



Твердохліб І. В.
к.т.н., старший викладач

**Вінницький
національний аграрний
університет**

УДК 631.354.3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОЇ РОБОТИ ТЕРКОВОГО ПРИСТРОЮ

Агротехнологічні особливості насінників більшості кормових культур, в тому числі люцерни, передбачають доробку вороху після зернозбирального комбайна. Актуальним є використання теркових пристроїв малої продуктивності в яких робочий процес відбувається в просторі між двома дисками – рухомим і нерухомим. Метою роботи є обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів теркового пристрою, які б забезпечували стабільне протікання робочого процесу з необхідною якістю.

В роботі представлена конструктивна схема теркового пристрою з двома робочими дисками. Для формалізації процесу роботи теркового пристрою зроблені наступні припущення: поперечний переріз завантажувального бункера та завантажувальної горловини має форму кола, закономірності руху насінневого вороху в завантажувальному каналі описується основними закономірностями вільного витікання сипкого матеріалу, витрати вороху через завантажувальний отвір не менше продуктивності теркового пристрою.

В основу обґрунтування технологічного процесу роботи теркового пристрою покладено умову, що процес та здатність його робочих органів має бути більшою за подачу вороху, який надходить до них із попередніх транспортно-технологічних систем.

Одержані залежності, які характеризують необхідні розміри діаметрів рухомого і нерухомого дисків, а також площу поперечного перерізу завантажувального отвору з умови забезпечення стійкого технологічного функціонування теркового пристрою.

Ключові слова: терковий пристрій, насінневий ворох, продуктивність, завантажувальний отвір, рухомий диск, нерухомий диск.

Постанова проблеми. Основним засобом збирання насінників трав є зернозбиральний комбайн. Але агротехнічні особливості насінників, особливо люцерни, та погодні умови (висока вологість в період збирання) дуже часто вимагають додаткового обробітку вороху після комбайна [1]. Одним із варіантів вирішення цієї проблеми є застосування оригінального теркового пристрою, в якому матеріал (ворох люцерни) обробляється в робочому просторі, який створений робочими поверхнями нерухомого і рухомого дисків.

Для обґрунтування раціональних конструктивних і технологічних параметрів теркового пристрою необхідно провести теоретичні дослідження процесу його роботи.

Використання теркових пристроїв малої продуктивності особливо актуальне в наш час, коли багато фермерських господарств вирощують насіння кормових культур для власного вжитку. Теркові пристрої такого типу дозволяють «розтягнути» термін збирання, забезпечити господарство власним насінням без залучення додаткових засобів механізації і транспортних засобів.

Тому актуальним є теоретичне дослідження продуктивності та безперервності роботи теркового пристрою.

Мета досліджень. Метою даної роботи є обґрунтування протікання стабільного технологічного процесу та визначення продуктивності теркового пристрою шляхом теоретичного дослідження процесу витікання сипкого матеріалу із технологічної ємності.

**Викладення основного матеріалу.**

Основні конструктивно-кінематичні параметри теркового пристрою та їх взаємозв'язок регламентований критеріями значень основних показників якості та показниками технологічно-експлуатаційної стабільності його роботи [2].

З метою формалізації процесу транспортування сипких матеріалів та для подальшого обґрунтування раціональних параметрів робочих органів теркового пристрою розглянемо функціональну схему технологічного процесу роботи завантажувального каналу теркового пристрою, яку наведено на рис. 1.

Основними транспортними вузлами завантажувального каналу є бункер 1 (рис. 1), який має завантажувальну горловину 2, яка переходить у завантажувальний отвір 3,

активатор 4. Активатор приводиться в обертання за допомогою вала 9.

Сипкий матеріал із завантажувальної горловини 2 через завантажувальний отвір 3 висипається в внутрішній об'ємний простір робочого русла теркового пристрою, який розташований між внутрішніми робочими поверхнями нерухомого 7 і рухомого 8 дисків, встановлених в корпусі 6 теркового пристрою. Одночасно з висипанням сипкого матеріалу відбувається його інтенсивне перемішування планками 5 активатора 4.

Для формалізації процесу роботи завантажувального каналу теркового пристрою приймаємо такі припущення:

- поперечний переріз завантажувального бункера та завантажувальної горловини має форму кола, діаметр яких дорівнює D_k, d_b ;

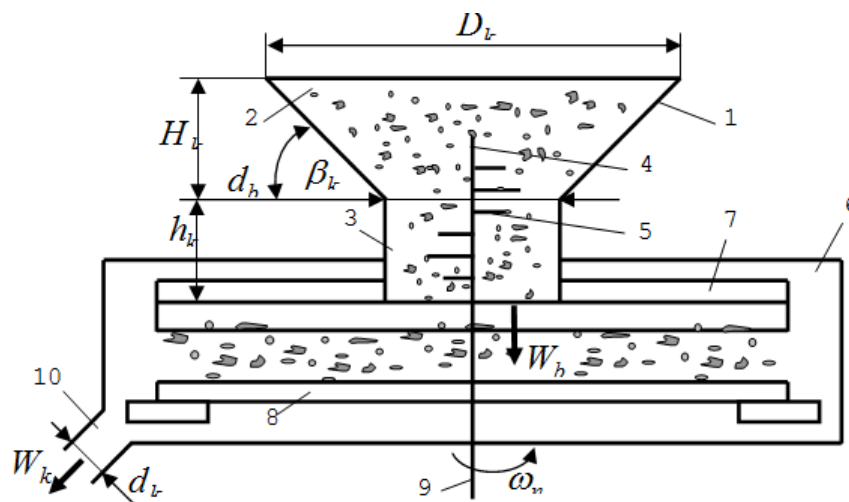


Рис. 1. Схема до розрахунку параметрів теркового пристрою:

