

УДК 631.358

Математична модель системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка»

Крупич Р. О.,

к.т.н., Львівський національний аграрний університет

Ніщенко І. І.,

к.ф.-м.н., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Шевчук Р. С.,

к.т.н., д.с.-г.н., Львівський національний аграрний університет

Крупич С. О.,

н.с., Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Анотація

Мета. Розробка математичної моделі коливної системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка» з метою теоретичного обґрунтування параметрів струшувача.

Методи. Використано основні положення математики, теоретичної механіки, математичного моделювання, розроблення програм і чисельних розрахунків на ПК із використанням методів побудови математичних моделей функціонування сільськогосподарських машин.

Результати. У роботі запропоновано математичну модель системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка» із шести диференціальних рівнянь, що описують рух п'ятих окремих мас (зведеної маси гілки та чотирьох мас окремих ланок струшувача), і диференціальних рівнянь поперечного й обертального руху системи загалом. Математична модель системи визначає закономірність руху всіх мас, а також реакції в'язей коливної системи до удару та після удару, що генерується в ударному механізмі. Запропоновану нелінійну, складну систему диференціальних рівнянь розв'язано числовим методом Рунге-Кутта четвертого порядку точності.

На основі розрахованих даних отримано теоретичні закономірності зміни переміщення,

швидкості і прискорення гілки в місці захвату, які підтверджують, що під час взаємодії чашок ударного механізму виникає удар, який супроводжується зростанням прискорення гілки, що в 4–5 разів перевищує прискорення вібраційного режиму роботи.

Висновки

1. Запропоновано математичну модель коливної системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка» у вигляді системи шести диференціальних рівнянь, що дозволяє теоретично обґрунтувати основні режими роботи ручного струшувача у віброударному режимі для забезпечення агротехнічної необхідної повноти знімання.

2. Отримані теоретичні закономірності зміни переміщення, швидкості і прискорення гілки в місці захвату підтверджують ефективність віброударного режиму роботи ручного струшувача. Завдяки віброударному режиму прискорення гілки в місці передачі збурювальних зусиль у 4–5 разів перевищує прискорення вібраційного режиму роботи.

Ключові слова: ручні струшувачі, віброударний процес, збурювачі коливаний, математична модель, плодова гілка, збирання.

UDC 631.358

Mathematical model of the system “manual vibration shock shaker – fruit branch”

Krupych R. O.,

Ph.D., Lviv National Agrarian University

Nishchenko I. I.,

Ph.D., M.Sc. National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”

Shevchuk R. S.,

Ph.D., D.Sc.Mr. Lviv National Agrarian University

Krupych S. O.,

Researcher, National Science Center “Institute of agricultural engineering and electrification”

Annotation

Purpose. Development of mathematical model of oscillating system “manual vibration shock shaker – fruit branch” for the purpose of theoretical substantiation of the parameters of the shaker.

Methods. The basic positions of mathematics, theoretical mechanics, mathematical modeling, program development and numerical calculations on the PC using methods of constructing mathematical models of functioning of agricultural machines are used.

Results. The paper proposes a mathematical system model “manual vibration shock shaker – fruit branch” of six differential equations describing the motion of five separate masses (the mass of branch and four masses of individual shaker strings) and differential equations of the transverse and rotational motion of the system as whole. The mathematical system model determines the regularity of the motion of all masses, as well as the reactions of the viscals of the oscillatory system to the impact and after the impact that is generated in the shock mechanism. The proposed nonlinear, complex system of differential equations solves the numerical Runge-Kutta method of the fourth order of accuracy.

On the basis of the calculated data the theoretical regularities of change of movement, speed and acceleration of a branch in the place of capture are received, which confirm that in the case of interaction of the cups of the shock mechanism there is blow that is accompanied by an increase in the acceleration of the branch, which is 4–5 times greater than the acceleration of the vibration mode of operation.

Conclusions

1. The mathematical model of oscillating system “manual vibration shock shaker – fruit branch” is proposed in the form of system of six differential equations that allows to theoretically substantiate the basic modes of work of the manual shaker in the vibration shock mode to provide the agrotechnical necessary extraction completeness.

2. The received theoretical regularities of change of displacement, speed and acceleration of branch at the place of capture confirm the effectiveness of the vibration shock mode of the shaker. Due to the vibration-shock mode, the acceleration of the branch at the point of transmission of disturbing forces is 4–5 times higher than the acceleration of the vibrational operation mode.

Keywords: manual shakes, vibration hocking process, oscillation oscillators, mathematical model, fruit branch, harvesting.

УДК 631.358

Математическая модель системы «ручной виброударный стряхиватель – плодовая ветвь»

Крупич Р. О.,

к.т.н., Львовский национальный аграрный университет

Нищенко И. И.,

к.ф.-м.н, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Шевчук Р. С.,

к.т.н., д.с.-х.н., Львовский национальный аграрный университет

Крупич С. О.,

н.с., Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»

Аннотация

Цель. Разработка математической модели колеблющейся системы «ручной виброударный стряхиватель – плодовая ветвь» с целью теоретического обоснования параметров стряхивателя.

Методы. Используются основные положения математики, теоретической механики, математического моделирования, разработка

программ и численных расчетов на ПК с использованием методов построения математических моделей функционирования сельскохозяйственных машин.

Результаты. В работе предложена математическая модель системы «ручной виброударный стряхиватель – плодовая ветвь» из шести дифференциальных уравнений, описывающих

движение пяти отдельных масс (приведенной массы ветви и четырех масс отдельных звеньев стряхивателя) и дифференциальных уравнений поперечного и вращательного движения системы в целом. Математическая модель системы определяет закономерность движения всех масс, а также реакции связей колеблющейся системы до удара и после удара, генерируемого в ударном механизме. Предложенная нелинейная, сложная система дифференциальных уравнений решена числовым методом Рунге-Кутты четвертого порядка точности.

На основе рассчитанных данных получены теоретические закономерности изменения перемещения, скорости и ускорения ветви в месте захвата, которые подтверждают, что в случае взаимодействия чашек ударного механизма возникает удар, который сопровождается ростом ускорения ветви, что 4–5 раз превышает ускорение вибрационного режима работы.

Выводы

1. Предложенная математическая модель колеблющейся системы «ручной виброударный стряхиватель – плодовая ветвь» в виде системы шести дифференциальных уравнений позволяет теоретически обосновать основные режимы работы ручного стряхивателя в виброударном режиме для обеспечения агротехнической необходимой полноты съема.

2. Полученные теоретические закономерности изменения перемещения, скорости и ускорения ветви в месте захвата подтверждают эффективность виброударного режима работы ручного стряхивателя. Благодаря виброударному режиму ускорение ветви в месте передачи возмущающих усилий в 4–5 раз превышает ускорение вибрационного режима работы.

Ключевые слова: ручные стряхиватели, виброударный процесс, возмутители колебаний, математическая модель, плодовая ветвь, уборка.

Постановка проблеми. Для збирання волоських горіхів у промислових садах необхідно застосовувати напівмеханізований та механізований способи збирання з використанням ручних струшувачів, садових платформ, плодозбиральних машин. Для збурення коливальні дані плодозбиральні засоби використовують дебалансні та лінійні інерційні струшувачі з кривошипно-шатунним приводом [1, 6]. Основне завдання – забезпечити агротехнічно необхідну повноту знімання 95% плодів без пошкодження дерев. Для цього необхідно обґрунтувати основні параметри збурювачів коливальних – частоту та амплітуду збурення з врахуванням механіко-технологічних властивостей плодових дерев і умови відриву плода.

