УДК 631.361:631.53.02

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ТА ОСНОВНІ ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ОРГАНУ ДАВИЛЬНОГО ТИПУ

А.С. Пастушенко, асистент

Николаевский государственный аграрный университет

Представленні елементи теоретичного дослідження подрібнювача овоче-баштанних культур, який приведений у вигляді давильного низькоінерційного барабану.

Постановка проблеми. В умовах ринкових стосунків і реформації виробничих відносин в сільському господарстві, спеціалізація і концентрація виробництва насіння овоче-баштанних культур, як на підприємствах колективної форми власності, так і у фермерських господарствах держави є досить актуальною. Це дає можливість впровадити індивідуальні та інтенсивні технології, які розраховані на комплексну механізацію і автоматизацію виробничих процесів в насінництві овоче-баштанних культур та покращення якості насіннєвого матеріалу.

Нині Україна забезпечує потребу у насінні овоче-баштанних культур власним насінням на 60…80%, що пов’язано з відсутністю сучасного високомеханізованого обладнання, призначеного для одержання насіннєвої продукції. Технологічні лінії і засоби механізації отримання насіння огірка і дині, що в теперішній час знаходяться в експлуатації, морально і фізично застаріли, та не забезпечують його відповідність агротехнічним вимогам по чистоті та втратах, що ставляться до кондиційного насіння. Крім того всі вони вимагають повного подрібнення плоду, внаслідок чого з’являється значна кількість домішок що є рівновеликими за розміром із насінням.

Тому дослідження спрямовані на створення нового технологічного обладнання для виділення насіння огірка і дині що дозволяє підвищити якість виробленої продукції і наростити економічну ефективність всього процесу, є достатньо актуальними у теперішній час.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемами механізації процесів отримання насіння овоче-баштанних культур опікувалися В.П. Медведєв, А.В. Дураков, І.Ф. Анісімов та багато інших вчених [1, 2]. Останні дослідження, присвячені проблемам отримання насіння овоче-баштанних культур, зустрічаються в літературі опублікованій наприкінці 80-х та початку 90-х років минулого століття. Це в основі своїй публікації, що присвячені досить застарілим технологіям, при яких подрібнюють насіннєві плоди в одну стадію штифтовими барабанами, або в дві: попереднє подрібнення проводиться штифтовим або ножовим барабаном, а заключне – бичевим. Незважаючи на задовільні якісні показники такого способу виконання технологічного процесу, цим подрібнювачам властиві ряд недоліків:

– значні інерційні навантаження, які виникають при обертанні барабанів, вимагають збільшення міцності конструкції, підвищення надійності та їх ретельного балансування;

– при переході від переробки однієї культури до іншої потрібне старанне регулювання узгодження частоти обертання обох барабанів.

Визначення невирішених проблем. Як показав проведений нами аналіз, весь процес виділення насіння з насіннєвих плодів можна розбити на декілька етапів. По-перше, затягування насіннєвого плоду між барабаном і декою, його деформація і роздавлювання і по-друге, фронтальне протягування роздавленого плоду і його фрагментів в зазорі “барабан-підбарабання” з одночасним переміщенням технологічної насіннєвої маси вздовж осі барабану.

Для значення динамічних і міцнісних показників робочого органу нової машини необхідно провести силовий аналіз кожного з основних етапів руху робочого тіла у технологічному зазорі та встановити аналітичні залежності що забезпечують якісне виконання технологічного процесу.

Викладення основного матеріалу досліджень. Розглядаючи (рис. 1) процес затягування плоду 2 в зазор між поверхнею давильного барабану 1 і стінкою підбарабання 3, яка в подальшому трансформується у решітну деку,

відзначаємо, що затягування буде відбуватися при обов'язковому виконанні умови:

$$T_y \geq N_{1y}\,; \quad f \cdot N_1 \cdot Cos\alpha \geq N_1 \cdot Sin\alpha \tag{1}$$

де N_1 – сила нормального тиску; T – сила тертя, яка виникає при обертанні барабану; f – коефіцієнт тертя плоду; α – кут захоплення.