1 – бункер; 2 – завантажувальна горловина; 3 – завантажувальний отвір; 4 – активатор; 5 – планка; 6 – корпус; 7, 8 – нерухомий і рухомий диск; 9 – приводний вал;

- закономірності руху сипкого матеріалу в завантажувальному каналі описуються основними закономірностями вільного витікання сипкого сільськогосподарського матеріалу із місткості [4], при цьому витрати сипкого матеріалу через завантажувальний отвір відбуваються у процесі його стікання у воронку під кутом природного укосу до періоду руйнування висоти динамічного розвантажувального склепіння [5];

- витрати сипкого матеріалу через завантажувальний отвір до дисків в кінцевому аспекті не менше продуктивності теркового пристрою.

Взаємозв'язок між розмірними характеристиками завантажувального каналу або бункера 1 та конструктивно-кінематичними параметрами теркового пристрою 6, встановимо на основі аналітичного аналізу розрахункової секундної подачі W_b завантажувального каналу, необхідної продуктивності Q_n теркового пристрою та пропускної здатності W_k вихідного каналу [8].

В основу критерію обґрунтування технологічного процесу роботи теркового пристрою покладено умову, що пропускна здатність його робочих органів за проміжок часу



$t = 1$ с, або продуктивність має дорівнювати, або бути більшою за загальну секундну подачу вороху люцерна, який надходить до них із попередніх транспортно-технологічних систем збирального комплексу, тобто повинна забезпечуватися умова [3]

$$dQ_n / dt \geq dW_b / dt, \text{ або } Q_n \geq W_b, \quad (1)$$

де Q_n – пропускна здатність (або продуктивність) теркового пристрою, кг/с;

W_b – загальна секундна подача вороху, який надходить до теркового пристрою, кг/с.

Позначимо площу поперечного перерізу завантажувального отвору 3 через S_k (см²), витрати сипкого матеріалу через отвір 3 або секундну подачу сипкого матеріалу до теркового пристрою 6 через W_b (кг/с), пропускну здатність вихідного каналу через W_k (кг/с).

Тоді раціональне функціонування теркового пристрою, або забезпечення його необхідної продуктивності роботи з врахуванням (1) можливе за умови [4, 8]

$$W_b \leq Q_n \leq W_k. \quad (2)$$

Пропускна здатність вихідного каналу W_k (кг/с) регламентується характеристиками вихідного каналу та конструктивно-технологічними параметрами рухомого диска теркового пристрою, при цьому згідно з [9] та враховуючи, щосередня швидкість V_c руху обробленого вороху в напрямку периферії рухомого та нерухомого дисків буде визначатися

$$V_c = V_m \lambda_v = 0,5 \frac{d\varphi}{dt} D \lambda_v = 0,5 \omega_n D \lambda_v, \quad (3)$$

де V_m – теоретична швидкість руху матеріалу, м/с;

λ_v – коефіцієнт, який враховує зниження теоретичної швидкості V_m відносно середньої швидкості V_c ;

φ – кут повороту рухомого диска, рад;

ω_n – кутова швидкість рухомого диска, рад /с. маємо

$$W_k = S_k V_c k_k f_d \rho_v = 0,5 S_k D \lambda_v k_k f_d \rho_v \frac{d\varphi}{dt}, \quad (4)$$

де $S_k = 0,25 \pi d_k^2$ – площа кільцевої щілини вихідного каналу (м²), d_k – діаметр кільцевої щілини вихідного каналу, м²;

k_k – коефіцієнт наповнення кільцевої щілини;

f_d – коефіцієнт тертя матеріалу об площину рухомого диска, або

$$W_k = S_k V_c k_o f_m \rho_v = 0,125 \pi d_k^2 D \lambda_v k_o f_d \rho_v \frac{d\varphi}{dt}. \quad (5)$$

Згідно з [7] витрати сипкого матеріалу через завантажувальний отвір бункера або секундну подачу сипкого матеріалу W_b (кг/с) до теркового пристрою та прийнятого припущення визначаються за формулою

$$W_b = \frac{1,47 k_o \rho_v S_b \sqrt{2 g r_z}}{\sqrt{f_m}}, \quad (6)$$

де k_o – коефіцієнт опору;

$S_b = 0,25 \pi d_b^2$ – площа завантажувального отвору вихідного каналу бункера (м²), d_b – діаметр завантажувального отвору вихідного каналу бункера, м²;

$r_z = 4 \sqrt{ab}$ – зведений радіус отвору (м), при цьому r_z дорівнює подвійному гідравлічному радіусу, \sqrt{ab} – середній поперечний розмір матеріалу, м [9];

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$f_m = r_z / h_k$ – коефіцієнт внутрішнього тертя,

h_k – висота склепіння, м [9].

