

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ

На правах рукопису

УДК 631.359:634.22

ГОШКО ЗІНОВІЙ ОРЕСТОВИЧ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО  
ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ ПЛЮДІВ ТРОСОВИМ  
СТРУШУВАЧЕМ ВІБРОУДАРНОЇ ДІЇ

Спеціальність 05.20.01-

"Механізація сільськогосподарського виробництва"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

ЛУЦЬК-1995

031.187  
Дисертацією є рукопис наукової праці

Робота виконана в Луцькому державному сільськогосподарському університеті імені Стефана Рувимовича

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00761599 (.)

Науковий керівник:

професор Г.А.Хайліс

Науковий консультант: кандидат технічних наук, доцент  
Р.С.Шевчук

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
М.О.Демидко

кандидат технічних наук,  
Л.Д.Піонтик

Провідна організація: Львівський філіал Українського науково-дослідного інституту садівництва

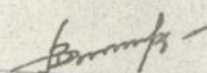
Захист відбудеться "24" грудня 1995 р. о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 35.01.02 для захисту дисертації на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук при Луцькому індустріальному інституті за адресою: ін.263018 Волинська обл. м.Луцьк, вул.Львівська 75. Кін.361.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці ЛІІ.

Автореферат розісланий "24" листопада 1995 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради,

 В.Ф.Дідух

ЛННБ ім. В. Стефаніка  
АН України

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Інтенсивні технології вирощування плодів зерняткових і кісточкових культур передбачають широке використання різноманітних плодобиральних машин.

На сучасному етапі для збирання плодів найбільш широко використовують вібраційні машини позиційної дії (ПСМ- 55, МПV- 1А, ВУМ- 15А). Але при використанні цих машин виникли труднощі внаслідок незадовільного, для машинної технології збирання плодів, формування крони дерев, пошкодження ними дерев і плодів, значних втрат плодів і низької продуктивності машин при збиранні і високій їх собівартості.

Перспективним напрямком є створення тросових струшувачів віброударної дії з ексцентриковими вібраторами. Тому дослідження технологічного процесу збирання плодів зерняткових і кісточкових культур тросовим струшувачем віброударної дії є актуальним.

Мета роботи - дослідження процесу зняття плодів тросовим струшувачем віброударної дії з метою покращення процесу зняття плодів і якості зібраного врожаю.

Методика досліджень. Як основний методологічний засіб проведення досліджень у роботі застосовується комплексний метод, який включає теоретичну і експериментальну частину. Теоретичні дослідження проведені з використанням диференціальних рівнянь переміщення центрального провідника дерева під дією ексцентрикового вібратора віброударної дії у режимі вібрації, удару і віброудару.

Експериментальні дослідження проведені в лабораторно-польових умовах з використанням стандартної апаратури і оригінального обладнання. Дослідження проводились з використанням багатофакторних і однофакторних експериментів.

Розрахунки по теоретичних і експериментальних дослідженнях проводились з використанням ПЕОМ.

Наукова новизна роботи. Доказана ефективність застосування ексцентрикових струшувачів віброударної дії, які забезпечують зняття плодів без пошкодження штамба дерева, розроблено метод і пристрій для оцінки межі міцності кори при сколюванні поперек і вздовж волокон, визначені конструктивні і кінематичні параметри струшувача з врахуванням умов взаємодії віброударного механізму з центральним провідником дерева, встановлені залежності даних параметрів від розмірних показників дерев; розроблено метод і пристрій для дослідження процесу взаємодії ударника зі штамбом через проміжне тіло; проведена оцінка енергетичності струшувача плодів.

Практичні результати і новизна. Одержані математичні залежності можуть бути використані для розрахунку параметрів, як тросового так і штангового типів струшувачів. З врахуванням фізико-механічних властивостей плодів і дерев розроблена конструкція тросового струшувача плодів, на рівні винаходу, що дозволяє проводити зняття плодів без пошкодження кори дерева в місці передачі віброударного імпульсу. Впровадження пристрою у виробництво дає можливість знизити прямі витрати на 39-62%, механізувати процеси пов'язані з ручною працею, а також зберегти якість продукції.

На захист виносяться: результати розмірно-масових і фізико-механічних характеристик плодівих дерев яблуні і сливи, що служили вихідним матеріалом для обґрунтування технологічних, кінематичних і конструктивних параметрів струшувача плодів. Теоретичний аналіз процесу взаємодії струшувача з деревом. Результати випробувань в умовах плодо-овочевого господарства.

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались на

науково-виробничій конференції (м. Львів, 1990 р.), на науковій конференції Львівського сільськогосподарського інституту (1993 р.), на науковій конференції ДДСГІ (1994 р.), на науковій конференції професорсько-викладацького складу кафедри сільськогосподарських машин ЛІІ (1995 р.) Матеріали дисертації опубліковані в 9 наукових статтях і захищені 4 авторськими свідоцтвами і позитивними рішеннями.

Особистий внесок дисертанта. Створений тросовий струтувач плодів віброударної дії, проведені обгрупування і оптимізація параметрів пристрою, складена метрика досліджень, проведені розрахунки і розробки конструкцій пристроїв.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація містить вступ, 6 розділів, основні висновки, список використаної літератури і додатки. Основна частина викладена на 228 с., містить ілюстрацій - 111, таблиць - 9. Список використаної літератури - 101 найменування, в т.ч. 16 - іноземними мовами.

#### ЗМІСТ РОБОТИ

ВСТУП. Обгрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульована мета роботи і основні положення, які виносяться на захист.