Підвищити ефективність збиральних робіт можна генеруванням віброударних коливань, що забезпечують бігармонічні коливання елементів дерева (штамба, центрального провідника, скелетної гілки). Дані коливання забезпечують агротехнічно необхідну повноту збирання без пошкодження кори дерева завдяки зменшенню діючої сили.

Для ручних вібраційних струшувачів був розроблений ударний механізм, що підвищив діапазон їхнього використання під час збирання плодів, зокрема волоських горіхів, передачею збурювальних коливань скелетним гілкам. Існуючі математичні моделі взаємодії віброзбурювачів коливальних з елементами дерева не враховують віброударного режиму роботи. Отже, існує науково-практична проблема обґрунтування основних режимів роботи ручних віброударних струшувачів, застосовуючи теоретичний аналіз взаємодії збурювача коливальних зі скелетною гілкою дерева.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Обґрунтуванням механізованих плодознімальних робіт, що включає вивчення взаємодії струшувальних засобів із плодовими деревами, займалися широкий ряд дослідників. Насамперед були запропоновані математичні моделі інерційних лінійних струшувачів, що діють на штамп, центральний провідник чи скелетні гілки плодових дерев [1, 3, 6, 13–15, 18–20].

Найпростіша коливна система взаємодії дерева та інерційного струшувача, що розглянута в багатьох працях [1, 12], описується диференціальним рівнянням руху стовбура (гілки) в місці охоплення:

$$M\ddot{x} + K\dot{x} + Cx + m\omega^2 r \cos \omega t = 0, \quad (1)$$

де M – загальна маса системи – струшувача і дерева;

\dot{x} – швидкість відхилення дерева в місці охоплення;

K – коефіцієнт в'язкого опору відхиленню;

C – коефіцієнт пружності дерева;

m – маса струшувача,

ω – кутова швидкість обертання кривошипа;

r – радіус кривошипа;

t – час.

Математична модель дозволяє обґрунтувати параметри інерційних струшувачів кривошипно-шатунного типу, встановлених на енергетичних засобах, що розглядаються як нерухомі опори. Така математична модель

не може використовуватися для теоретичного аналізу ручних струшувачів, які утримуються працівником-збирачем (оператором) у руках.

У вібромоделі системи «людина-оператор – ручний збурювач вібрації – гілка» [3] скелетна гілка розглядається як консольна циліндрична балка постійної жорсткості з розподіленими масами плодів та плодоносних гілок. Сумарна маса розподіляється вздовж скелетної гілки в наступних пропорціях: маса m_3 – 50–55% на зовнішній третині; маса m_2 – 35–40% на середині; маса m_1 – 8–10% біля стовбура. Тому в запропонованій коливній системі гілка розглядається пружною консольною балкою із зосередженими параметрами. Людина-оператор зі зведеними масами рук m_5 , m_6 і ручний збурювач вібрації (струшувач) ма-

сою m_4 є елементами єдиної коливної системи, які впливають один на інший. Вибір вібраційних характеристик збурювача проведений з урахуванням біомеханічних характеристик тіла людини-оператора. За частоти 100 Гц і амплітуди до 40 мм тіло поводить себе як механічна лінійна система [2], тому модель людина-оператор прийнята у вигляді лінійної системи із зосередженими параметрами без зворотних зв'язків із в'язко-пружними в'язями.

Отже, в коливній системі «людина-оператор – ручний збурювач вібрації – гілка» взаємодія робочих органів вібратора з гілкою розглядається як в'язко-пружна і описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + B_1 \dot{x}_1 + r_{11}x_1 + r_{12}x_2 + r_{13}x_3 &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + B_2 \dot{x}_2 + r_{21}x_1 + r_{22}x_2 + r_{23}x_3 &= 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + B_3 \dot{x}_3 + v_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + r_{31}x_1 + r_{32}x_2 + r_{33}x_3 + C_1(x_3 - x_4) &= 0; \\ m_4 \ddot{x}_4 + v_2(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) + v_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_6) - v_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + C_2(x_4 - x_5) + & \\ + C_4(x_4 - x_6) - C_1(x_3 - x_4) &= P(t); \\ m_5 \ddot{x}_5 + v_2(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) + v_3 \dot{x}_5 + C_2(x_5 - x_4) + C_3 x_5 &= 0; \\ m_6 \ddot{x}_6 + v_4(\dot{x}_6 - \dot{x}_4) + v_5 \dot{x}_6 + C_4(x_6 - x_4) + C_5 x_6 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де m_i – зосереджені маси гілки і плодів ($i = 1, 2, 3$);

x_i – вертикальне переміщення мас m_i ($i = 1, 2, \dots, 6$);

B_i – коефіцієнти демпфірування гілки в місці зосередження мас ($i = 1, 2, 3$);

r_{ij} – коефіцієнти впливу, аналогічні коефіцієнтам впливу за методом переміщення в будівельній механіці (i та $j = 1, 2, 3$);

C_1, v_1 – коефіцієнти жорсткості й демпфірування гілки в місці охоплення;

C_2, C_4, v_2, v_4 – коефіцієнти жорсткості й демпфірування кисті правої і лівої рук оператора, відповідно;

C_3, C_5, v_3, v_5 – коефіцієнти жорсткості й демпфірування правої і лівої рук оператора, відповідно;

$P(t)$ – збурювальна сила.

Рішенням системи диференціальних рівнянь (2) визначаються параметри вібрації (прискорення, швидкість, переміщення) зосередження мас, тобто режими роботи ручного збурювача вібрації для забезпечення знімання плодів.

Описані моделі не відповідають віброударним режимам роботи струшувачів, тому розробка математичної моделі коливної системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка» є актуальним завданням.

Мета досліджень. Розробка математичної моделі коливної системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка» з метою теоретичного обґрунтування параметрів струшувача.

Методи досліджень. Використано основні положення математики, теоретичної механіки, математичного моделювання, розроблення програм і чисельних розрахунків на ПК із використанням методів побудови математичних моделей функціонування сільськогосподарських машин.

Результати досліджень. На базі існуючого ручного вібраційного струшувача моделі SC105 [12, 16] створено схему ручного віброударного струшувача плодів (рис. 1) [4, 7–10].