Тоді після спрощення одержимо

$$W_b = \frac{1,47 k_o \rho_v \cdot 0,25 \pi d_b^2 \sqrt{2 g \cdot 4 \sqrt{ab}}}{\sqrt{4 \sqrt{ab} / h_k}} = \frac{1,47 \pi k_o \rho_v d_b^2 \sqrt{2 g h_k}}{4}. \quad (7)$$

Зважаючи на умову (2) та враховуючи (ін. ст), (5) і (7) одержимо нерівність [4]

$$1,47 k_o d_b^2 \sqrt{2 g h_k} \leq D (D^2 - d_v^2) \times \varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt} \leq d_k^2 D \lambda_v k_k f_d \frac{d\varphi}{dt}. \quad (8)$$

Із нерівності (8) запишемо дві можливі умови, тобто



$$1,47k_o d_b^2 \sqrt{2gh_k} \leq D(D^2 - d_v^2) \varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}; \quad (9)$$

$$(D^2 - d_v^2) \varphi'_n \varphi_e \leq d_k^2 k_k f_d, \quad (10)$$

звідки шляхом розв'язку нерівностей (9) і (10) визначимо діаметр D нерухомого і рухомого диска.

Розв'язок нерівностей (9) і (10) відносно D проведемо наступним чином. Запишемо нерівності (9) і (10) у вигляді

$$D^3 \varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt} - D d_v^2 \varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt} -$$

$$- 1,47k_o d_b^2 \sqrt{2gh_k} \geq 0$$

$$D^2 \varphi'_n \varphi_e - d_v^2 \varphi'_n \varphi_e - d_k^2 k_k f_d \leq 0. \quad (12)$$

Спочатку приведемо нерівності (11) і (12) до канонічного вигляду, поділивши кожен член залежностей, відповідно, на $\varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}$ і

$$\varphi'_n \varphi_e.$$

Після перетворення та спрощення (2.41) і (2.42) одержимо

$$D' = (p/3)^3 + (q/2)^2 = \frac{d_v^6}{27} + \frac{(1,47)^2 k_o^2 d_b^4 gh_k}{2(\varphi'_n)^2 \varphi_e^2 \lambda_v^2 \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2} > 0, \quad (15)$$

тобто в цьому випадку перше рівняння (14) має одне дійсне рішення невідомого y приведенного кубічного рівняння $y^3 + py + q \geq 0$ (14).

Приведене кубічне рівняння (13) $y^3 + py + q \geq 0$ відносно невідомого y вирішимо застосовуючи формулу Кардано [6] і

$$D^3 - D d_v^2 - \frac{1,47k_o d_b^2 \sqrt{2gh_k}}{\varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}} \geq 0;$$

$$D^2 - d_v^2 - \frac{d_k^2 k_k f_d}{\varphi'_n \varphi_e} \leq 0. \quad (13)$$

Позначимо у першому рівнянні (13)

$$p = d_v^2, \quad q = \frac{1,47k_o d_b^2 \sqrt{2gh_k}}{\varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}}, \quad \text{при цьому}$$

канонічний вигляд першого рівняння (13) приводимо до приведенного рівняння шляхом позначення $y = D$ згідно з [6], тобто отримаємо

$$\left. \begin{aligned} D^3 + pD + q &\geq 0; \\ y^3 + py + q &\geq 0 \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Визначимо дискримінант D' приведенного кубічного рівняння (14), при цьому

враховуючи, що $D' > 0$, отримаємо одне дійсне рішення невідомого y згідно з виразом

$$y = u + v, \quad \text{де} \quad u = \sqrt[3]{-(q/2) + \sqrt{D'}}, \quad v = \sqrt[3]{-(q/2) - \sqrt{D'}}, \quad \text{тобто}$$

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1,47k_o d_b^2 gh_k}{4\varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}} + \sqrt{\frac{d_v^6}{27} + \frac{(1,47)^2 k_o^2 d_b^4 gh_k}{2(\varphi'_n)^2 \varphi_e^2 \lambda_v^2 \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}}; \quad (16)$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1,47k_o d_b^2 gh_k}{4\varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}} - \sqrt{\frac{d_v^6}{27} + \frac{(1,47)^2 k_o^2 d_b^4 gh_k}{2(\varphi'_n)^2 \varphi_e^2 \lambda_v^2 \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}}. \quad (17)$$

Тоді



$$D \geq \sqrt[3]{\frac{1,47k_o d_b^2 g h_k}{4\varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}} + \sqrt{\frac{d_v^6}{27} + \frac{(1,47)^2 k_o^2 d_b^4 g h_k}{2(\varphi'_n)^2 \varphi_e^2 \lambda_v^2 \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}} + \dots \quad (18)$$

$$+ \sqrt[3]{\frac{1,47k_o d_b^2 g h_k}{4\varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt}} - \sqrt{\frac{d_v^6}{27} + \frac{(1,47)^2 k_o^2 d_b^4 g h_k}{2(\varphi'_n)^2 \varphi_e^2 \lambda_v^2 \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}}$$

$$D \leq \sqrt{d_v^2 + \frac{d_k^2 k_k f_d}{\varphi'_n \varphi_e}} \quad (19)$$

Одержані нерівності (18) і (19) характеризують зміну діаметра D нерухомого та рухомого диска залежно від параметрів теркового пристрою з умови забезпечення оптимального технологічного функціонування теркового пристрою, або необхідної секундної

подачі W_b сипкого матеріалу вороху люцерни через завантажувальний канал бункера (18) та необхідної пропускної здатності W_k вихідного каналу (19).