#### РОЗДІЛ 1. Стан питання, цілі і завдання досліджень

Розглядається стан і основні напрямки розвитку технології і техніки збирання плодів. Проведений аналіз наукових досліджень в галузі фізико-механічних характеристик дерев і плодів. Для обгрупування конструктивних параметрів і кінематичних режимів роботи плодозбиральних машин вібраційної дії проведені теоретичні дослідження, які розкривають фізичну суть процесу відриву плоду внаслідок дії на дерево періодично збуджуючої сили. Цим питанням прис-

в'ячені роботи Г.П.Варламова, Х.А.Хачатряна, А.Ф.Ульянова, Г.А.Хайліса.

Теоретичними дослідженнями процесу взаємодії машини з деревом, а також розробкою нових конструкцій плодобиральних машин займалися М.А.Адіняєв, Р.С.Шевчук, К.М.Тугуз, В.Н.Чулак, О.М.Крупич.

На основі проведеного аналізу можемо зробити висновки, що плодобиральні машини вібраційної дії вивчені у значній мірі, особливо їх конструктивні і технічні характеристики. Що стосується машин віброударної дії, роботи по їх створенні тільки розпочаті.

Враховуючи актуальність теми і ряд проблемних питань, в роботі були поставлені наступні завдання:

- дослідити ще не вивчені фізико-механічні властивості плодівих дерев і їх плодів;

- теоретично дослідити процес взаємодії ланок віброударного струшуючого механізму з центральним провідником дерева;

- експериментально дослідити амплітудно-частотні режими коливань елементів дерева, для чого розробити фізичну модель дерева для дослідження прискорень центрального провідника дерева в місці прикладання збуджуючого навантаження;

- дослідити інтенсифікацію зняття плодів за рахунок збільшення прискорень точок підвісу плодів;

- розробити вібратор для збудження віброударних імпульсів і створити малогабаритну, недорогу, просту в експлуатації, високопродуктивну машину для збирання кісточкових і зерняткових плодів в садах з довільною схемою посадки і способом формування штамба та крони дерев;

- провести виробничі випробування тросового струшувача віброударної дії і визначити його економічну ефективність.

РОЗДІЛ 2. Теоретичні дослідження процесу зняття плодів тро-

совим віброударним струшувачем

Приведені обґрунтування схеми пристрою, оптимізація параметрів струшувача, збудувача ударних імпульсів, системи вібратор-трос-дерево. Складені і записані рівняння, що характеризують взаємодію струшувача з центральним провідником дерева, а також роботу збудувача ударів рис. 1:

$$P = C_n C_T (r + \Delta_{no} + \Delta_{to} - h_{\omega} \varphi - r \cos \omega t) / (C_n + C_T) \quad (1)$$

Це рівняння справедливе при таких значеннях  $t$  і  $f$ , при яких  $P < P_{max}$ , де  $P_{max}$  - сила, необхідна для стиску пружини на величину  $M_0 K$  (або  $N_0 L$ ), при яких плунжер 6 впирається в упори 9 і 10. Якщо позначити відстань  $M_0 K$  через  $\Delta_{nm}$ , то  $P_{max} = C_n \Delta_{nm}$  і з нерівності

$$C_n C_T (r + \Delta_{no} + \Delta_{to} - h_{\omega} \varphi - r \cos \omega t) / (C_n + C_T) \leq C_n \Delta_{nm} \quad (2)$$

визначаємо час  $t$ , на протязі якого рух ланок механізму відбувається при працюючій пружині. При

$$C_n C_T (r + \Delta_{no} + \Delta_{to} - h_{\omega} \varphi - r \cos \omega t) / (C_n + C_T) > C_n \Delta_{nm} \quad (3)$$

пружина вкочається і механізм працює так, що  $AE = \text{const}$ .

$$h_{\omega} \varphi(t) - r(1 - \cos \omega t) + \Delta_{nm} (C_n + C_T) / C_T - \Delta_{no} - \Delta_{to} = 0 \quad (4)$$

Після того, як сила стискання пружини досягнула  $P_{max}$ , силу  $P$ , яка розтягує трос, знаходимо з (3) при умові, що  $P/C_n = \Delta_{nm}$ . Тоді

$$P = C_T [r(1 - \cos \omega t) + \Delta_{no} + \Delta_{to} - \Delta_{nm} - h_{\omega} \varphi] \quad (5)$$

Таким чином, диференціальне рівняння необхідно рішати для двох випадків: коли  $P$  визначають по (3) і коли  $P$  визначають по (5).

Відновлююча сила  $T$  знаходиться, якщо рахувати, що сила, необхідна для відхилення штамба, пропорційна його відхиленню,  $D_0 D$ , рівному  $h_{\omega} \varphi$ . Тоді

$$T = - C_{\omega} h_{\omega} \varphi, \quad (6)$$

де  $C_{\omega}$  - жорсткість штамба (тобто сила, необхідна для відхилення штамба на одну одиницю довжини).

Силу опору повітря  $U$  будемо вважати пропорційною швидкості коливання штамба в першій степені. Тоді

$$U = -k h \omega \dot{\varphi}, \quad (7)$$

де  $k$  - коефіцієнт пропорційності, визначається дослідним шляхом і вимірюється в кг/с;

$\dot{\varphi}$  - кутова швидкість відхилення штамба.