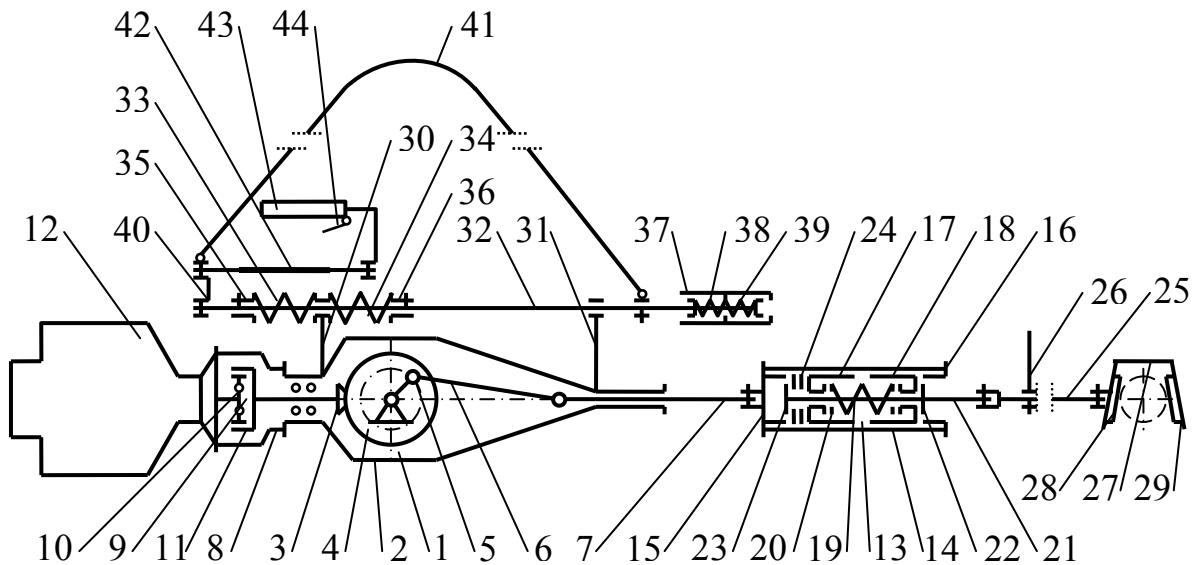


Рис. 1. Принципова схема ручного віброударного струшувача плодів:

- 1 – збурювач коливань; 2 – корпус збурювача; 3, 4 – ведуча і ведена конічні шестерні; 5 – кривошип;
- 6 – шатун; 7 – повзун; 8 – корпус муфти; 9 – відцентрова муфта; 10, 11 – ведуча та ведена частини муфти;
- 12 – двигун внутрішнього згоряння; 13 – ударний механізм; 14 – циліндр; 15, 16 – кришки-упори;
- 17, 18 – ковзні чашки; 19 – пружина; 20, 24 – регульовальні шайби; 21 – ковзний шток; 22, 23 – упори;
- 25 – штанга; 26 – важіль повертання штанги; 27 – вилчастий захват; 28, 29 – еластичні подушки;
- 30, 31 – кронштейни; 32 – напрямна штанга; 33, 34, 38, 39 – демпферні пружини; 35, 36 – упори;
- 37, 43 – рукоятки; 40 – поперечний важіль; 41 – утримувальна лямка; 42 – еластична вставка;
- 44 – важілець управління системою подачі пального двигуна внутрішнього згоряння

Fig.1. Principal scheme of manual vibro shock shaker:

- 1 – oscillator; 2 – of the intruder; 3, 4 – driving and running conical gears; 5 – crank; 6 – connecting rod; 7 – slider;
- 8 – coupling body; 9 – centrifugal coupling; 10, 11 – driving and running parts of the coupling;
- 12 – internal combustion engine; 13 – shock mechanism; 14 – cylinder; 15, 16 – stoppers; 17, 18 – sliding cups;
- 19 – spring; 20, 24 – adjusting washes; 21 – rolling rod; 22, 23 – stops; 25 – rod; 26 – rotation lever; 27 – tangled grip;
- 28, 29 – elastic pillows; 30, 31 – brackets; 32 – guide rod; 33, 34, 38, 39 – damping springs; 35, 36 – stops;
- 37, 43 – handles; 40 – transverse lever; 41 – holding strap; 42 – elastic insert;
- 44 – lever control of the fuel supply system of the internal combustion engine

Основні складові частини такого віброударного засобу – це віброударний збурювач коливань 1 у вигляді кривошипно-повзунного 5, 6, 7 і ударного 13 механізмів. З ударним механізмом з'єднана штанга 25, на якій змонтовано вилчастий захват 27. Привод здійснюється двигуном внутрішнього згоряння 12 через відцентрову муфту 9. Механізм утримання й управління забезпечує утримання струшувача працівником-збирачем у руках, а також навішування на плече за допомогою лямки.

Отже, існуючий вібраційний струшувач доповнено ударним механізмом 13 із регульованим ударним імпульсом. Виконано цей механізм у вигляді циліндра 14, до торців

якого прикріплені кришки-упори 15, 16. Одна кришка-упор 15 з'єднана з повзуном 7 збурювача коливань. У циліндрі ударного механізму встановлено ковзні чашки 17, 18, між якими розташована пружина 19 та шайби 20 регулювання її попереднього стиску. У ковзних чашках встановлено ковзний шток 21 із шайбами 24 регулювання зазору між цими чашками. До ковзного штока прикріплено штангу 25 струшувача.

У модифікованому вилчастому захваті 27 еластичні подушки розташовані під певним кутом одна до одної, формуючи клиновий розхил, завдяки якому щільно охоплюється кора гілок різних діаметрів.

Після захвату гілки працівник-збирач плодів збільшує подачу пального і відповідно частоту обертання двигуна. Спрацьовує відцентрова муфта 9, починає обертатися кривошип 5 збудовача коливань. Одночасно з поступальним рухом повзуна 7 гармонічно змінювана збудовальна сила через ударний механізм 13, штангу 25 і захват 27 передається плодовій гілці. Забезпечується струшування гілки з частотою зміни збудовальної сили. Такий вібраційний режим струшування

продовжується доти, поки є зазор між ковзними чашками.

У момент, коли ковзні чашки завдають удар одна по іншій, гармонічно змінювана збудовальна сила доповнюється силою удару і забезпечується віброударний режим струшування плодової гілки.

Відповідно до принципової схеми (рис. 1) сформовано розрахункову схему (рис. 2) [17] коливної системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка».