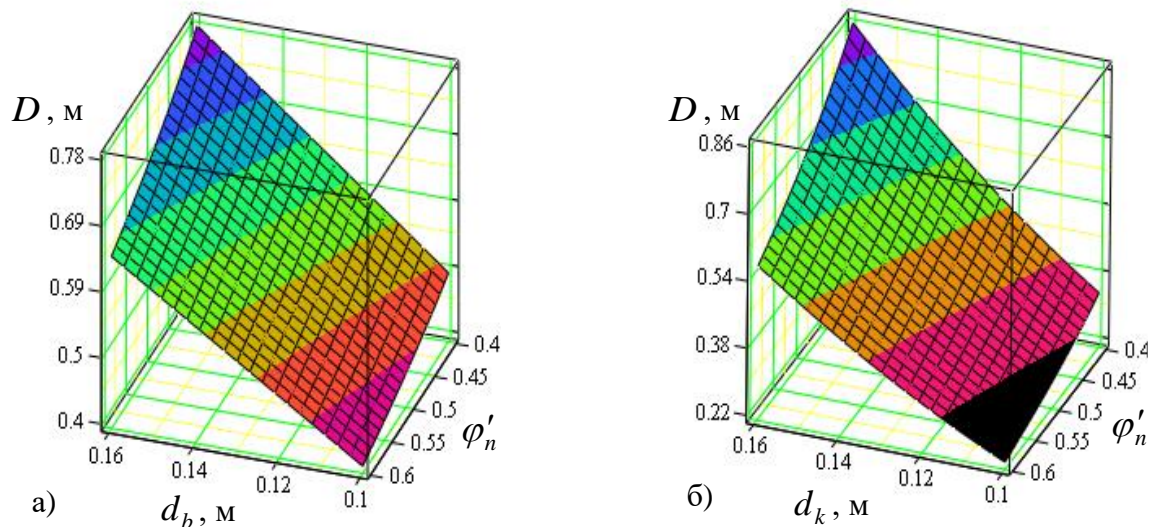


Рис. 2. Залежність зміни D як функціонал:

а – $D = f(d_b, \varphi'_n)$; б – $D = f(d_k, \varphi'_n)$

Згідно з залежностями (18) і (19) побудовано графічні відтворення зміни діаметра D диска як функціоналів: рис. 2.а – $D = f(d_k, \varphi'_n)$, рис. 2.б – $D = f(d_b, \varphi'_n)$; рис. 3 – $D = f(d_b)$, $D = f(d_k)$ за наступних початкових умов: кутової швидкості обертання рухомого диска $d\varphi/dt = 70$ рад/с; коефіцієнта опору $k_o = 0,7$; коефіцієнта, який

враховує об'єм, що займають конструктивні елементи, встановлені на робочій внутрішній поверхні нерухомого диска $\varphi_e = 0,05$; коефіцієнта, який враховує зниження теоретичної швидкості відносно середньої швидкості $\lambda_v = 0,6$; коефіцієнт тертя матеріалу об площину рухомого диска $f_d = 0,3$.



Прогнозоване значення діаметра D нерухомого та рухомого диска, за якого буде забезпечуватися умова згідно з (2), або умова оптимального функціонування технологічного процесу роботи теркового пристрою без

«забиття» матеріалу знаходиться в межах $D = 0,4 \dots 0,8$ м за зміни діапазону значення коефіцієнта заповнення внутрішнього простору робочого русла $\varphi'_n = 0,4 \dots 0,6$ (рис. 2).

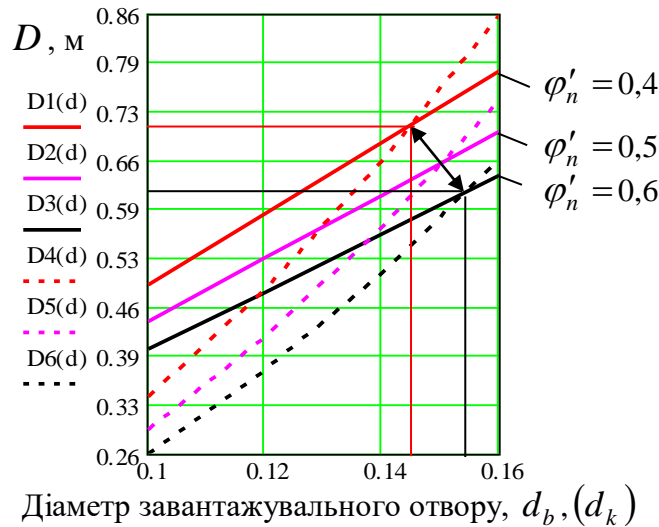


Рис. 3. Залежність зміни D як функціонал: $D1(d)-D3(d)$ – як функціонал $D = f(d_k)$; $D4(d)-D6(d)$ – як функціонал $D = f(d_b)$

При цьому згідно з (2) функціональний запис буде $D = f(d_b) \leq D \leq f(d_k)$.

Тоді згідно з цією умовою та аналізом графічного відтворення, яке наведено на (рис. 3), можна акцентувати, що значення діаметра D нерухомого та рухомого диска, за якого задовольняється права та ліва частина функціонального запису $D = f(d_b) \leq D \leq D = f(d_k)$

знаходиться на перетині відповідних ліній.