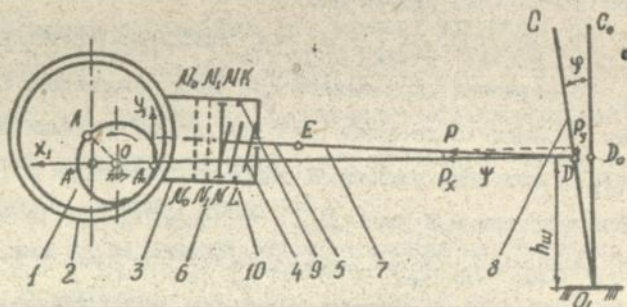


Рис.1. Схема аналізу взаємодії стружучого механізму віброударної дії з центральним провідником дерева

Сили  $P, T$  і  $U$  діють на відстані  $h_w$  від осі  $z$ , що проходить через точку  $O$ , перпендикулярно площині креслення. Якщо це врахувати, то рівняння (2.4) набере вигляду для випадку, коли  $P$  визначають по (3):

$$I_z \ddot{\varphi} = C_n C_T h_w \frac{r + \Delta n_0 + \Delta T_0 - h_w \varphi - r \cos \omega t}{C_n + C_T} - C_w h_w^2 \varphi - k h_w^2 \dot{\varphi} \quad (8)$$

У випадку, коли  $P$  визначають по (5) рівняння прийме вигляд:

$$I_z \ddot{\varphi} = C_T h_w (r + \Delta n_0 + \Delta T_0 - \Delta m m - h_w \varphi - r \cos \omega t) - C_w h_w^2 \varphi - k h_w^2 \dot{\varphi} \quad (9)$$

Якщо провести перетворення, тоді ці рівняння приведуться до наступного вигляду:

$$d^2 \varphi / dt^2 + 2n d \varphi / dt + k_1^2 \varphi = A_1 \cos \omega t + B_1; \quad (10)$$

$$d^2 \varphi / dt^2 + 2n d \varphi / dt + k_2^2 \varphi = A_2 \cos \omega t + B_2, \quad (11)$$

де

$$2n = k h_w^2 / I_z; \quad (12)$$

$$k_1^2 = [C_w h_w^2 + C_n C_T h_w^2 / (C_n + C_T)] / I_z ; \quad (13)$$

$$k_2^2 = h_w^2 (C_T + C_w) / I_z ; \quad (14)$$

$$A_1 = -C_n C_T h_w r / I_z (C_n + C_T) ; \quad (15)$$

$$B_1 = C_n C_T h_w (r + \Delta_{no} + \Delta_{\tau o}) / I_z (C_n + C_T) ; \quad (16)$$

$$A_2 = -C_T h_w r / I_z ; \quad (17)$$

$$B_2 = C_T h_w (r + \Delta_{no} + \Delta_{nm}) / I_z . . \quad (18)$$

Ми отримаємо лінійне диференційне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами і з правою частиною, відмінною від нуля (рівняння (8) і (9)). Рішенням цих рівнянь можна визначити закон коливання штаба. Загальне рішення таких рівнянь складається з загального їх рішення  $f_1$ , без правої частини і часткового рішення  $f_2$  всього рівняння. Якщо скористатись літературними даними, тоді

$$\varphi_1 = \alpha \cdot e^{-nt} \sin(kg t + \beta), \quad (19)$$

де  $\alpha$  і  $\beta$  - довільні сталі, а  $kg$  рівне для рівняння (10)  $\sqrt{k_1^2 - n^2}$  і для рівняння (11)  $\sqrt{k_2^2 - n^2}$ .

Часткове рішення  $f_2$  будемо шукати в формулі:

$$\varphi_2 = b \cdot \cos(\omega t + g) + c,$$

де  $b, g$  і  $c$  - деякі сталі величини, які підбираються так, щоб значення  $f$  аналогічно задовольняло диференціальні рівняння (8) і (9). Для знаходження цих величин продеференціюємо двічі подану рівність:

$$\begin{aligned} d\varphi_2 / dt &= -b\omega \sin(\omega t + g); \\ d^2\varphi_2 / dt^2 &= -b\omega^2 \cos(\omega t + g). \end{aligned}$$

Підставляючи значення похідних і значення  $f_2$  в рівняння (8), отримаємо:  $-b\omega^2 \cos(\omega t + g) - 2nb\omega \sin(\omega t + g) + k_1^2 b \cos(\omega t + g) + k_1^2 c = A_1 \cos \omega t + B_1$

Якщо замінити  $\omega t + g$  на  $U$ , то отримаємо:  $b(k_1^2 - \omega^2) \cos U - 2nb\omega \sin U + k_1^2 c = A_1 \cos U \cos g + A_1 \sin U \sin g + B_1$

Так як отримана рівність повинна виконуватись аналогічно, то коефіцієнти при  $\sin U$  і  $\cos U$  і вільні члени в лівій і правій частинах повинні бути рівні, тобто повинні мати місце рівності:

$$\begin{aligned} b(k_1^2 - \omega^2) &= A_1 \cos g; \\ -2n\omega &= A_1 \sin g \\ k_1^2 C &= B \end{aligned}$$

З цих рівнянь знаходимо:

$$\begin{aligned} b &= A_1 / \sqrt{(k_1^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}; \\ \operatorname{tg} g &= -2n\omega / (k_1^2 - \omega^2); \\ C &= B_1 / k_1^2. \end{aligned} \quad (20)$$

Такі значення сталих для рівняння (8). Аналогічно можна отримати для рівняння (9):

$$\begin{aligned} b &= A_2 / \sqrt{(k_2^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}; \\ \operatorname{tg} g &= -2n\omega / (k_2^2 - \omega^2); \\ C &= B_2 / k_2^2 \end{aligned} \quad (21)$$

Таким чином, загальне рішення рівнянь (8) і (9) буде:

$$\varphi = \alpha e^{nt} \sin(kgt + \beta) + b \cos(\omega t + g) + C \quad (22)$$

Швидкість коливань штаба знаходиться диференціюванням даного рівняння:

$$\dot{\varphi} = \alpha e^{nt} [kg \cos(kgt + \beta) - n \sin(kgt + \beta)] - b\omega \sin(\omega t + g) \quad (23)$$

У даних рівняннях значення  $b, g$  і  $C$  для випадку роботи механізму з включеною пружиною визначають по (22), а для випадку роботи механізму з виключеною пружиною визначимо по (23).

