_{i=1}^{5} F_i \cdot R_i \cdot \cos(\varphi + \varphi_1), \quad (1)$$

де I – момент інерції колача відносно осі, що проходить через точку приєднання до трактора (точки обертання); R_i - відстань, від точки обертання до *i*-го лемеша; φ_i – кут, на який повернута лінія, що сполучає *i*-ий леміш із віссю обертання відносно осі копача; R_T- відстань від точки обертання до місця прикладання зусилля очисників.

В узагальненому вигляді зусилля залежать від кута повороту агрегату $P_i = P_i(\varphi)$, $F_i = F_i(\varphi)$.

В найпростішому випадку ця залежність може бути записана у вигляді:

$$P_i = P_{i_0}\left(1 + K_P \cdot \varphi\right): \quad (2)$$

$$F_i = F_{i_0}\left(1 + K_P \cdot \varphi\right). \quad (3)$$

Значення F_{i_0} залежить від швидкості обертового руху

$$F_{i_0} = \mu_i \cdot \varphi^n, \quad (4)$$

де μ_i – коефіцієнт пропорційності, що залежить від форми лемеша та властивостей грунту; n - показник степеня, який залежить від фізико-механічних властивостей грунту.

Підставивши (2), (3) і (4) у рівняння руху (1), отримаємо нелінійне диференціальне рівняння, що описує рух копача в процесі копання:

$$I\ddot{\varphi} = -T \cdot R_T - \sum_{i=1}^{5} P_{i_0}\left(1 + K_P \cdot \varphi\right) R_i \cdot \sin(\varphi + \varphi_i) - \sum_{i=1}^{5} \mu_i \cdot \varphi^n \left(1 + K_P \cdot \varphi\right) R_i \cdot \cos(\varphi + \varphi_i). \quad (5)$$

Розв'язок такого диференціального рівняння неможливо виконати аналітично, тому використаємо чисельні методи розв'язку. Найбільш доцільно застосувати метод Рунге-Кутта, для чого зведемо рівняння (5) до системи двох рівнянь першого порядку:

$$\begin{cases} \dot{\varphi} = u, \\ \dot{u} = \dfrac{-T \cdot R_T - \sum_{i=1}^{5} P_{i_0}\left(1 + K_P \cdot \varphi\right) R_i \cdot \sin(\varphi + \varphi_i) - \sum_{i=1}^{5} \mu_i \cdot u^n \left(1 + K_P \cdot \varphi\right) R_i \cdot \cos(\varphi + \varphi_i)}{I}. \end{cases}$$

Застосовуємо стандартну програму розв'язку диференціального рівняння методом Рунге-Кутта у програмі на мові Паскаль.

Допущенням в математичній моделі є те, що стабілізуюча сила залежить від квадрату швидкості.

В результаті розв'язку рівняння отримані результати, що представлені на рис.3.

$$P_1 = P_1 \neq P_2 \neq P_3; \qquad P_2 = P_4 \neq P_5;$$
$$F_1 = F_1 \neq F_2 \neq F_3; \qquad F_2 = F_4 \neq F_5.$$