При цьому згідно з (рис. 3) встановлено, що значення діаметра D нерухомого та рухомого диска повинні бути у межах 0,6...0,7 м, що відповідає середньому значенню діаметра d_b завантажувального отвору вихідного каналу бункера та діаметра d_k кільцевої щілини вихідного каналу $d_b = d_k = 0,15$ м і середньому значенню коефіцієнта заповнення внутрішнього простору робочого русла теркового пристрою $\varphi'_n = 0,5$.

Необхідну площу поперечного перерізу S_k завантажувального отвору вихідного каналу бункера за якого буде забезпечуватися

необхідна розрахункова продуктивність теркового пристрою визначимо згідно з (6) та (11).

При цьому нерівність (11) запишемо у вигляді

$$D \varphi'_n \varphi_e \lambda_v \frac{d\varphi}{dt} (D^2 - d_v^2) \geq 4 \frac{1,47 k_o S_k \sqrt{2gh_k}}{\pi} \quad (20)$$

Звідки одержимо

$$S_k \leq \frac{\pi D \varphi'_n \varphi_e \lambda_v (D^2 - d_v^2) \frac{d\varphi}{dt}}{4 \cdot 1,47 k_o \sqrt{2gh_k}}, \text{ або}$$

$$S_k \leq \frac{\pi^2 D n_n \varphi'_n \varphi_e \lambda_v (D^2 - d_v^2)}{120 \cdot 1,47 k_o \sqrt{2gh_k}}, \quad (21)$$

або згідно з (2.32)

$$S_k \leq \frac{Q_n}{1,47 k_o \rho_v \sqrt{2gh_k}} \quad (22)$$

Згідно з нерівностями (21) і (22) побудовано залежність зміни площі поперечного перерізу S_k завантажувального отвору бункера від діаметра D частоти



обертання n рухомого диска (рис. 4) як функціонал $S_k = f(D, n)$ та від продуктивності Q_n теркового пристрою і висоти патрубку (склепіння) h_k завантажувального отвору бункера як функціонал $S_k = f(Q_n, h_k)$.

При цьому межі зміни необхідної розрахункової продуктивності Q_n і діаметра D рухомого диска теркового пристрою встановлено на основі попереднього аналізу (відповідно, графічні залежності рис. ін. ст. і рис. 2, 3).

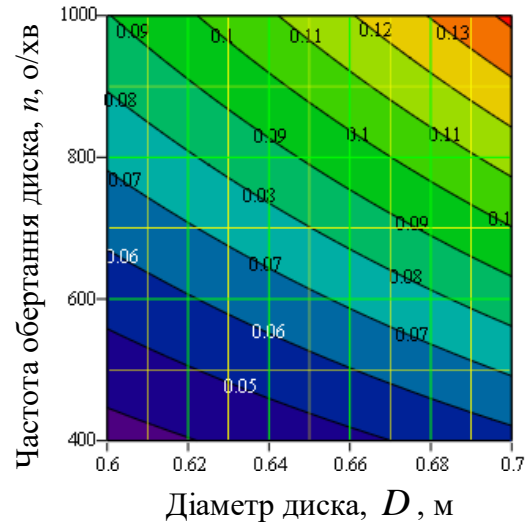
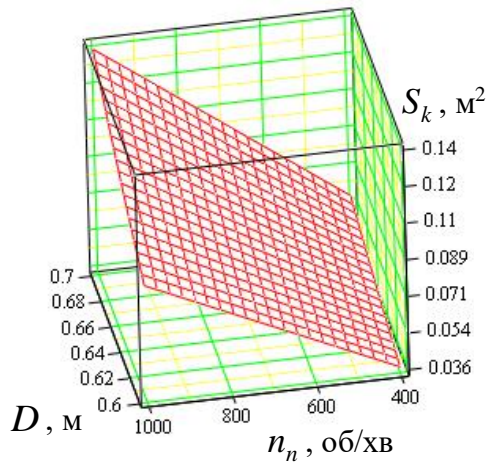


Рис. 4 Залежність зміни площі завантажувального отвору S_k

як функціонал $S_k = f(D, n)$

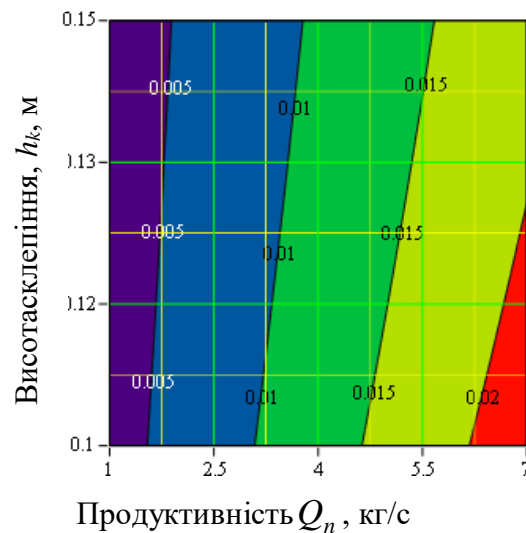
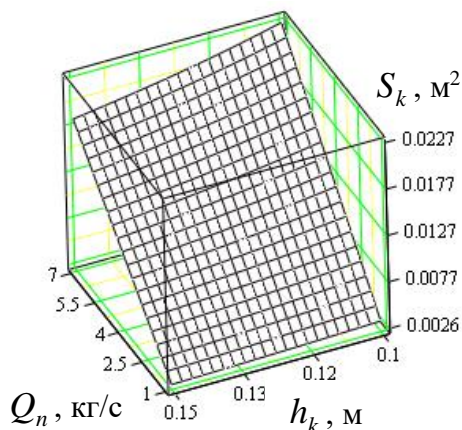