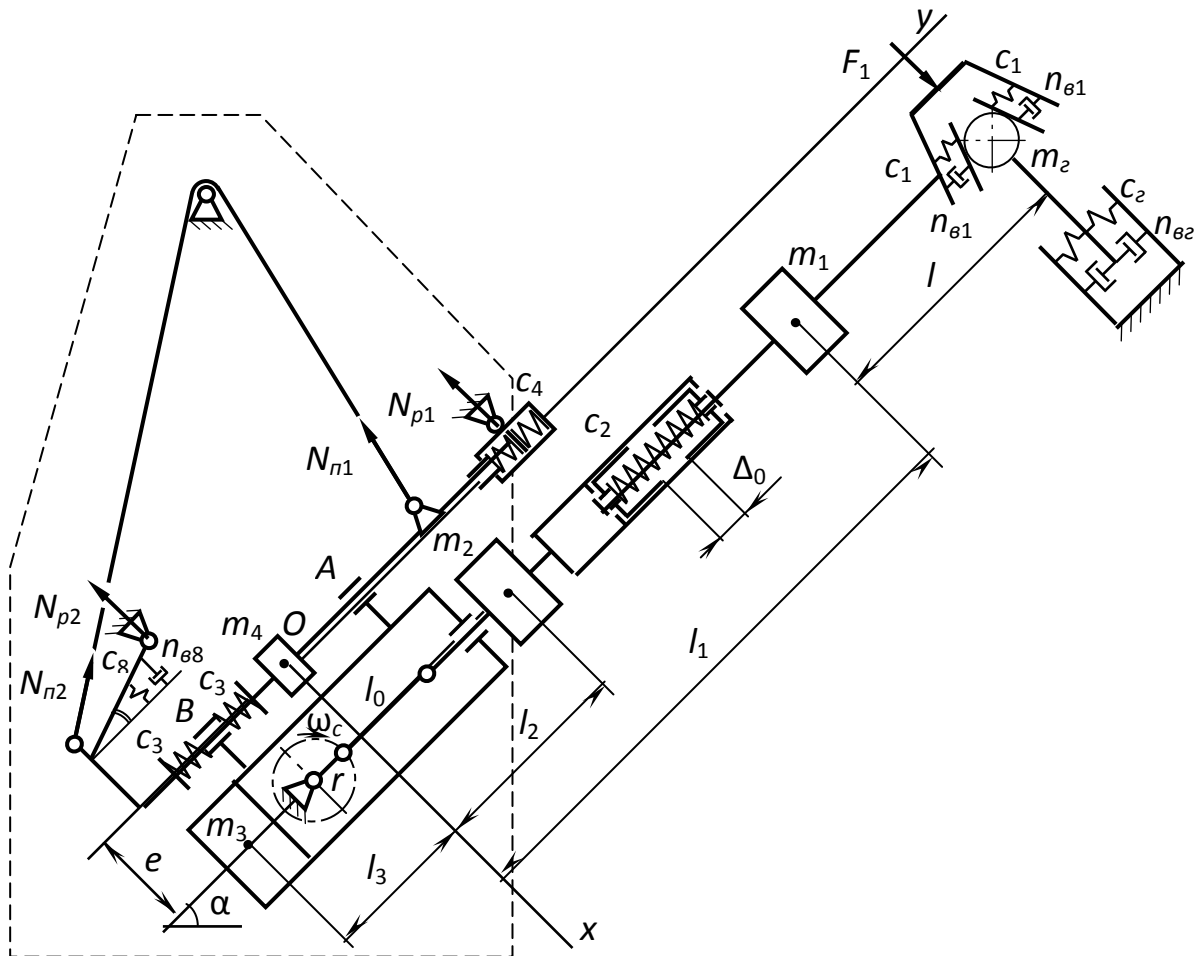


Рис. 2. Розрахункова схема коливної системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка»
 Fig. 2. Calculation scheme of the oscillatory system “manual vibration shock shaker – fruit branch”

Ця система містить гілку зі зведеною масою m_2 і ручний струшувач, що має чотири ланки із зосередженими масами. Зокрема: m_1 – маса штанги разом із вилчастим захватом і частиною ударного механізму; m_2 – сума мас частини збудовача коливань та ведучої частини ударного механізму; m_3, m_4 – маси основної частини струшувача та механізму його утримання й управління. Із центром

маси m_4 збігається початок прямокутної системи координат xOy .

Крім цього, на рисунку 2 позначено: $c_2, c_1, c_2, c_3, c_4, c_8$ – коефіцієнти жорсткості гілки та складових струшувача; n_{e2}, n_{e1}, n_{e8} – коефіцієнти в'язкого опору гілки, подушок захвата та еластичної вставки; l – відстань від центра поперечного перерізу гілки в місці захвату до центра мас m_1 ; l_1, l_2, l_3 – відстані до

координатної осі Ox від центрів мас ланок струшувача; Δ_0 – початковий зазор між ковзними чашками ударного механізму; e – відстань між поздовжніми осями напрямної штанги механізму утримання й управління та самого струшувача; α – кут направленості коливань або кут нахилу штанги до горизонталі; $N_{p1}, N_{p2}, N_{n1}, N_{n2}, F_1$ – реакції в’язей.

Отже, коливна система має шість ступенів вільності, а саме: маса m_4 має три ступені вільності, а маси m_3, m_1 і m_2 – ще по одному ступеню. У зв’язку з цим розглянемо рух окремих ланок із певною масою.

Диференціальне рівняння руху маси m_4 механізму утримання й управління струшувачем у напрямку осі Oy можна записати як

$$m_4 \frac{d^2 y_4}{dt^2} = 2c_3 y_3 - 2c_4 y_4 - N_{n1} \cos \gamma_1 + N_{n2} \cos \gamma_3 - N_{p2} \sin \gamma_2 - Q_4 \sin \alpha, \quad (3)$$

де y_3, y_4 – переміщення мас m_3, m_4 у напрямку осі Oy , м;
 c_3, c_4 – коефіцієнти жорсткості пружин 33, 34 та 38, 39 (рис. 1), відповідно, Н/м;
 N_{n1}, N_{n2} – реакції від взаємодії утримувальної лямки 41 і напрямної штанги 32, Н;
 γ_1, γ_3 – кути між реакціями N_{n1} і N_{n2} утримувальної лямки і поздовжньою віссю напрямної штанги, рад;
 N_{p2} – реакція на рукоятці 43, що зумовлена дією руки працівника-збирача, Н;
 γ_2 – кут між віссю еластичної вставки 42 рукоятки 43 і поздовжньою віссю напрямної штанги 32, рад;
 $Q_4 = m_4 g$ – сила тяжіння (g – прискорення вільного падіння), Н.

Також враховано, що напрямна штанга механізму утримання й управління струшувачем у процесі роботи повертається на малий кут ϕ навколо центра мас m_4 , тому реакції, зумовлені дією рук працівника-збирача та утримувальною лямкою, можна обчислити за формулами:

$$\left. \begin{aligned} N_{p1} &= c_5(x_4 - \phi b_2) + n_{65}(\dot{x}_4 - \dot{\phi} b_2); \\ N_{p2} &= c_8((x_4 + \phi(b_3 - e_2 \cos \gamma_2)) \sin \gamma_2 + (y_4 + \phi(e_1 + e_2 \sin \gamma_2)) \sin \gamma_2) + \\ &+ n_{68}((\dot{x}_4 - \dot{\phi}(b_3 - e_2 \cos \gamma_2)) \cos \gamma_2 + (\dot{y}_4 - \dot{\phi}(e_1 + e_2 \sin \gamma_2)) \sin \gamma_2); \\ N_{n1} &= c_6(x_4 \sin \gamma_1 + y_4 \cos \gamma_1 - \phi b_1 \sin \gamma_1); \\ N_{n2} &= c_7((x_4 + \phi b_3) \sin \gamma_3 + (\phi e_1 - y_4) \cos \gamma_3), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де c_5, c_6, c_7, c_8 – жорсткості відповідних в’язей: рукоятки 37 (c_5), гумових вставок утримувальної лямки 41 (c_6, c_7), еластичної вставки 42 (c_8) (рис. 1), Н/м;
 \dot{x}_4, \dot{y}_4 – швидкості маси m_4 вздовж координатних осей x і y , м/с;
 b_1, b_2, b_3 – відстані від центра мас m_4 відповідно до верхньої точки кріплення утримувальної лямки 41, вертикальної осі рукоятки 37 та осі поперечного важеля 40, м;
 n_{65}, n_{68} – коефіцієнти в’язкого опору рукоятки 37, еластичної вставки 42, Н·с/м;
 e_1 – перпендикулярне зміщення нижньої точки кріплення утримувальної лямки 41 від поздовжньої осі напрямної штанги 32, м;
 e_2 – довжина еластичної вставки 42 нижньої рукоятки 43, м.

Підставивши в диференціальне рівняння руху (3) значення реакцій (4), отримуємо повне диференціальне рівняння поздовжнього руху механізму утримання й управління струшувачем.