Постійні  $\alpha$  і  $\beta$  визначаємо з початкових умов. Але у зв'язку з відміченими особливостями роботи досліджуваного механізму ці величини доведеться визначати для кожного оберту ексцентрика і кожного режиму роботи пружини в момент цього оберту.

Судити про ефективність віброудару при вібраційному абранні плодів можна по величині прискорення, яке надається цен-

тральному провіднику дерева при коливанні. Рівняння для визначення прискорення отримують взявши похідну від кутової швидкості  $\dot{\varphi}$  рівняння (23).

Похідна правої частини рівняння (23) рівня:  $\ddot{\varphi} = d e^{-\pi t}$ .

$$[(n^2 - kg^2) \sin(kgt + \beta) - 2kgn \cos(kgt + \beta) - b\omega^2 \cos(\omega t + g)]^{(24)}$$

На основі отриманого рівняння (24) розраховуємо, як буде змінюватись прискорення дерева від зміни показників:

- 1) Висоти прикладання збуджуючого навантаження- $h$ ;
- 2) Ексцентриситету кулачка вібратора- $r$ ;
- 3) Ходу поршня збуджувача ударів- $\Delta_{nm}$ ;
- 4) Попереднього стиску пружини збуджувача ударів- $\Delta_{no}$ ;
- 5) Кутової швидкості обертання кулачка- $\omega$ .

Згідно проведених розрахунків на ПЕОМ IBM/AT, встановлено, що для підсилення ефекту віброудару необхідно дотримуватись наступних умов: кутова швидкість і радіус кулачка повинні бути по можливості більшими; робота вібратора повинна бути жорсткішою, що досягається зменшенням ходу поршня- $\Delta_{nm}$  і попереднього стиску пружини- $\Delta_{no}$ .

### РОЗДІЛ 3. Програма і методика експериментальних досліджень

У розділі 3 приведений опис експериментальної установки, використаних приладів і обладнання, викладені методики досліджень фізико-механічних і розмірно-масових властивостей плодів дерев і їх плодів; дослідження статичного зусилля відриву плоду від гілки, плодущки, плодоніжки; визначення твердості шкірки плодів і їх статичної міцності; визначення жорсткості центрального провідника дерев; визначення частоти власних коливань, коефіцієнту гашення і приведеної маси дерева; визначення тиску петлі-захвату вібратора на кору дерева; визначення деформації плодів

при вловлюванні.

Для проведення досліджень виготовлялись спеціальні пристрої. Визначення сили тиску петлі-захвату на центральний провідник дерева і прискорення дерева здійснюється з допомогою датчика тиску і акселерометрів з'єднаних з двоканальним запам'ятовувачим осцилографом марки С 8-17.

Оптимальні параметри вібратора і вплив різних факторів на його роботу визначаються за результатами багатфакторних і однофакторних експериментів.

#### РОЗДІЛ 4. Результати досліджень властивостей плодів і дерев

Отримані результати ростових і розмірних показників надземної частини дерев. Аналіз результатів показав, що 25% дерев сорту Слава переможцям мають кути відхилення від вертикальної осі більше  $8^\circ$  (що робить їх непридатними для машинного збирання плодів штабовими вібраторами), для низькорослих сортів цей показник ще вищий: Айдаред-45%, Спартак-47%.

При дослідженні межі міцності кори центрального провідника і скелетних гілок встановили, що при номінальному стиску нижня межа його значень відповідає більш молодим і слабозривнутим деревам. Зміни межі міцності обумовлені різною товщиною пробкової тканини кори і для дерев з діаметрами штаба 75, 100, 125, 150, 175, 200 мм відповідно становить 0.92-1.17, 1.14-1.35, 1.29-1.54, 1.38-1.59, 1.45-1.69, 1.53-1.74 МПа.

Визначивши жорсткість центрального провідника крони необхідну для розрахунків величини збурюючого зусилля, потрібного для відхилення центрального провідника чи скелетної гілки дерева на задану величину в залежності від їх діаметру і висоти прикладання навантаження побудовані рівняння регресії для дерев яблуні:

$$Y = 94.2 + 50 X_1 - 78.3 X_2 - 10.5 X_1^2 + 34.4 X_2^2 - 43.6 X_1 X_2;$$

і сливи:

$Y = 14.9 + 19.7 X_1 - 23.3 X_2 + 10.6 X_1^2 + 9.6 X_2^2 - 21 X_1 X_2$ ;  
де  $Y$  - жорсткість центрального провідника;  $X_1$  і  $X_2$  - кодовані значення діаметра центрального провідника (-1; 0; 1 відповідно для яблунь з діаметрами штабів 130, 160, 190 мм, для слив 60, 90, 120 мм) і висоти прикладання відхиляючого зусилля (-1; 0; 1 відповідно для яблунь і слив 0.3; 1.1; 1.9 м).