Рис. 5. Залежність зміни площі завантажувального отвору S_k

як функціонала $S_k = f(Q_n, h_k)$

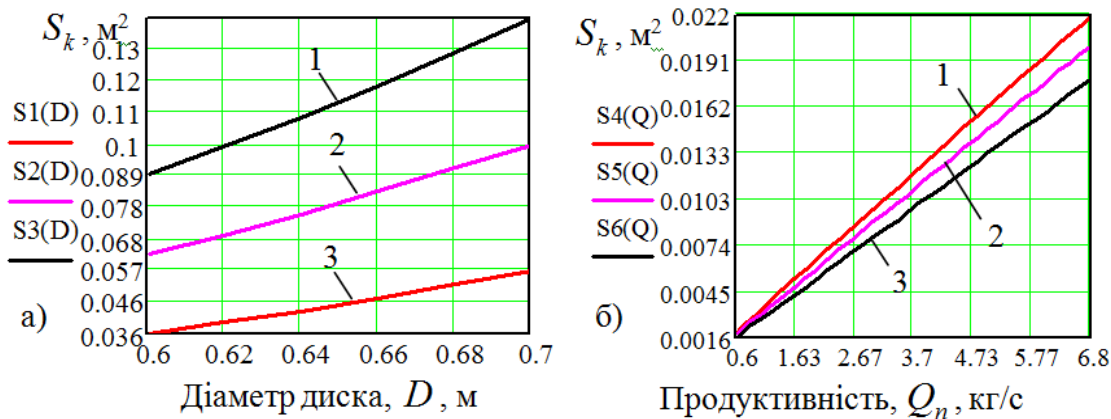


Рис. 6. Залежність зміни площі отвору як функціонал:

а - $S_k = f(D)$, 1,2,3 – відповідно, $n_n = 400; 700; 1000$ об/хв;

б - $S_k = f(Q_n)$, 1,2,3 – відповідно, $h_k = 0,1; 0,12; 0,15$ м

Аналіз наведених графічних залежностей показує, що домінуючий вплив на зміну площі поперечного перерізу S_k завантажувального отвору бункера, яка забезпечує необхідні витрати сипкого матеріалу через нього, є частота обертання n_n рухомого диска та продуктивність Q_n теркового пристрою, зі збільшенням яких площа поперечного перерізу S_k завантажувального отвору бункера також зростає.

За зміни діаметра рухомого диска в межах $D = 0,6 \dots 0,7$ м площа поперечного перерізу S_k завантажувального отвору бункера повинна бути приблизно від 0,04 до 1,4 dm^2 (рис. 4, рис. 6а), а необхідна розрахункова теоретична продуктивність теркового пристрою, яка знаходиться в межах 0,8...6,6 kg/s забезпечується за значення площі поперечного перерізу S_k завантажувального отвору бункера в межах 0,0035...0,0195 m^2 (рис. 5, рис. 6б), при цьому діаметр d_b завантажувального отвору бункера буде становити приблизно $d_b = 0,09 \dots 0,15$ м.

Необхідну частоту обертання рухомого диска n_n , яка повинна забезпечувати обробку необхідної кількості завантаженого сипкого матеріалу через завантажувальний отвір бункера та вивантаження обробленого вороху люцерни через вивантажувальний канал визначимо з умови (9), яку запишемо наступним чином

$$\pi n_n D (D^2 - d_v^2) \rho'_n \varphi_e \lambda_v \geq 30 \cdot 1,47 k_o d_b^2 \sqrt{2gh_k} \cdot \quad (23)$$

З врахуванням залежності (19) нерівність (23) буде

$$\pi n_n d_k^2 k_k f_d \lambda_v \sqrt{d_v^2 + \frac{d_k^2 k_k f_d}{\varphi'_n \varphi_e}} \geq \geq 30 \cdot 1,47 k_o d_b^2 \sqrt{2gh_k} \quad (24)$$

З нерівності (24) визначаємо частоту обертання n_n рухомого диска теркового пристрою

$$n_n \geq \frac{30 \cdot 1,47 k_o d_b^2}{\pi d_k^2 k_k f_d \lambda_v} \sqrt{\frac{2gh_k \varphi'_n \varphi_e}{d_v^2 \varphi'_n \varphi_e + d_k^2 k_k f_d \lambda_v}} \quad (25)$$