Диференціальне рівняння поздовжнього руху частини збурювача коливань з ведучою частиною ударного механізму та основної частини струшувача, тобто мас m_2 і m_3 :

$$\begin{aligned} (m_2 + m_3)(\ddot{y}_4 + e \ddot{\phi}) + m_2 \ddot{y}_2 + m_3 \ddot{y}_3 = \\ = \dot{\phi}^2 (m_2(l_2 + y_2) - m_3(l_3 - y_3)) - Q_2 \sin \alpha - Q_3 \sin \alpha - 2c_3 y_3 + N_3, \end{aligned} \quad (5)$$

де $\ddot{y}_2, \ddot{y}_3, \ddot{y}_4$ – прискорення мас m_2, m_3 і m_4 у напрямку осі Oy , м/с²;
 y_2, y_3 – переміщення мас m_2 і m_3 , м;
 l_2, l_3 – відстані до координатної осі Ox від центрів мас m_2 і m_3 , м;
 Q_2, Q_3 – сили тяжіння мас m_2 і m_3 , Н;
 N_3 – сила взаємодії мас m_2 та m_1 , Н.

Сила N_3 залежить від того, чи рухається маса m_2 з масою m_1 до удару чи після удару, причому удар вважаємо абсолютно непружним.

До удару виконуються умови

$$\left. \begin{array}{l} |y_1 - y_2| < \Delta_0 ; \\ N_3 > F_0 , \end{array} \right\} \quad (6)$$

де y_1 – переміщення маси m_1 у напрямку осі Oy , м;

Δ_0 – початковий зазор між чашками ударного механізму, м;

F_0 – сила попереднього стиску пружини жорсткістю c_2 цього механізму, Н.

За таких умов сила N_3 дорівнює:

$$N_3 = c_2 (y_1 - y_2) + F_0 \text{sign} (y_1 - y_2). \quad (7)$$

Після удару протягом деякого часу має місце рівність $|y_1 - y_2| = \Delta_0$. Тоді сила N_3 дорівнює:

$$N_3 = c_2 (y_1 - y_2) + (N_4 + F_0) \text{sign} (y_1 - y_2), \quad (8)$$

де N_4 – додаткова сила взаємодії мас m_1 і m_2 внаслідок удару, Н.

Виключивши з рівняння (5) переміщення y_2 , диференціальне рівняння руху мас m_2 і m_3 до удару запишемо як

$$\begin{aligned} (m_2 + m_3)(\ddot{y}_4 + e\ddot{\phi} + \ddot{y}_3) = \dot{\phi}^2 (m_2(l_2 + y_3 - z_0) - m_3(l_3 - y_3)) - \\ - (Q_2 + Q_3) \sin \alpha - 2c_3 y_3 + c_2 (y_1 - y_3 + z_0) + m_2 W_0 + F_0 \text{sign} (y_1 - y_2), \end{aligned} \quad (9)$$

причому

$$\left. \begin{array}{l} z_0 = r(1 - \cos \omega_c t) + l_0(1 - \cos \psi); \\ W_0 = r\omega_c^2 \cos \omega_c t + l_0(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) \end{array} \right\},$$

де r – радіус кривошипа, м;

ω_c – кутова швидкість кривошипа, тобто частота струшування, рад/с;

l_0 – довжина шатуна, м;

ψ – кут між шатуном і лінією руху повзуна, тобто напрямком коливань, рад.

Після удару дещо змінюється права частина диференціального рівняння (9), яке набуває вигляду

$$\begin{aligned} (m_2 + m_3)(\ddot{y}_4 + e\ddot{\phi} + \ddot{y}_3) = \dot{\phi}^2 (m_2(l_2 + y_3 - z_0) - m_3(l_3 - y_3)) - (Q_2 + Q_3) \times \\ \times \sin \alpha - 2c_3 y_3 + c_2 \Delta_0 \text{sign} (y_1 - y_2) + (N_4 + F_0) \text{sign} (y_1 - y_2) + m_2 W_0. \end{aligned} \quad (10)$$

Останнє рівняння має сенс тільки тоді, коли реакція $N_4 \geq 0$, тобто коли маси m_2 і m_1 рухаються як одне ціле. У разі $N_4 < 0$ рух знову описують рівнянням (9).

Під час удару миттєво змінюються швидкості мас m_1 , m_2 , m_3 . Якщо до удару швидкості цих мас були \dot{y}_1 , \dot{y}_3 , $\dot{y}_2 = \dot{y}_3 - u_0$ (де u_0 – швидкість повзуна збурювача коливань, $u_0 = r\omega_c \sin \omega_c t + l_0 \dot{\psi} \sin \psi$), то після удару швидкості маси m_3 позначимо через V_3 , а швидкості мас m_1 і m_2 будуть однакові: $V_1 = V_2 = V_3 - u_0$.

Швидкість V_3 визначається з умови збереження сумарної кількості руху цих мас у проекції на вісь Oy , тобто

$$m_1 \dot{y}_1 + m_2 (\dot{y}_3 - u_0) + m_3 \dot{y}_3 = m_1 (V_3 - u_0) + m_2 (V_3 - u_0) + m_3 V_3. \quad (11)$$

З рівняння (9) знаходимо швидкість V_3 після удару:

$$V_3 = \frac{m_1(\dot{y}_1 + u_0) + (m_2 + m_3)\dot{y}_3}{m_1 + m_2 + m_3}. \quad (12)$$

Диференціальне рівняння поздовжнього руху частини віброударного механізму зі штангою і захватом (маса m_1) представлено як

$$m_1(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_4 + e\ddot{\phi}) = m_1\dot{\phi}^2(l_1 + y_1) - Q_1 \sin \alpha - N_3 - \\ - (2c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + 2n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta), \quad (13)$$

де \ddot{y}_1 – прискорення маси m_1 у напрямку осі Oy , м/с²;

Q_1 – сила тяжіння цієї маси, Н;

c_1 – коефіцієнт жорсткості подушок захвата, Н/м;

y_2, \dot{y}_2 – переміщення та швидкість гілки в місці захвату вздовж осі Oy , м;

β – кут нахилу подушок захвата до осі штанги струшувача, рад;

f – коефіцієнт тертя подушок по гілці.

До удару диференціальне рівняння руху (13) маси m_1 записуємо як

$$m_1(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_4 + e\ddot{\phi}) = m_1\dot{\phi}^2(l_1 + y_1) - Q_1 \sin \alpha - c_2(y_1 - y_2) - F_0 - \\ - 2(c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta). \quad (14)$$

Після удару це диференціальне рівняння руху дещо змінюється:

$$m_1(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_4 + e\ddot{\phi}) = m_1\dot{\phi}^2(l_1 + y_1) - Q_1 \sin \alpha - c_2(y_1 - y_2) - \\ - (N_4 + F_0) \operatorname{sign}(y_1 - y_2) - 2(c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + \\ + n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta). \quad (15)$$

Додамо рівняння (15) і (10) для виключення реакції N_4 і врахуємо, що $\ddot{y}_1 = \ddot{y}_3 - W_0$.
У результаті отримано диференціальне рівняння

$$M_1(\ddot{y}_4 + e\ddot{\phi} + \ddot{y}_3) = \dot{\phi}^2(m_1(l_1 + y_1) + m_2(l_2 + y_2) - m_3(l_3 - y_3)) - \\ - M_1 g \sin \alpha + (m_2 + m_1)W_0 - 2c_3y_3 - 2(c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + \\ + n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta), \quad (16)$$

де

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= m_1 + m_2 + m_3; \\ y_1 &= y_2 + \Delta_0 \operatorname{sign}(y_1 - y_2); \\ \dot{y}_1 &= \dot{y}_3 - u_0 \end{aligned} \right\}$$

Тоді рівняння (10) або (15) слугують для визначення реакції N_4 .

