

PARAMETRY KONSTRUKCYJNE ROLKOWEGO SEPARATORA CZYSZCZĄCEGO DO ZIEMNIAKÓW

Wojciech Tanaś

Katedra Maszynoznawstwa Rolniczego, Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie

Streszczenie: W publikacji przedstawiono jedną z możliwości zwiększenia intensywności procesu separacji w maszynach do zbioru ziemniaków poprzez zastosowanie rolkowego separatora czyszczącego. Rozpatrzono układy sił działające w różnych płaszczyznach na bulwę znajdującą się na rolkach separatora. Określono jego parametry konstrukcyjne i kinematyczne.

Słowa kluczowe: ziemniak, separacja, separator rolkowy, parametr konstrukcyjny

Wprowadzenie

Z analizy procesów technologicznych maszyn do zbioru i obróbki pozbiorowej ziemniaków wynika, że znaczącą rezerwę zwiększenia ich efektywności jest doskonalenie procesu separacji poprzez jej intensyfikację i obniżenie poziomu uszkodzeń bulw ziemniaków [Lisowski 1999; Marks i in. 1997; Tanaś 2001]. Jednym z perspektywicznych kierunków w separacji mieszaniny technologicznej jest zastosowanie wzdłużnych walcowo-rolkowych oczyszczaczy (separujących parami) współbieżnych, z których jeden na swojej powierzchni posiada spiralny występ [Pietrow 1984; Tanaś 2007].

W celu określenia podstawowych konstrukcyjnych parametrów omawianego urządzenia należy rozpatrzyć współdziałanie bulwy ziemniaka z walcami wzdłużnego rolkowego oczyszczacza [Gach i in. 1991; Pietrow 1984].

Materiał, metody, wyniki analizy

Przy obrocie walców spiralny występ przemieszczając ziemniaki jednocześnie usuwa z nich zanieczyszczenia (resztki glebowe i roślinne) i kieruje je w szczelinę między walcami.

W rozważaniach przyjmujemy, że kształt bulwy jest kulisty. Na bulwę znajdującą się na powierzchni walców oddziałują:

- siła ciężkości,
- siła nacisku od strony spiralnego występu,
- siły tarcia o powierzchnię walców, skierowane stycznie,
- siła tarcia, skierowana wzdłużnie oraz siła po stycznej w punkcie styku ziemniaka ze spiralnym występnem.

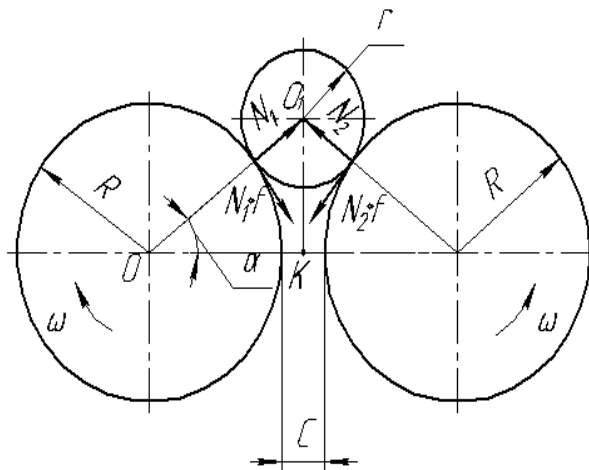
- Dla lepszej przejrzystości procesu rozpatrzmy działanie sił w dwóch płaszczyznach:
- prostopadłej do osi obrotu walców, rys. 1 i
 - równoległej do wzdłużnej osi walców, rys. 2.
 - Przy obrocie walców zjawisko klinowania bulwy będzie wyeliminowane, gdy równoważna siłom tarcia i nacisku bulwy na rolkę będzie skierowana pod dodatnim kątem do poziomu. Wtedy :

$$N_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha > N_1 \cdot f \quad (1)$$

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad (2)$$

gdzie:

- f – współczynnik tarcia,
 φ – kąt tarcia.



Rys. 1. Schemat działania sił na bulwę w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu rolek

Fig. 1. Diagram showing action of forces on a tuber in the plane perpendicular to rotation axis of rollers

Stąd otrzymujemy:

$$\operatorname{tg} \alpha > \operatorname{tg} \varphi \quad (3)$$

$$\alpha > \varphi$$

Rozpatrując trójkąt OO_1K otrzymujemy:

$$(R+r) \cdot \cos \alpha = R + \frac{1}{2} \cdot c \quad (4)$$

$$(D+d) \cdot \cos \alpha = D + c$$

Parametry konstrukcyjne...

gdzie:

- D – średnica rolki,
- d – średnica bulwy,
- c – szczelina między rolkami.

Przy warunku granicznym $\alpha = \varphi$ i minimalnym rozmiarze bulw $d = 25$ mm otrzymujemy:

$$D = \frac{d \cdot \cos \varphi - c}{1 - \cos \varphi} \quad (5)$$

Wielkość średnicy rolki zależy od minimalnego wymiaru bulw, rodzaju materiału, jej powierzchni i szczeliny między rolkami.