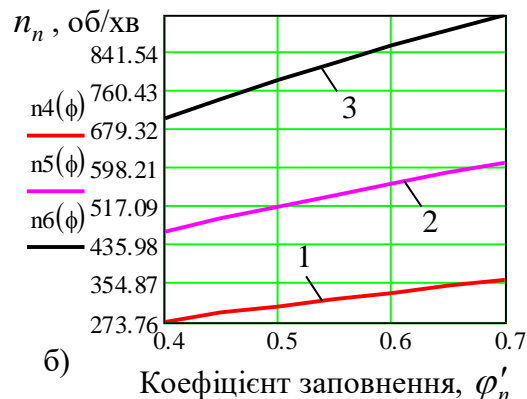
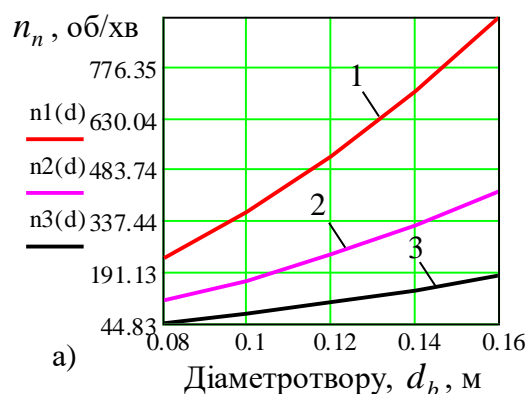


Рис. 7. Залежність зміни частоти обертання рухомого диска як функціонал: а – $n_n = f(d_b)$, 1, 2, 3 – відповідно, $d_k = 0,1; 0,13; 0,16$ м; б – $n_n = f(\phi'_n)$, 1, 2, 3 – відповідно, $d_b = 0,1; 0,13; 0,16$ м

На основі аналізу (рис. 7) встановлено, що для оптимальної обробки сипкого матеріалу відповідної кількості, яке завантажене через завантажувальний отвір бункера теркового пристрою діаметром $d_b = 0,09 \dots 0,15$ м, частота обертання рухомого диска знаходиться в межах $n_n = 60 \dots 950$ об/хв, (рис. 7а). За зміни коефіцієнта заповнення ϕ'_n внутрішнього простору робочого русла теркового пристрою у діапазоні $\phi'_n = 0,4 \dots 0,7$ (рис. 7б) частота обертання рухомого диска знаходиться у межах $n_n = 300 \dots 900$ об/хв.

Висновки

Таким чином, на основі проведеного теоретичного аналізу технологічного процесу роботи теркового пристрою можна констатувати, що основні раціональні конструктивно-кінематичні параметри робочих органів теркового пристрою, за яких забезпечується витирання насіння з вороху люцерни, або задовільне протікання процесу обробки сипкого середовища у межах зміни розрахункової продуктивності теркового пристрою $Q_n = 0,8 \dots 6,6$ кг/с будуть становити: діаметр нерухомого та рухомого диска $D = 0,5 \dots 0,6$ м; частота обертання рухомого диска $n_n = 300 \dots 900$ об/хв; діаметр отвору завантажувального каналу бункера $d_b = 0,1 \dots 0,15$ м; діаметр щілини отвору вивантажувального каналу $d_k = 0,1 \dots 0,16$ м; коефіцієнта заповнення внутрішнього простору

робочого русла $\phi'_n = 0,5 \dots 0,7$. Значення інших розмірних параметрів теркового пристрою встановлено конструктивно за відповідними критеріями.

Список використаних джерел

1. Спирін А.В. Перспективна технологія збирання насінників трав / А.В. Спирін, І.В. Твердохліб // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – Вінниця: ВНАУ, 2016. – № 1 (93). – С. 25–27.
2. Бурков А.И. Машины для послеуборочной обработки семян трав / А.И. Бурков, Н.Л. Коньшев, О.П. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2003. – 208 с.
3. Tverdokhlib I.V. Theoretical studies on the working capacity of disk devices for grinding agricultural crop seeds / I.V. Tverdokhlib, A.V.Spirin // Inmateh. Agricultural Engineering. – Bucharest: National Institute of research-development for machines and installations designed to Agriculture and food industry, 2016. – Vol. 48. – No. 1 / 2016. –Pag. 43–52.
4. Твердохліб І.В. Теоретичні дослідження завантажувального каналу дисково-теркового пристрою / І.В. Твердохліб // Актуальні задачі сучасних технологій : міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, 25-26 листопада 2015 р.: тези доп. – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 237–238.
5. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗОВ / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука. – 1981. – 720 с.
6. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. Теория,



расчет, проектирование и испытание / М.Н. Летошнев : 2-е изд., перераб. и дополн. – М.; Л. : Гос. изд-во с.-х. лит., 1995. – 764 с.

7. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник / [Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.]. – К. : Вища освіта, 2005. – 446 с.

8. Твердохліб І.В. Аналіз досліджень процесу витирання вороху люцерни / І.В. Твердохліб, А.В. Спирін // Сучасні агротехнології: тенденції та інновації : всеукраїнська наук.-практ. конф. 17-18 листопада 2015 р. : тези доп. – Вінниця: ВНАУ, 2015. – С. 91–94.

Список джерел в транслітерації

1. Spirin A.V. Perspektivna tekhnolohiya zbyrannya nasinnykiv trav / A.V. Spirin, I.V. Tverdokhlib // Tekhnika, enerhetyka, transport APK. – Vinnytsya: VNAU, 2016. – # 1 (93). – S. 25–27.

2. Burkov A.Y. Mashyny dlya posleuborochnoy obrabotky semyan trav / A.Y. Burkov, N.L. Kopyshchev, O.P. – Kyrov: NYYSKH Severo-Vostoka, 2003. – 208 s.