Встановлено, що жорсткість центрального провідника плодового дерева із збільшенням висоти прикладання збуджуючого навантаження з 0.3 м змінюється від 200 до 560 кН/м, а для 1.8 м не перевищує 60 кН/м (рис. 2). Для особливості є сприяючим фактором для створення вібраторів, які можуть передавати вібрацію деревам на висотах 1.2-

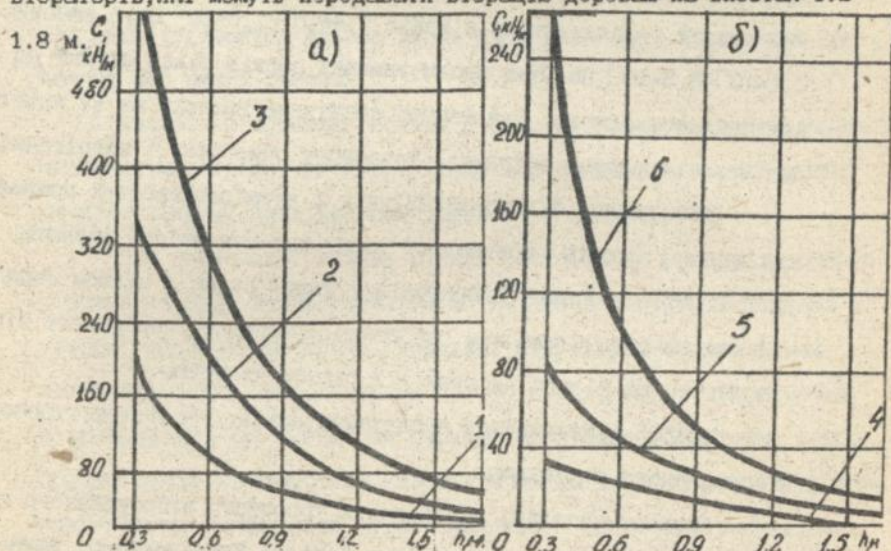


Рис. 2. Графічна залежність жорсткості центрального провідника-С від його діаметра- $D$  і висоти прикладання навантаження- $h$ : а) яблуня; б) слива; 1- $D=0.13$ м; 2- $D=0.16$ м; 3- $D=0.19$ м; 4- $D=0.06$ м; 5- $D=0.09$ м; 6- $D=0.12$ м.

Проведені дослідження показали, що основна маса плодів розташо-

вана в середині і на периферії крони, максимальна границя зони плодоношення 4,3 м, це свідчить, що мінімальний діаметр вловлюючої поверхні повинен бути 5 м, для того щоб забезпечити вловлювання 85-95% плодів.

Плоди осінніх сортів крупніших розмірів, їх середній діаметр коливається в межах 52-63 мм, а маса 101-157 г, зимові сорти дрібніші і їх діаметр коливається в межах 52-63 мм, а маса 59-120 г. Яблука з більшою масою більш інертні, отже відрив плодів осінніх сортів в системі вібратор-центральный провідник-скелетна гілка-плодоніжка-плід буде відбуватись при менших енергозатратах.

Аналіз результатів досліджень питомого опору проколу яблук показує, що опір проколу осінніх сортів в порівнянні з зимовими значно нижчий і коливається в межах  $1,4 \cdot 10^{-4}$ - $1,6 \cdot 10^{-4}$  Па, а зимових  $2,2 \cdot 10^{-4}$ - $3,2 \cdot 10^{-4}$  Па. Отже плоди зимових сортів більш стійкі до механічних пошкоджень. Цей фактор позитивно впливає на їх якість при механізованому збиранні, товарному обробітку і зберіганні.

Дослідження фізико-механічних і розмірно-масових показників дерев і плодів яблуневого саду дає можливість вважати, що використання тросових вібраторів у таких садах є цілком перспективним завдяки незначним габаритам, можливості передавати вібрацію дереву на різних висотах і з різною частотою.

РОЗДІЛ 5. Результати експериментальних досліджень тросового віброударного струшувача

Експериментальні дослідження тросового віброударного струшувача проводились у Львівському філіалі Українського науково-дослідного інституту садівництва.

Встановлено, що для передачі вібрації від вібратора до дерева найкраще використовувати захвати з накладками заповненими сипучим матеріалом (полімерними гранулами). Вони добре копіюють

поверхню і прилягають до кори дерева, а це позитивно впливає на рівномірний розподіл тиску по всій площі контакту з корою, в тому числі і в максимально навантаженій зоні, за рахунок більш повного використання площі охоплення. Висока жорсткість полімерних гранул сприяє зменшенню втрат енергії у захваті. Отже захвати виготовлені на жорсткій основі і заповнені полімерними гранулами добре передають вібрацію кроні дерева і одночасно захищають їх кору від пошкоджень, тому такі захвати доцільно використовувати для роботи в яблуневих садах.

Результати експериментів свідчать, що збирати плоди найкраще при частотах 16-18 Гц і амплітуді коливань 20-30 мм. Цей режим роботи забезпечує високі прискорення елементів дерева 160-170 м/с<sup>2</sup>, що забезпечують зняття 92-96% плодів. В залежності від віку і діаметра штамба дерев слід працювати відповідно на нижчих або вищих режимах.

Чим більш жорстка система дерево-вібратор, що забезпечується попереднім натягом троса, тим краще передаються збурюючі зусилля центральному провідникові дерева.

При визначенні впливу різних факторів на роботу тросового струшувача, було встановлено, що оптимальний зазор між поршнем і упором ударника, для кращої передачі струшуючих зусиль, 10 мм, при зменшенні зазору віброударний процес переходить у вібраційний, а це приводить до зменшення струшуючих зусиль, збільшуючи зазор процес також згладжується внаслідок більш плавної роботи пружини компенсатора; оптимальна кутова швидкість обертання ексцентрика 200-210 с<sup>-1</sup>, при якій забезпечується висока повнота зняття плодів і відсутні пошкодження дерев.