Маса m_2 гілки в місці захвату може переміщуватись уздовж осі Oy довільним чином, а в напрямку осі Ox ця маса переміщується разом із захватом. Диференціальне рівняння руху маси m_2 уздовж осі Oy можна представити як

$$m \frac{d^2 y_2}{dt^2} = -c_2 y_2 - n_{e2} \dot{y}_2 + (\cos \beta - f \sin \beta)(N_1 - N_2), \quad (17)$$

де N_1, N_2 – реакції між подушками вилчастого захвата та гілкою, Н.

$$\begin{aligned} N_1 &= c_1(y_0 + y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2); \\ N_2 &= c_1(y_0 - (y_4 + e\phi + y_1 - y_2)) - n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2), \end{aligned}$$

де y_0 – початкова лінійна деформація подушок, за якої забезпечується постійний контакт подушок і гілки під час роботи струшувача, м.

Розглянемо коливну систему «ручний віброударний струшувач – плодова гілка» (рис. 2) загалом, відкинемо всі зовнішні в'язі, а їхню дію замінимо відповідними реакціями. Прикладемо також сили тяжіння $Q_i = m_i g$ та сили інерції $\Phi_e, \Phi_1 \dots \Phi_n$ усіх мас. Згідно з принципом Д'Аламбера ця система сил зрівноважена, сума проєкцій усіх сил на вісь Ox , а також сума моментів усіх сил відносно довільної точки повинні дорівнювати нулю. У результаті отримуємо ще два диференціальні рівняння:

$$\left. \begin{aligned} &M\ddot{x}_4 + \ddot{\phi}(m_3(l_3 - y_3) - m_2(l_2 + y_2) - m_1(l_1 + y_1) - m_e(l_1 + y_1 + l)) = \\ &= M_1 e \dot{\phi}^2 + 2\dot{\phi}(m_2 \dot{y}_2 + m_3 \dot{y}_3 + m_1 \dot{y}_1) + (M - m_e)g \cos \alpha - \\ &- N_{ex} - N_{p1} - N_{n1} \sin \gamma_1 - N_{p2} \cos \gamma_2 - N_{n2} \sin \gamma_3; \\ &M_1 e \ddot{y}_4 - (m_e(l_1 + y_1 + l) + m_1(l_1 + y_1) + m_2(l_2 + y_2) - m_3(l_3 - y_3)) \ddot{x}_4 + \\ &+ \ddot{\phi}(M_1 e^2 + m_1(l_1 + y_1)^2 + m_2(l_2 + y_2)^2 + m_3(l_3 - y_3)^2) + m_e e \ddot{y}_e + \\ &+ m_1 e \ddot{y}_1 + m_2 e \ddot{y}_2 + m_3 e \ddot{y}_3 = (Q_3(l_3 - y_3) - Q_2(l_2 + y_2) - Q_1(l_1 + y_1)) \times \\ &\times \cos \alpha + 2\dot{\phi}(m_3 \dot{y}_3(l_3 - y_3) - m_2 \dot{y}_2(l_2 + y_2) - m_1 \dot{y}_1(l_1 + y_1)) - M_1 g \sin \alpha - \\ &- N_{ey} e + N_{ex}(l_1 + l + y_1) + N_{p1} b_2 + N_{n1} b_1 \sin \gamma_1 - N_{n2}(b_3 \sin \gamma_3 + e_1 \cos \gamma_3) + \\ &+ N_{p2} \sin \gamma_2 (e_1 + e_2 \sin \gamma_2) - N_{p2} \cos \gamma_2 (b_3 - e_2 \cos \gamma_2) \end{aligned} \right\}, \quad (18)$$

$$\left. \begin{aligned} &N_{ex} = c_e(x_4 - \phi(l_1 + y_1 + l)) + n_{e2}(\dot{x}_4 + \dot{\phi}(l_1 + y_1 + l)); \\ &N_{ey} = c_e y_e + n_{e2} \dot{y}_e; \\ &M = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \end{aligned} \right\}.$$

Вказана коливна система має шість ступенів вільності. Якщо до двох рівнянь (18) приєднати ще отримані раніше диференціальні рівняння (3), (5), (13), (17), врахувати зв'язок між переміщеннями y_2 і y_3 , рух мас m_2 і m_3 як одного цілого та рух маси m_1 до удару й після удару, то отримуємо замкнуту систему диференціальних рівнянь, яка дозволяє визначити закономірність руху всіх мас, а також реакції в'язей. Крім цього, треба врахувати, що диференціальні рівняння (5) і (13) до удару, коли виконуються умови: $|y_1 - y_2| < \Delta_0$ і $N_3 > F_0$, перетворюються на рівняння (9) і (14), а після удару, коли $|y_1 - y_2| = \Delta_0$ – на рівняння (10) і (15). Звичайно, ця нелінійна система диференціальних рівнянь досить складна. Для її розв'язку використано числовий метод Рунге-Кутта четвертого порядку точності [5].

На основі розрахункових даних отримано теоретичні закономірності (рис. 3) зміни переміщення (a), швидкості (b) і прискорення (e) гілки в місці захвату, які підтверджують, що в разі відштовхувального та притягального рухів штанги струшувача на етапах I, I' гармонічно змінювана збурювальна сила відповідає вібраційному режиму роботи. У цьому режимі також гармонічно змінюються переміщення, швидкість і прискорення гілки.