3. Tverdokhlib I.V. Theoretical studies on the working capacity of disk devices for grinding agricultural crop seeds / I.V. Tverdokhlib, A.V. Spirin // Inmateh. Agricultural Engineering. – Bucharest : National Institute of research-development for machines and installations designed to Agriculture and food industry, 2016. – Vol. 48. – No. 1 / 2016. –Pag. 43–52.

4. Tverdokhlib I.V. Teoretychni doslidzhennya zavantazhuval'noho kanalu dyskovo-terkovoho prystroyu / I.V. Tverdokhlib // Aktual'ni zadachi suchasnykh tekhnolohiy : mizhn. nauk.-tekhn. konf. molodykh uchenykh ta studentiv, 25-26 lystopada 2015 r.: tezy dop. – Ternopil': TNTU, 2015. – S. 237–238.

5. Bronshteyn Y.N. Spravochnyk po matematyke dlya ynzhenerov y uchashchykhsya VTUZOV / Y.N. Bronshteyn, K.A. Semendyaev. – M. : Nauka. – 1981. – 720 s.

6. Letoshnev M.N. Sel'skokhozyaystvennyye mashyny. Teoryya, raschet, proektyrovanye y uspytanye / M.N. Letoshnev : 2-ye yzd., pererab. y dopoln. – M.; L. : Hos. yzd-vo s.-kh. lyt., 1995. – 764 s.

7. Sil's'kohospodars'ki mashyny. Osnovy teorii ta rozrakhunku : pidruchnyk / [D.H. Voytyuk, V.M. Baranov's'kyu, V.M. Bulhakov ta in.]. – K. : Vyshcha osvita, 2005. – 446 s.

8. Tverdokhlib I.V. Analiz doslidzhen' protsesu vytyrannya vorokhu lyutserny / I.V. Tverdokhlib, A.V. Spirin // Suchasni ahrotekhnolohiyi: tendentsiyi ta innovatsiyi :

vseukrayins'ka nauk.-prakt. konf. 17-18 lystopada 2015 r. : tezy dop. – Vinnytsya: VNAU, 2015. – S. 91–94.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ТЕРОЧНОГО УСТРОЙСТВА

Аннотация. Агротехнологические особенности семенников большинства кормовых культур, в том числе люцерны, предусматривают доработку вороха после зерноуборочного комбайна. Актуальным является использование терочных устройств малой производительности в которых рабочий процесс в пространстве между двумя дисками - подвижным и неподвижным. Целью работы является обоснование конструктивных и технологических параметров терочного устройства, обеспечивающие стабильное протекание рабочего процесса с требуемым качеством.

В работе представлена конструктивная схема терочного устройства с двумя рабочими дисками. Для формализации процесса работы терочного устройства сделаны следующие предположения: поперечное сечение загрузочного бункера и загрузочной горловины имеет форму круга, закономерности движения семенного вороха в загрузочном канале описывается основными закономерностями свободного истечения сыпучего материала, расход вороха через загрузочное отверстие не менее производительности терочного устройства.

В основу обоснования технологического процесса работы терочного устройства положено условие, что процесс и способность его рабочих органов должна быть больше подачу вороха, поступающего к ним из предыдущих транспортно-технологических систем.

Полученные зависимости, характеризующие необходимые размеры диаметров подвижного и неподвижного дисков, а также площадь поперечного сечения загрузочного отверстия из условия обеспечения устойчивого технологического функционирования терочного устройства.

Ключевые слова: терочное устройство, семенной ворох, производительность, загрузочное отверстие, подвижный диск, неподвижный диск.

**THEORETICAL STUDIES OF SUSTAINABLE
WORK OF THE TERRESTRIAL DEVICE**

Annotation. Agrotechnological features of the testes of most fodder crops, including alfalfa, provide for the completion of a heap after a combine harvester. Actual is the use of small-capacity heat devices in which the workflow in the space between the two disks is mobile and fixed. The purpose of the work is to substantiate the structural and technological parameters of the grinding unit, ensuring a stable flow of the working process with the required quality.

The paper presents a constructive diagram of a grinding device with two working disks. For the formalization of the process of the working of the grinding device, the following assumptions are made: the cross section of the hopper and the filler neck is in the form of a circle, the regularities of

movement of the seed heap in the feed channel are described by the basic laws of free flow of loose material, the heap consumption through the loading hole is not less than the productivity of the grinding device.

The basis for the justification of the technological process of the working of the grinding device is the condition that the process and the ability of its working organs should be more than the supply of heaps coming to them from previous transport-technological systems.

The obtained dependences characterizing the necessary sizes of the diameters of the movable and stationary discs, as well as the cross-sectional area of the loading aperture, from the condition of ensuring a stable technological functioning of the grinding device.

Key words: terrible device, seed heap, productivity, loading hole, movable disk, fixed disk.

Відомості про авторів

Твердохліб Ігор Вікторович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри загально технічних дисциплін та охорони праці, Вінницький національний аграрний університет (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: igor_tverdokhlib@yahoo.com).

Твердохлеб Игорь Викторович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры общетехнических дисциплин и охраны труда, Винницкий национальный аграрный университет (ул. Солнечная, 3, г. Винница, Украина, 21008, e-mail: igor_tverdokhlib@yahoo.com).

Tverdokhlib Igor – Candidate of Technical Sciences, art. Lecturer of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection Vinnytsia National Agrarian University (St. Soniachna, 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: igor_tverdokhlib@yahoo.com).