При однаковій повноті зняття плодів ударне навантаження на кору дерева при використанні віброудару у 5-7 разів менше ніж при

використанні звичайних ударних струпувачів.

Встановлено, що плодозбиральна машина оснащена віброударним вібратором при однаковій амплітуді і частоті коливань забезпечує на 22-26% підвищення прискорень дерева у порівнянні з звичайним вібраційним вібратором.

Таблиця 1.

Якісні показники зібраного врожаю

Категорії	Сорти яблук		
	Сл. переможцям	Спартан	Айдаред
а) чисті плоди без проколів шкірки і вм'ятин, %;	11	27	30
б) плоди з загальною площею вм'ятин до 2см <sup>2</sup> і без проколів шкірки, %;	45	53	55
в) плоди з загальною площею вм'ятин до 5см <sup>2</sup> , %;	15	6	2
г) плоди з загальною площею вм'ятин більше 5см <sup>2</sup> і проколами, %;	17	8	7
д) плоди з значними вм'ятинами і розривами шкірки, %;	12	6	6
ж) плоди зібрані без плодоніжок, %.	25	7	4

При збиранні плодів на пасивну вловлюючу поверхню, зібрано

56% яблук Слава переможцям першого сорту і придатних для довготривалого зберігання. Сорт Слава переможцям відноситься до осінніх сортів, а ці сорти в основному ідуть на технічну переробку. Отже отриманий показник задовільняє вимоги сільськогосподарського виробництва. Для зимових сортів цей показник становить 80-85%, табл. 1.

#### РОЗДІЛ 6. Виробничі випробування тросового струшувача віброударної дії і його економічна ефективність

Виробничі випробування діючої моделі струшувача плодів проводились в збиральні сезони 1992-1995 років на базі Львівського філіалу Українського науково-дослідного інституту садівництва в яблуневих садах різних сортовікових груп з діаметрами штаблів на висоті приведення 0.3 м від 60 до 200 мм. Основні сорти на яких були проведені випробування: Слава переможцям, Антонівка, Спартан, Айдаред і Кальвін.

Діюча модель струшувача плодів входила в склад збирального агрегату, що складається з трактора МТЗ-80, на який навішувався струшувач (рис. 3). В конструкції реалізовані всі рекомендації впливаючі з отриманих результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Випробування проводились на 20 деревах кожного сорту. Плодозбиральний агрегат одночасно обробляв два ряди плодових дерев.

Найкраща робота струшувача спостерігалась при попередньому натягу троса 1000-1400 Н, ході штока 10 мм, частоті коливань 16-18 Гц і амплітуді коливань 20-30 мм. Тому всі подальші випробування проводились на цих режимах.

Повнота зняття врожаю визначалась, як процентне відношення маси зібраних плодів до загальної маси врожаю, експериментально досліджувалась при частотах коливань 5-18 Гц і амплітудах 10; 20

і 30 мм.

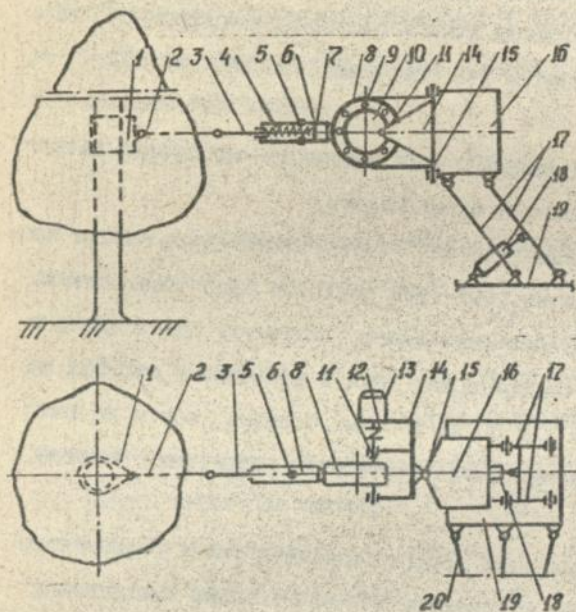


Рис. 3. Принципова  
схема тросового  
струшувача плодів:  
1-захват; 2-трос;  
3-шток; 4-пружина;  
5-упори; 6-циліндр;  
7-поршень; 8-обойма;  
9-підшипник; 10-ку-  
лачок; 11-вал; 12-му-  
фта; 13-гідродвигун;  
14-платформа; 15-вісь;  
16-скоба; 17-паралело-  
грамний механізм;  
18-гідроциліндр;  
19-кіотяк; 20-навіска.

На основі результатів польових випробувань, оброблених на ПЕЕМ ІЕМ/АТ, отримана залежність повноти зняття плодів:

$$Y_1 = 82.2 - 10.1 X_1 + 17.8 X_2 - 1.5 X_1^2 - 5.3 X_2^2 + 7.7 X_1 X_2,$$

де  $Y_1$  - повнота зняття плодів, %;  $X_1, X_2$  - кодовані значення ді-  
аметру центрального провідника (-1; 0; 1 відповідно 60; 130; 200 мм)  
і висоти прикладання струшувачого зусилля (-1; 0; 1 відповідно 0,3;  
0,9; 1,5 м) (рис. 4). Результати випробувань свідчать, що при висоті  
кріплення петлі-захвату 1.0 м і збільшенні частоти коливань  
вібратора з 5 до 18 Гц, повнота зняття яблук сорту Слава перемож-  
цям аромата з 10.6 до 83.3%, а яблук сортів Спартан і Айдаред - з  
8.5 до 81.2%. Коли висота прикладання струшувачого зусилля була  
збільшена до 1.5 м, повнота зняття яблук вказаних сортів збільшилася

дно складала 12.4 - 97.1%, 11.6 - 95.2%.