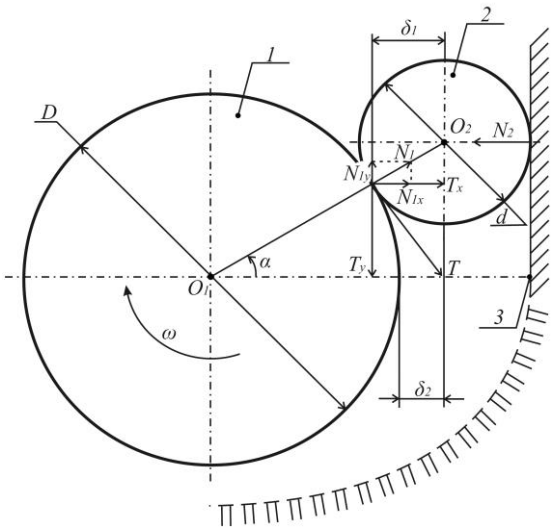

Рис. 1. Схема взаємодії плоду з давильним барабаном при захоплені

Після ряду перетворень отримуємо залежність, яка показує, при якому куті захоплення гарантується затягування насіннєвого плоду:

$$\varphi \geq \alpha \tag{2}$$

де φ – кут тертя.

Однак, як показали дослідження, використання цієї умови не завжди зручне при виконанні конструктивних розрахунків [3]. Це дає підставу змінити *Cos* α у (1) на величину, до дорівнює $Cos\alpha = 1/\sqrt{1+tg^2\alpha}$ і, враховуючи, що $f = tg\varphi \geq tg\alpha$, одержати залежність для визначення діаметра давильного барабану D і зазору, при яких гарантовано здійснюється захоплення і подальше затягування насіннєвого плоду в зазор "давильний барабан-решітна дека":

$$D \geq 2 \cdot \frac{\delta_1 - \delta_2}{1 - 1/\sqrt{1+f^2}}, \tag{3}$$

де δ_1, δ_2 – відстані від центру насінника до точок захвату.

Аналіз залежності (3) показує, що чим більший коефіцієнт тертя плоду f по поверхні робочого органу, тим менший діаметр він може мати, інша справа, що в реальних межах варіювання f для кірки насінників огірка і дині, його усереднене значення змінюється в межах 0,35…0,42, а різниця $\delta_1 - \delta_2$ залежить від діаметру плоду, і для більшої з культур що розглядаються – дині, коливається від 14,6 до 22,6 см.

Для опису динаміки взаємодії (рис. 2) робочих органів з технологічною масою насіннєвих плодів 2 визначимо сили, що виникають в зазорі між робочою поверхнею барабана 1 і решітною декою 3, прийнявши наступні припущення:

– швидкість переміщення технологічної маси в робочій зоні постійна, інерційні і ударні навантаження відсутні;

– деформація робочих органів нескінченно мала у порівнянні з деформацією технологічного продукту;

– зміна питомого тиску по дузі контакту робочої поверхні давильного барабана з масою насіннєвих плодів, здійснюється згідно із законом косинуса [4];

– маса насіннєвих плодів, розглядається як тіло із пружно-пластичними властивостями, відновленням деформованого шару на виході з робочої зони нехтуємо [5];

– шар, що деформується розглядаємо як балку на пружній основі, питомий тиск з його сторони на поверхню решітної деки відсутній.

При переміщенні насіннєвих плодів всередині робочої зони подрібнювача відбувається їх обтиснення, викликане по-перше, зменшенням вільного простору робочої зони в наслідок руйнуванням плодів, а по-друге, пластичною деформацією самої маси.

$$\delta = \Delta_{max} - \Delta_{min} . \qquad (4)$$

При цьому виникає питомий тиск q, величина якого збільшується в точках контакту технологічної маси насіннєвих плодів з поверхнею давильного барабана по мірі звуження технологічного зазору. Розглянемо в рівновазі елементарну площадку $dS = R \cdot dl \cdot Cos(d\varphi)$, на якій діє питомий тиск q.