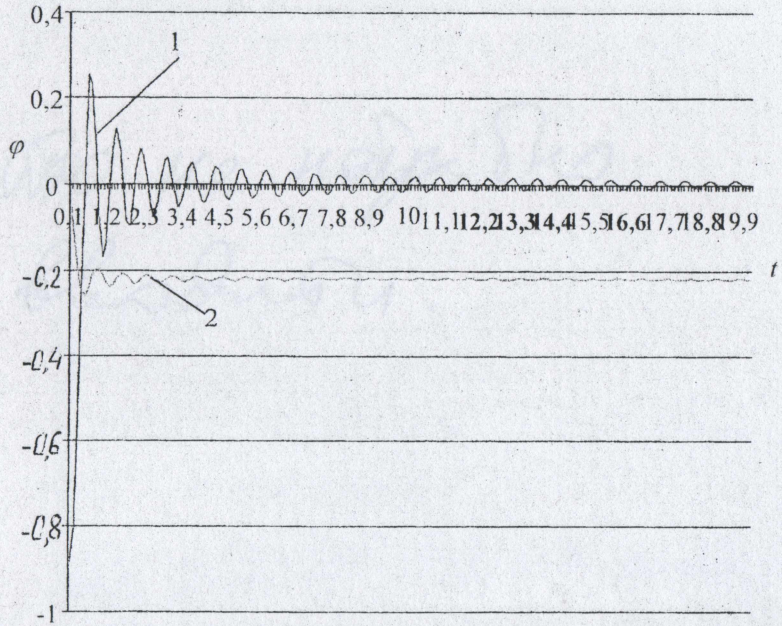

Рис. 3. Залежність кутової швидкості копача (1) в горизонтальній площині, і кутового відхилення копача (2) від напрямку руху машини при P_1=2000 Н, P_2=300 Н, F_1=60, T=6000 Н

Аналіз отриманих графіків свідчить про те, що зменшення бокової сили опору F_2 особливо за рахунок наявності стабілізаторів (F_1 і F_3) суттєво зменшує амплітуду коливань, які виникають від випадкових вимушених.

Імовірність виникнення випадкових впливів ударів, що діють на копач, визначається характеристиками грунту, нерівністю поверхні поля, процесом копання коренеплоду та іншими факторами. Кожен з них виводить копач із рівноваги, а коли частота вимушуючої сили буде близька до частоти коливань системи може виникнути явище резонансу. Тому кращими з точки зору стійкості машини в цілому буде така конструкція, що збільшує бокові сили опору F_2. В цьому разі затухання коливань наступить значно швидше і рух машини буде стійким.

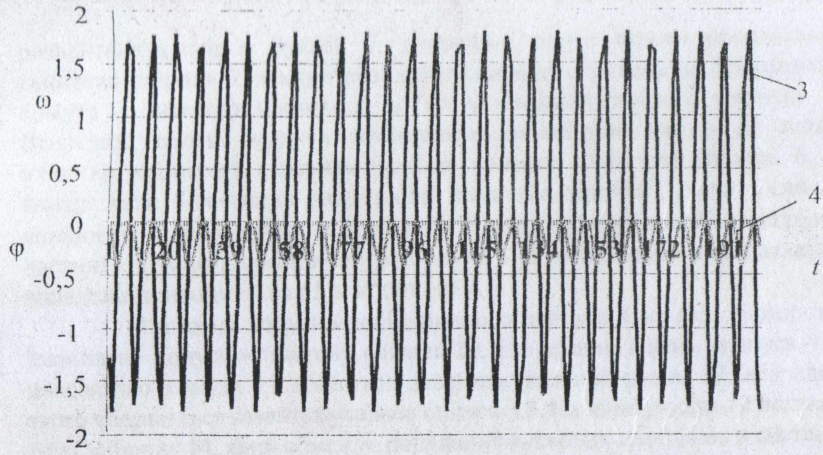

Рис.4. Залежність кутової швидкості копача (3) в горизонтальній площині і кутового його відхилення (4) від напрямку руху машини при P_1=2000 Н, P_2=300 Н, F_1=0 Н, F_2=0 Н, T=4000 Н

Виготовлений і випробуваний дослідний взірець трьохрядної навісної коренезбиральної машини підтвердив її працездатність, що має малу метало- і енергоємність і дозволяє використовувати її при роботі в фермерських та інших господарствах.

УДК. 621.867

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГВИНТОВИМ КОНВЕЄРОМ

І.Б. Гевко к.т.н., А.О. Вітровий, к.т.н., О.Я. Гурик, інженер
(Тернопільський державний технічний університет)

Приведено опис конструкції і принципу роботи гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) з центральним приводом. Запропонована динамічна модель роботи ГГК в критичних режимах навантаження, отримані аналітичні розв'язки для конкретних випадків, які дозволили дослідити конструктивні параметри конвеєра та параметри навантаження і їх вплив на час наростання критичного навантаження. Отримані результати експериментальних досліджень добре узгоджуються з відповідними результатами аналітичних досліджень, що підтверджує адекватність динамічної моделі з секційних елементів для гнучких гвинтових конвеєрів.