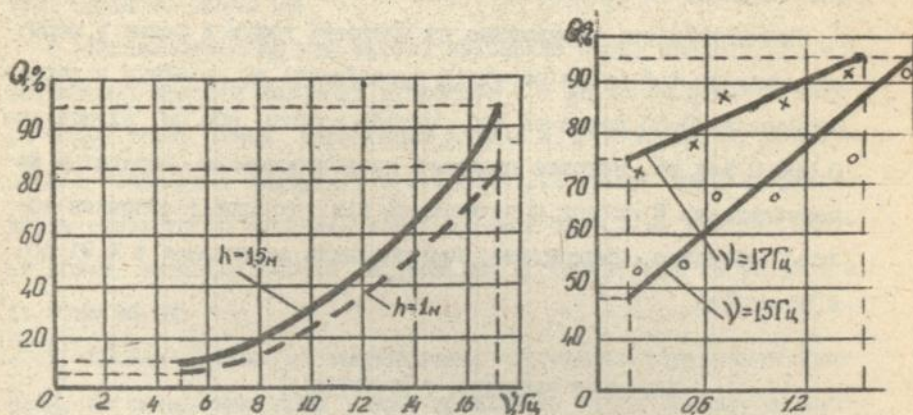


Рис.4.Закономірність повноти зняття плодів від частоти коливань і висоти прикладання збурюючих зусиль- $h$ .

Під час збирання врожаю пошкоджень кори в зоні кріплення петлі-захвату не виявлено, плоди знімалися з плодоніжками; зломи плодових гілочок мали місце при амплітуді коливань 30 мм і частоті вище 18 Гц. Максимальне пошкодження яблук літніх сортів не перевищувало 45%, зимових 20% і спостерігалось при амплітуді коливань 30 мм, що обумовлено взаємним співударенням плодів і їх контактом зі скелетними гілками в процесі падіння в кроні. Оптимальний режим роботи струшувача відповідає амплітуді коливань 20 мм і частоті-18 Гц, при яких забезпечується зняття 95.3-97.5% яблук і 97.2-98.7% слив; для плодів, що залишилися на дереві характерна не повна стиглість (встановлено по окрасці: плоди, що залишилися на деревах - зеленуваті); пошкодження крони і кори відсутні.

Експериментально встановлено, що у воросі знаходиться 75% лі-

тнік і 93% зимових яблук, зібраних з плодоніжками і менше 0.01% від загальної маси зібраних яблук листків і гілочок.

Продуктивність струшувача на збиранні яблук в садах з шириною міжрядь 4-6 м при середній врожайності 40 кг яблук з дерева становила 40-60 дерев за час чистої роботи, або це відповідає 0.096-0.144 га. Витрата пального плодозбиральним агрегатом не перевищувала 5 кг/год, в залежності від технології збирання яблук (однорядна, двохрядна), цей показник змінювався з 4.91 до 4.95 кг/год.

### ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

1. Основними тенденціями в механізації збирання плодів є подальше підвищення продуктивності праці і покращення якості і повноти зняття, які здійснюються на базі вдосконалення існуючих машин і створенні нових плодозбиральних агрегатів.

2. Дослідження розмірно-масових і фізико-механічних властивостей плодів і дерев стали основою при розрахунках режимних і геометричних параметрів вібратора і розробці конструкції плодозбирального агрегату.

3. Теоретичний аналіз показав, а експериментальні дослідження підтвердили, що віброударний режим роботи забезпечує створення сприятливих умов, як для повного зняття плодів так і для мінімального їх пошкодження.

4. На основі проведених досліджень створена оригінальна конструкція тросового струшувача віброударної дії (А.с. NO76719/20 Тросовий струшувач), проста по будові і надійна в експлуатації.

5. Проведені польові випробування вдосконаленого експериментального зразка тросового струшувача доказали, що найкраща ро-

бота струшувача спостерігається при попередньому натягу троса 1000-1400 Н, ході штока 10 мм, частоті коливань 16-18 Гц і амплітуді коливань 20-30 мм.

6. Встановлено, що при висоті кріплення петлі-захвату 1.0 м і збільшенні частоти коливань вібратора з 5 до 18 Гц, повнота зняття яблук сорту Слава перемажням зросла з 10.6 до 83.3%, а яблук сортів Спартан і Айдаред - з 8.5 до 81.2%. Коли висота прикладання струшувачого зусилля була збільшена до 1.5 м, повнота зняття яблук вказаних сортів відповідно зросла з 12.4 до 97.1% і з 11.6 до 95.2%.

7. Проведені польові випробування тросового струшувача показали, що пошкодження кори в зоні кріплення петлі-захвату відсутні, основна маса плодів знімалась з плодоніжками, зломи плодкових гілочок мали місце при амплітуді коливань 30 мм і частоті вище 17 Гц. Максимальне пошкодження яблук літніх сортів не перевищувало 45%, зимових 20% і спостерігалось при амплітуді коливань 30мм, що обумовлено взаємним співударенням плодів і їх контактом зі скелетними гілками в процесі падіння в кроні.