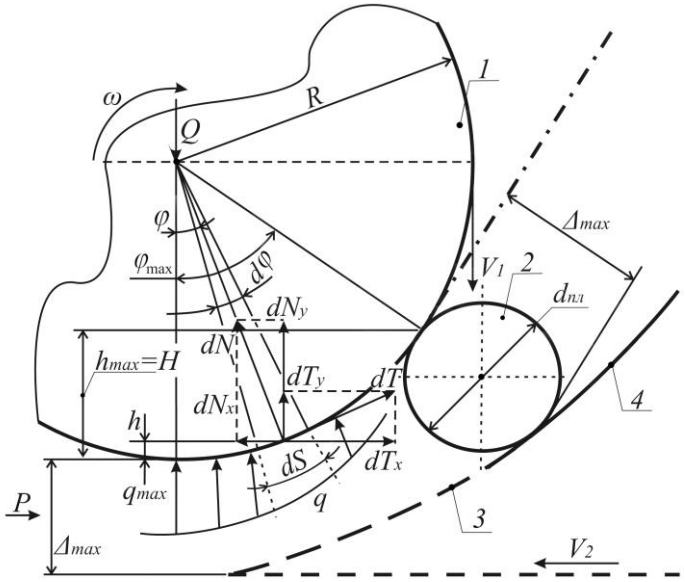

Рис. 2. Схема взаємодії давильного барабана з масою насінників

Внаслідок малості кута φ можна записати $Cos(d\varphi) = \varphi$, тоді:

$$dS = R \cdot dl \cdot \varphi. \tag{5}$$

Рівняння рівноваги в проекціях на вісі координат запишуться як:

$$\begin{cases} dQ = dN \cdot Cos\varphi + dT \cdot Sin\varphi \\ dP = -dN \cdot Sin\varphi + dT \cdot Cos\varphi \end{cases}, \tag{6}$$

де Q – сила деформації;

P – сила опору переміщенню маси насіннєвих плодів в робочій зоні;

$dT = f \cdot dN$.

Представивши елементарну нормальну реакцію dN через питомий тиск

$$dN = q \cdot R \cdot d\varphi \cdot dl \tag{7}$$

і враховуючи, що q згідно із прийнятими припущеннями можна записати як

$$q = q_{\max} \cdot (Cos\varphi - Cos\varphi_{\max}) = k_{cm} \cdot R \cdot (1 - Cos\varphi_{\max}) \cdot (Cos\varphi - Cos\varphi_{\max}), \tag{8}$$

отримаємо систему рівнянь у вигляді інтегральної суми проекцій всіх сил діючих в системі “барабан-технологічне тіло-дека”:

$$\begin{cases} \sum X = -P - \int_0^l dl \cdot \int_{\varphi_{\max}}^0 [k_{cm} R^2 (Cos\varphi - Cos\varphi_{\max}) \cdot (1 - Cos\varphi_{\max}) \cdot Cos\varphi \cdot \\ \cdot Sin\varphi - f \cdot k_{cm} \cdot R^2 \cdot (Cos\varphi - Cos\varphi_{\max}) \cdot (1 - Cos\varphi_{\max}) \cdot Cos\varphi] d\varphi = 0, \\ \sum Y = -Q + \int_0^l dl \cdot \int_{\varphi_{\max}}^0 [k_{cm} \cdot R^2 \cdot (Cos\varphi - Cos\varphi_{\max}) \cdot (1 - Cos\varphi_{\max}) \cdot \\ \cdot Cos\varphi^2 + f \cdot k_{cm} \cdot R^2 \cdot (Cos\varphi - Cos\varphi_{\max}) \cdot (1 - Cos\varphi_{\max}) \cdot Sin\varphi] d\varphi = 0. \end{cases} . \tag{9}$$

Інтегруючи систему рівнянь (9) послідовно по dl і $d\varphi$ одержуємо:

$$P = 0{,}5k_{cm}Rl_{б}(1-Cos\varphi_{\max})\cdot[(1-Cos\varphi_{\max})^2 - f(Cos\varphi_{\max}Sin\varphi_{\max} - \varphi_{\max})], \quad (10)$$

$$Q = -0{,}5k_{cm}Rl_{б}(1-Cos\varphi_{\max})\cdot[(1-Cos\varphi_{\max})^2 - f(Cos\varphi_{\max}Sin\varphi_{\max} - \varphi_{\max})]. \quad (11)$$

Позначивши $h_{\max} = H$ і змінивши $Sin\varphi_{\max}$ на $\sqrt{1-\left(\frac{R-H}{R}\right)^2}$, а $Cos\varphi_{\max}$ на $\frac{R-H}{R}$ отримуємо рівняння у вигляді:

$$P = \frac{k_{cm}Hl_{б}}{2R}\left[\left(H^2 - f(R-H)\sqrt{H(2R-H)} + fR^2\,arcCos\frac{R-H}{R}\right)\right]; \quad (12)$$

$$Q = \frac{k_{cm}Hl_{б}}{2R}\left[\left((R-H)\sqrt{H(2R-H)} + R^2\,arcCos\frac{R-H}{R} - fH^2\right)\right], \quad (13)$$

де H – величина обтиснення рослинної маси; R – радіус барабана; k_{cm} – коефіцієнт об'ємної деформації маси насінників огірка і дині; $l_{á}$ – робоча довжина барабана.