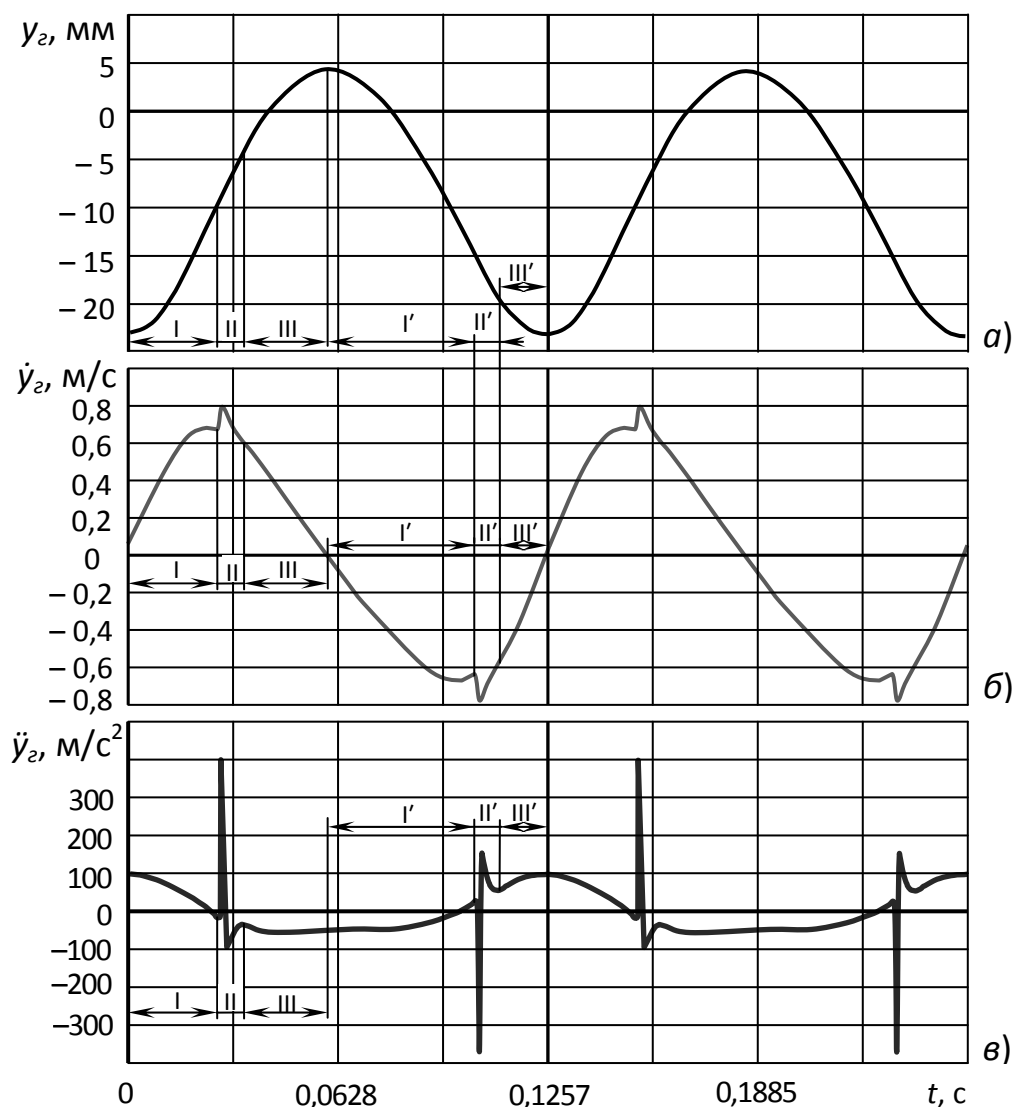


Рис. 3. Закономірності зміни в часі переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) гілки в місці захвату, якщо діаметр гілки в основі $D_g = 50$ мм; відстань захвату $\ell_g = 1,75$ м; частота струшування $\omega_c = 50$ рад/с; початковий зазор між ковзними чашками ударного механізму $\Delta_0 = 5$ мм; кут направленості коливань $\alpha = 40^\circ$

(етапи коливання гілки: I, II, III – відштовхувальний рух; I', II', III' – притягальний рух)

Fig. 3. Patterns of change in time of displacement (a), speed (b) and acceleration (c) of the branch at the capture site, if the diameter of the branch in the basis $D_g = 50$ mm; capture distance $\ell_g = 1.75$ m; crosstalk frequency $\omega_s = 50$ rad/s; initial gap between the sliding cups of the shock mechanism $\Delta_0 = 5$ mm; angle of direction of oscillation $\alpha = 40^\circ$

(stages of oscillation of the branch: I, II, III – repulsive motion, I', II', III' – attraction movement)

На початку етапів II, II' ковзні чашки завдають удар одна по іншій, гармонічно змінювана збурювальна сила доповнюється силою удару і забезпечується віброударний режим струшування плодової гілки. Під час удару стрибок переміщення незначний і воно практично продовжує змінюватися гармонічно, а швидкість зростає дещо стрімкіше. Дуже стрімко зростає прискорення, яке в 4–5 разів перевищує прискорення вібраційного режиму роботи.

Після удару струшувач переходить у вібраційний режим роботи і на етапах III, III' знову гармонічно змінюються збурювальна сила та переміщення, швидкість і прискорення гілки.

Розроблена теоретична модель коливної системи «ручний вібро-ударний струшувач – плодова гілка» дозволяє обґрунтувати основні параметри коливань скелетної гілки в місці захвату залежно від розмірно-масових та жорсткісно-демфівувальних показників

гілок і встановити режими роботи віброударного збурювача коливань для забезпечення агротехнічної необхідної повноти знімання.

Висновки

1. Запропоновано математичну модель коливної системи «ручний віброударний струшувач – плодова гілка» у вигляді системи шести диференціальних рівнянь, що дозволяє теоретично обґрунтувати основні режими роботи ручного струшувача у віброударному режимі для забезпечення агротехнічної необхідної повноти знімання.

2. Отримані теоретичні закономірності зміни переміщення, швидкості і прискорення гілки в місці захвату підтверджують ефективність віброударного режиму роботи ручного струшувача. Завдяки віброударному режиму прискорення гілки в місці передачі збурювальних зусиль у 4–5 разів перевищує прискорення вібраційного режиму роботи.

Бібліографія

1. Варламов Г. П. Машины для уборки фруктов. Москва: Машиностроение, 1978. 216 с.
2. Вибрации в технике / под ред. К. В. Флорова. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 6. 457 с.
3. Какауридзе А. А. Разработка и обоснование устройств для уборки плодов на тракторонедоступных участках: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1988. 241 с.
4. Пат. 95453 Україна: МПК А01D 46/26. Ручний віброударний струшувач плодів. № u201407346; заявл. 01.07.14; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24. 6 с.
5. Турчак Л. И. Основы численных методов: учебное пособие. Москва: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. 320 с.
6. Шевчук Р. С. Процессы и средства механизации съема плодов: дис. ... д-ра с.-х. наук. Москва, 2000. 532 с.
7. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Модернізований ручний струшувач плодів. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 3 (66). С. 24–26.
8. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17. No. 4. Pp. 101–107.
9. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 1. С. 21–25.
10. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручний віброударний струшувач плодів. *Сільськогосподарські машини: науковий збірник*. Луцьк, 2011. Вип. 21 Том II. С. 238–243.

11. Adrian P. A., Fridley R. B. Dynamics and design criteria of inertia type tree shakers. *Transactions of the ASAE*. 1965. Vol. 8 (1). Pp. 12–14.

12. Cifarelli Spa manufacturing professional machines in Italy. URL: <https://www.cifarelli.it/index.php/GMenuProducts?l=2&main=11> (last accessed: 30.03.2018).

13. Fridley R. B., Adrian P. A. Mechanical harvesting equipment for deciduous tree fruits / California Agricultural Experiment Station. Bulletin 825. 1966. 56 p.

14. Horvath E., Sitkei G. Damping properties of fruit trees shaking at their trunks. *Fruit, Nut and Vegetable Production Engineering: proceedings of the 6th International Symposium / Institut für Agrartechnik Bornim e.V. Potsdam, Bornim, 2002*. Pp. 83–88.

15. Horvath E., Sitkei G. Energy consumption of selected tree shakers under different operational conditions. *J Agr Eng Res*. 2001. Vol. 80 (2). Pp. 191–199.

16. Shaker SC105. Cifarelli SpA. URL: https://www.cifarelli.it/documenti/depSC105_GB.pdf (last accessed: 30.03.2018).

17. Shevchuk R., Krupych R. Calculation scheme of the oscillatory system “manual vibro-shock shaker – the fruit spur”. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2017. Vol. 19. No. 4. Pp. 9–12.

18. Whitney J. D., Smerage G. H., Block W. A. Dynamic analysis of a trunk shaker-post system. *Transactions of the ASAE*. 1990. Vol. 33 (4). Pp. 1066–1068.

19. Zoltan L. Dynamic modelling of fruit tree – inertia shaker system. Information and Technology for Sustainable Fruit and Vegetable Production (FRUTIC 05, 12–16 September 2005, Montpellier France). URL: <http://symposcience.lyon.cemagref.fr/exl-doc/colloque/ART-00001637.pdf> (last accessed: 02.04.2018).

20. Zoltan L. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design. *Biosystems engineering*. 2006. Vol. 93. Issue 1. Pp. 35–44. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511005002126> (last accessed: 02.04.2018).