8. Оптимальний режим роботи струшувача відповідає амплітуді коливань 20 мм і частоті - 18 Гц, при яких забезпечується зняття 95.3-97.5% яблук і 97.2-98.7% слив; пошкодження крони і кори відсутні.

9. Продуктивність струшувача на збиранні яблук в садах з шириною міжрядь 4-6 м, при середній врожайності 40 кг яблук з дерева, становила 40-60 дерев за час чистої роботи, або це відповідає 0.096-0.144 га.

10. Заміна машини МПУ-1А тросовим струшувачем віброударної дії на збиранні яблук, дає змогу отримати річний економічний ефект в розмірі 1.095 млрд.крб, а при заміні ручного способу збирання яб-

дук, економічний ефект знаходиться в лінійній залежності від врожайності саду: при врожайності 12.5 т/га 199 млн.крб, 16.7 т/га 62 млн.крб, 20.8 т/га 25 млн.крб. Прямі затрати зменшуються при машинній технології на 90%, при ручній відповідно 62.5, 53.5 і 39.2% (в залежності від врожайності):

Основні положення дисертації надруковані в таких працях:

1. А.С.Н 076719/20 Струшувач плодів. //Р.С.Шевчук, О.М.Крупич, З.О.Гошко-Н 90113-91, заявл. 6.12.91, опубл. 23.12.91.

2. А.С.Н 4946280/28 Устрійство для испытання кори дерева при скальванні. //Р.С.Шевчук, О.М.Крупич, З.О.Гошко-Н 4940280/28, заявл. 28.02.92.

3. А.С.Н 4640787/15 Устрійство для испытання кори дерева при сжатии. //Р.С.Шевчук, О.М.Крупич, В.И.Котыськю, З.О.Гошко - Н 4940787/28 (024985), заявл. 23.04.91, опубл. 14.11.91.

4. А.С.Н 4934302/15-026392 Спосіб оцнки впливу на плодощение деревьев воздействия на кору уборочных машин. //Р.С.Шевчук, П.М.Коробецкий, З.О.Гошко-Н 493402/15 (026392), заявл. 29.03.91, опубл. 15.04.91.

5. А.С.Н 1810787 Устрійство для испытання кори дерева при сжатии. //З.О.Гошко, Р.С.Шевчук, О.М.Крупич, В.И.Котыськю-Н 4940787, заявл. 23.04.91, опубл. 10.9.1992.

6. Р.С.Шевчук, О.М.Крупич, З.О.Гошко, М.О.Гошко. Тросовий віброударний струшувач плодів. І.л.Н 053-93 НТД заявл. 3.06.93.

7. Р.С.Шевчук, О.М.Крупич, В.И.Котыськю, З.О.Гошко. Устрійство для испытання кори дерева при сжатии. І.л.Н 117-92 заявл. 20.05.92.

8. З.О.Гошко, О.М.Крупич. Тросовий віброударний струшувач плодів. //Тези звітньої конференції викладачів 1993 р., Львів ДСТІ, с.157.

9. Р.А.Хайлис, З.О.Гошко, Р.С.Шевчук. Определение закономерности

стей коливання штамба дерева под воздействием вибрострахивающего механизма. //Збірник наукових статей. 1995 р., ІАУ Луцьк. с. 21-28.

10. З. О. Гошко. Дослідження жорсткості центрального провідника і гілок дерев. //Збірник наукових статей. 1995р. ІАУ Луцьк. с. 180-184.

11. Р. С. Шевчук, З. О. Гошко. Статичне зусилля відриву яблук, довжина і жорсткість плодоніжки. //Збірник наукових статей. 1995 р. ІАУ Луцьк. с. 195-201.

12. З. О. Гошко, М. О. Гошко. Визначення статичної міцності плодів. //Збірник наукових статей. 1995 р. ІАУ Луцьк. с. 191-194.

13. З. О. Гошко. Визначення твердості шкірки плодів яблуні. //Збірник наукових статей. 1995 р. ІАУ Луцьк. с. 185-188.

14. З. О. Гошко, М. О. Гошко. Статичне зусилля відриву плодоніжки від плоду. //Збірник наукових статей. 1995 р. ІАУ Луцьк. с. 189-190.



Goshko Z.O. A Investigation of the technologi process gathering fruits rope shaker vibra-percussing action.

The thesis for a candidate of technical science degree on specialized fields 05.20.01.-Agriciculture Mechanization. The Lyck industrial institute, 1995.

A defence of 9 science works on investigation of the fysical-mechanical property fruit trees and their fruits. On base lead researchs elaborate research specimen rope shaker fruits vibra-percussion action. In this work well-founded optimum regimes work of shaker.

Гошко З.О. Исследование технологического процесса уборки плодов тросовым стряхивателем виброударного действия.

Диссертация на соискание ученой степени кандидат технических наук по специальности 05.20.01-механизация сельскохозяйственного производства. Луцкий индустриальный институт, 1995.

Защищается 9 научных работ, которые содержат исследования физико-механических свойств плодовых деревьев и их плодов. На основании проведенных исследований разработан опытный образец тросового стряхивателя плодов виброударного действия. Обоснованы оптимальные режимы работы вибратора.

Ключови слова:

тросовий струшувач, вібрація, коливання, фізико-механічні властивості, ексцентриситет.

Підп. до друку 20. II. 96. р. Форм. пап./60x84/16 Ум. арк. 1, 39

Уч.-видав. л. I. 04 Папір друкарський. Друк офсетний.

Зам. 530

Тір. 100.

Ротапринт ДДСГІ Дубляни, Студентська, 2.



4468/4

AB 33.595