Одержана залежність (13) дозволяє проводити міцнісні розрахунки давильного барабана, а значення сили опору переміщенню подрібненої маси в робочій зоні P (12) – визначати потужність, необхідну для виконання технологічного процесу

$$N = P\cdot\frac{\pi\cdot D\cdot n}{60}, \quad (14)$$

де n – частота обертання барабана.

Для виключення технологічних відмов подрібнювального пристрою у виді буксування і забивання технологічної зони рештками рослинної маси повинна виконуватися наступна умова:

$$\overline{P} \geq \sum \overline{p}_i\,. \quad (15)$$

При визначенні суми $\sum \overline{p}_i$ нами використана наступна рівність:

$$\sum \overline{p}_i = \frac{l_{á}}{d_{ïë}}\cdot\Theta_{ç}\cdot\overline{p}_{ñð}, \quad (16)$$

де $d_{ïë}$ – діаметр плоду; $\Theta_{з}$ – коефіцієнт, враховуючий корисне застосовування

довжини зазору між барабаном і декою [6]; $\vec{p}_{cp}$ – середньостатистичне значення зусилля зв'язку насіння з залишками подрібненої маси.

Прирівнювання показника одержаного за (16) до правої частини рівняння (12), дозволяє з'ясувати величину обтиснення шару технологічної маси *H*, яка при підстановці її значення в рівняння (13) дозволяє визначити силу *Q* – притискання барабану до деки, що забезпечує подолання зусилля розпору, яке виникає внаслідок деформації рослинного шару давильним барабаном.

Для виключення технологічної відмови, пропускна здатність подрібнювача повинна бути не нижче величини подачі насіннєвих плодів, а з метою компенсації можливого нерівномірного розподілу продукції на подавальному пристрої, значення пропускної здатності приймають на 20...50% більше величини подачі [7, 8], тобто

$$W_б = \lambda \cdot W_n = (1{,}2...1{,}5)W_n, \tag{17}$$

де $W_á$ – пропускна здатність машини, кг/с; W_i – величина подачі маси насіннєвих плодів, кг/с; λ – коефіцієнт нерівномірності подачі.

Пропускну здатність системи "барабан-дека" визначаємо як:

$$W_б = \rho_ш \, l_{\min} \, \Delta_{\min} \, V_б \, \eta \, \xi, \tag{18}$$

де $\rho_ø$ – щільність продукту в зоні виходу з подрібнювача; $l_{\min}$ – мінімальна робоча довжина барабану; $\Delta_{\min}$ – зазор на виході між барабаном і декою; $V_á$ – окружна швидкість барабану; η – коефіцієнт пробуксовки; ξ – коефіцієнт рівномірного заповнення робочої зони.

В формулі (18) невідомими величинами є щільність продукту в зоні виходу з подрібнювача $\rho_ø$ і зазор на виході між барабаном і декою $\Delta_{\min}$. Для знаходження щільності деформованого шару робочого тіла використаємо залежність [9], яка дозволяє визначити $\rho_ø$ в будь-якій *i*-ої точці контакту барабана з технологічною масою насіннєвих плодів (рис. 2)

$$\rho_i = \rho_0 \cdot \frac{\Delta_{\min} + 2h_{\max}}{\Delta_{\min} + D(Cos\varphi \cdot Cos\varphi_{\max})}, \tag{19}$$

де ρ_0 – щільність подрібненої маси перед ущільненням.

Величина зазору, при обраній конструктивній схемі машини, визначається пружними властивостями подрібненої маси і прагне прийняти мінімальне значення.

При визначені зазору в режимі встановленого протягування продукції, нами розглянутий випадок, коли в подрібнювач подається k плодів. При цьому зроблене припущення що робоче тіло є однорідною масою. Мінімальна величина зазору буде обмежена різницею між діаметром плоду та його деформацією під дією стискаючої сили, тобто:

$$\Delta_{\min} = d_{ñò} - \Delta_i \,, \tag{20}$$

де $d_{ñò}$ – середньостатистичне значення діаметру плоду;

Δ_i – деформація плоду, що для k плодів визначається як

$$\Delta_n = \frac{1}{k} \cdot \chi \cdot Q \,, \tag{21}$$

де χ – коефіцієнт піддатливості плоду.