Bibliografija

1. Varlamov H. P. Mashyny dlia uborky fruktov. Moskva: Mashynostroenye, 1978. 216 s.
2. Vybratsyy v tekhnike / pod red. K. V. Florova. Moskva: Mashynostroenye, 1981. T. 6. 457 s.
3. Kakaurydze A. A. Razrabotka y obosnovanye ustroystv dlia uborky plodov na traktoronedostupnykh uchastkakh: dys. ... kand. tekhn. nauk. Moskva, 1988. 241 s.
4. Ruchnyi vibroudarnyi strushuvach plodiv: pat. 95453 Ukraina: MPK A01D 46/26.

№ u201407346; zaiavl. 01.07.14; opubl. 25.12.14, Biul. № 24. 6 s.

5. Turchak L. Y. Osnovy chyslennykh metodov: uchebnoe posobyе. Moskva: Nauka. Hl. red. fiz.-mat. lyt., 1987. 320 s.

6. Shevchuk R. S. Protsessy y sredstva mekhanizatsyy zъема plodov: dys. ... d-ra s.-kh. nauk. Moskva, 2000. 532 s.

7. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Modernizovaniy ruchnyi strushuvach plodiv. *Tekhnika i tekhnolohii APK*. 2015. № 3 (66). S. 24–26.

8. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Ruchnoi vybroudarnyi striakhyvatel plodov. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17. No. 4. Pp. 101–107.

9. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Ruchnoi vybroudarnyi striakhyvatel plodov. *Traktory y selkhoz mashyny*. 2016. № 1. S. 21–25.

10. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Ruchnyi vibroudarnyi strushuvach plodiv. *Silskohospodarski mashyny: naukovy zbirnyk*. Lutsk, 2011. Vyp. 21 Tom II. S. 238–243.

11. Adrian P. A., Fridley R. B. Dynamics and design criteria of inertia type tree shakers. *Transactions of the ASAE*. 1965. Vol. 8 (1). Pp. 12–14.

12. Cifarelli Spa manufacturing professional machines in Italy. URL: <https://www.cifarelli.it/index.php/GMenuProducts?l=2&main=11> (last accessed: 30.03.2018).

13. Fridley R. B., Adrian P. A. Mechanical harvesting equipment for deciduous tree fruits / California Agricultural Experiment Station. Bulletin 825. 1966. 56 p.

14. Horvath E., Sitkei G. Damping properties of fruit trees shaking at their trunks. *Fruit, Nut and Vegetable Production Engineering: proceedings of the 6th International Symposium / Institut für Agrartechnik Bornim e.V. Potsdam, Bornim, 2002*. Pp. 83–88.

15. Horvath E., Sitkei G. Energy consumption of selected tree shakers under different operational conditions. *J Agr Eng Res*. 2001. Vol. 80 (2). Pp. 191–199.

16. Shaker SC105. Cifarelli SpA. URL: https://www.cifarelli.it/documenti/depSC105_GB.pdf (last accessed: 30.03.2018).

17. Shevchuk R., Krupych R. Calculation scheme of the oscillatory system “manual vibro-shock shaker – the fruit spur”. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2017. Vol. 19. No. 4. Pp. 9–12.

18. Whitney J. D., Smerage G. H., Block W. A. Dynamic analysis of a trunk shaker-post system. *Transactions of the ASAE*. 1990. Vol. 33 (4). Pp. 1066–1068.

19. Zoltan L. Dynamic modelling of fruit tree – inertia shaker system. Information and Technology for Sustainable Fruit and Vegetable Production

(FRUTIC 05, 12–16 September 2005, Montpellier France). URL: <http://symposcience.lyon.cemagref.fr/exl-doc/colloque/ART-00001637.pdf> (last accessed: 02.04.2018).

20. Zoltan L. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design. *Biosystems engineering*. 2006. Vol. 93. Issue 1. Pp. 35–44. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511005002126> (last accessed: 02.04.2018).

References

1. Varlamov G. P. Machines for harvesting fruits. Moscow: Mechanical engineering, 1978. 216 p.

2. Vibrations in technique / ed. K. V. Florov. Moscow: Mechanical engineering, 1981. Vol. 6. 457 p.

3. Kakauridze A. A. Development and substantiation of devices for harvesting of fruits on non-accessible areas: dis. ... candidate of tech. sciences. Moscow, 1988. 241 p.

4. Manual vibro shock shaker of fruit: pat. 95453 Ukraine: IPC A01D 46/26. No. 201407346; stated. 07.07.14; published 25.12.14, Bull. No. 24. 6 p.

5. Turchak L. I. Fundamentals of numerical methods: a manual. Moscow: Science. Main edit phys.-mate lit., 1987. 320 p.

6. Shevchuk R. S. Processes and means of mechanization of fruit harvesting: dis. ... doctor of agricultural sciences. Moscow, 2000. 532 p.

7. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Modernized manual shaker of fruits. *Machinery and technology of agroindustrial complex*. 2015. No. 3 (66). Pp. 24–26.

8. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Manual vibro shock shaker fruit. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17, No. 4. Pp. 101–107.

9. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Manual vibro shock shaker fruit. *Tractors and agricultural machinery*. 2016. No. 1. Pp. 21–25.

10. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Manual vibration shaker for fruit. *Agricultural machines: a scientific collection*. Lutsk, 2011. Issue 21. Vol. II. Pp. 238–243.

11. Adrian P. A., Fridley R. B. Dynamics and design criteria of inertia type tree shakers. *Transactions of the ASAE*. 1965. Vol. 8 (1). Pp. 12–14.

12. Cifarelli Spa manufacturing professional machines in Italy. URL: <https://www.cifarelli.it/index.php/GMenuProducts?l=2&main=11> (last accessed: 30.03.2018).

13. Fridley R. B., Adrian P. A. Mechanical harvesting equipment for deciduous tree fruits / California Agricultural Experiment Station. Bulletin 825. 1966. 56 p.

14. Horvath E., Sitkei G. Damping properties of fruit trees shaking at their trunks. *Fruit, Nut and Vegetable Production Engineering: proceedings of the 6th International Symposium / Institut für Agrartechnik Bornim e.V. Potsdam, Bornim, 2002.* Pp. 83–88.
15. Horvath E., Sitkei G. Energy consumption of selected tree shakers under different operational conditions. *J Agr Eng Res.* 2001. Vol. 80 (2). Pp. 191–199.
16. Shaker SC105. Cifarelli SpA. URL: https://www.cifarelli.it/documenti/depSC105_GB.pdf (last accessed: 30.03.2018).
17. Shevchuk R., Krupych R. Calculation scheme of the oscillatory system “manual vibro-shock shaker – the fruit spur”. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture.* Lublin, 2017. Vol. 19. No. 4. Pp. 9–12.
18. Whitney J. D., Smerage G. H., Block W. A. Dynamic analysis of a trunk shaker-post system. *Transactions of the ASAE.* 1990. Vol. 33 (4). Pp. 1066–1068.
19. Zoltan L. Dynamic modelling of fruit tree – inertia shaker system. Information and Technology for Sustainable Fruit and Vegetable Production (FRUTIC 05, 12–16 September 2005, Montpellier France). URL: <http://symposcience.lyon.cemagref.fr/exl-doc/colloque/ART-00001637.pdf> (last accessed: 02.04.2018).
20. Zoltan L. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design. *Biosystems engineering.* 2006. Vol. 93. Issue 1. Pp. 35–44. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511005002126> (last accessed: 02.04.2018).