Після чого з (20) та (21) величина зазору буде

$$\Delta_{\min} = d_{cm} - \frac{1}{k} \cdot \chi \cdot Q \,, \tag{22}$$

де $k = {l_б}/{d_{пл}} \cdot \Theta_з$ – кількість плодів.

Після перетворень рівнянь (17) і (18), отримуємо залежність для визначення мінімальної окружної швидкості давильного барабану:

$$V_{\min} = \frac{W_n \cdot \lambda}{\eta \cdot \xi \cdot l_{\min} \cdot \Delta_{\min} \cdot \rho_i} \,. \tag{23}$$

Як показує аналіз рівняння (23), мінімізація геометричних характеристик ($\Delta_{\min}$ і $l_{\min}$) розміру перерізу системи “барабан-дека”, за умови гарантування визначеної пропускної здатності машини, дозволяє зменшити розміри компонентів технологічної маси насіннєвих плодів огірка і дині, і як наслідок, підвищити якість процесу відокремлення вивільненого насіння та його просіювання крізь отвори решітного полотна. При цьому, величина мінімальної окружної швидкості давильного барабану $V_{\min}$, пропорційно зростає і досягає значення, що виключає технологічні відмови машини, якому відповідає розрахункове значення мінімальної

кутової швидкості одержане із використанням (23), яке варіюється в залежності від Δ_{min} і l_{max} в межах ω_{min}= 1,19 … 1,44 $с^{-1}$.

Потужність, необхідну для виконання технологічного процесу, з урахуванням (23), знайдемо за формулою:

$$N = P_p \cdot V_i , \qquad (24)$$

де P_p – сумарне зусилля роздавлювання, яке визначається з (16).

Висновки. Проведеним силовим аналізом руху робочого тіла у технологічному зазорі "давильний барабан-решітна дека" одержано залежності:

– для визначення сили опору переміщенню подрібненої маси в робочій зоні і сили деформації рослинного шару давильним барабаном, що дозволяють проводити міцнісні розрахунки давильного барабана та визначати потужність, необхідну для виконання технологічного процесу;

– для визначення мінімальної окружної швидкості давильного барабану при якій гарантується потрібна пропускна здатність машини, підвищується якість процесу відокремлення вивільненого насіння та його просіювання крізь отвори решітного полотна і виключаються технологічні відмови машини у виді буксування і забивання робочої зони рештками рослинної маси.

Література:

1. Медведев В. П. Механизация производства семян овощных и бахчевых культур / В. П. Медведев, А. В. Дураков. – М. : Агропромиздат, 1985. – 320 с.

2. Анисимов И. Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / И. Ф. Анисимов. – Кишинев : Штиинца, 1987. – 292 с.

3. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров: Определения, теоремы, формулы / Г. Корн, Т. Корн; Пер. с англ.; Под ред. И. Г. Арамановича. – М. : Наука, 1968. – 720 с.

4. Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е. Н Львовский. – М. : Высшая школа , 1988. – 238 с.

5. Реология. Теория и приложения / под ред. Ф. Эриха. – М. : Издательство иностранной литературы, 1962. – 824 с.

6. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: [Учебник для ВУЗов сельскохозяйственного машиностроения] / Е. С. Босой, О. В. Верняев, И. И. Смирнов, Е. Г.Султан-Шах; под ред. Е. С. Босого – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1977. – 568 с.

7. Измельчитель-выделитель семян бахчевых культур ИБК-5. Инструкция по эксплуатации и уходу / Киевский экспериментальный завод сельскохозяйственных машин. – К., 1979, – 24 с.

8. Овчаров П. М. Разработка технологического процесса выделителя семян тыквенных культур и обоснование параметров его отделяющего аппарата: дис. ... кандидата технических наук : 05.20.01. / Овчаров П. М. – Волгоград, 1984. – 221 с.

9. Кукта Г. М. Испытания сельскохозяйственных машин / Г. М. Кукта. – М. : Машиностроение, 1964. – 277 с.

Силовой анализ и основные динамические параметры рабочего органа давильного типа

А.С. Пастушенко

Представлены элементы теоретического исследования измельчителя овощебахчевых культур, который приведен в виде низко инерционного давильного барабана.

Power analysis and basic parameters of dynamic working body type

A.S. Pastushenko

Presented the elements of theoretical study of melon chopper, which is given in the form of low inertial spinning drum.