Przy ruchu ziemniaków wzdłuż walców bulwy nie będą się klinować w szczelinie między nimi przy spełnieniu warunku:

$$P \cdot \operatorname{tg} \gamma > F_{Tp} \quad (6)$$

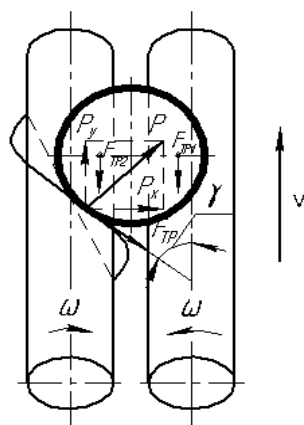
gdzie:

- γ – kąt nachylenia spirali występu na powierzchni rolki.
- przy

$$F_{Tp} = P \cdot f = P \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (7)$$

otrzymujemy:

$$P \cdot \operatorname{tg} \gamma > P \cdot \operatorname{tg} \varphi \text{ lub } \gamma > \varphi. \quad (8)$$



Rys. 2. Schemat działania sił na bulwę ziemniaka w płaszczyźnie równoległej do wzdłużnej osi obrotu rolek

Fig. 2. Diagram showing action of forces on a tuber in the plane parallel to roll rotation axis of rollers

Bulwa będzie przemieszczać się wzdłuż osi walców, jeżeli wzdłużne składowe siły nacisku będą większe od siły tarcia:

$$P_y \geq F_{Tp1} + F_{Tp2} + F_{Tp} \cdot \cos \gamma \quad (9)$$

Przyjmując

$$F_{Tp1} = F_{Tp2} = N_1 \cdot f, \quad |\vec{N}_1 + \vec{N}_2| = |\vec{G}| \quad (10)$$

ponieważ na rys. 1

$$N_1 = \frac{0,5G}{\sin \alpha} \quad (11)$$

i

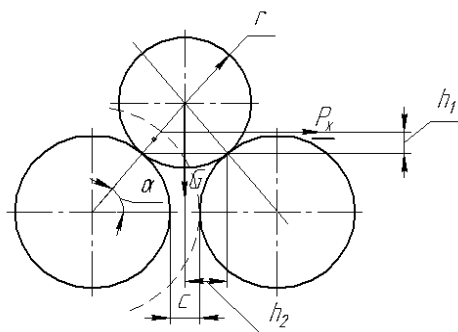
$$F_{Tp} = P \cdot f = \frac{P_y}{\cos \gamma} \cdot f \quad (12)$$

możemy zapisać:

$$P_y \geq \frac{G}{\sin \alpha} \cdot f + \frac{P_y}{\cos \gamma} \cdot f \cdot \cos \gamma \quad (13)$$

lub

$$P_y \geq \frac{G \cdot f}{\sin \alpha \cdot (1 - f)} \quad (14)$$



Rys. 3. Schemat działania momentów sił na bulwę.

Fig. 3. Diagram showing action of force moments on a tuber

Aby uniknąć wyrzucanie bulw przez walce oczyszczające, moment poprzecznej składowej siły nacisku spiralnego występu na bulwę powinien być mniejszy lub równy momentowi siły składowej nacisku bulwy na powierzchnię walca:

$$P_x \cdot h_1 \leq G \cdot h_2 \quad (15)$$

Parametry konstrukcyjne...

Przyjmując wysokość spiralnego występu równą szczelinie między walcami otrzymujemy:

$$\begin{aligned}h_1 &= c \cdot \sin \alpha \\h_2 &= r \cdot \cos \alpha\end{aligned}\quad (16)$$

Na podstawie wyrażenia:

$$P_x = P_y \cdot \operatorname{ctg} \gamma \quad (17)$$

i po podstawieniu wielkości P_y z wyrażenia 12 otrzymujemy:

$$\frac{G \cdot f}{\sin \alpha \cdot (1-f)} \cdot \operatorname{ctg} \gamma \cdot c \cdot \sin \alpha \leq G \cdot r \cdot \cos \alpha = 0,5 \cdot G \cdot r \cdot \cos \alpha = 0,5 \cdot G \cdot d \cdot \cos \alpha \quad (18)$$

$$\frac{G \cdot f}{1-f} \cdot \operatorname{ctg} \gamma \cdot c \leq 0,5 \cdot G \cdot d \cdot \cos \alpha \quad (19)$$

$$\frac{f}{1-f} \cdot \operatorname{ctg} \gamma \cdot c \leq 0,5 \cdot d \cdot \cos \alpha \quad (20)$$

a na podstawie wyrażenia 2:

$$\cos \alpha = \frac{d+c}{D+d} \quad (21)$$

Wtedy z warunku:

$$\frac{f}{1-f} \cdot \operatorname{ctg} \gamma \cdot c \leq 0,5 \cdot d \cdot \frac{d+c}{D+d} \quad (22)$$

można określić średnicę rolki:

$$D \leq \frac{0,5 \cdot d \cdot (d+c) \cdot (1-f) - d \cdot f \cdot \operatorname{ctg} \gamma \cdot c}{f \cdot \operatorname{ctg} \gamma \cdot c} \quad (23)$$

Z zależności 23 wynika, że wielkość średnicy walca zależy od wymiaru bulwy, szczeliny między walcami, rodzaju materiału walców i kąta nachylenia spiralnego występu.

Przy plonie ziemniaków $H = 40 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$, prędkości roboczej $V_r = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ i szerokości roboczej dwurzędowej maszyny $B = 1,4 \text{ m}$ otrzymujemy zasilanie bulwami $q = 4,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, a w sztukach na sekundę przy średniej masie bulwy $m = 0,12 \text{ kg}$ $q_{\text{szt}} = 37 \text{ szt} \cdot \text{s}^{-1}$.

Przyjmując powyższe założenie i średni wymiar bulw $d = 60 \text{ mm}$ można określić wielkość minimalnej prędkości ich przemieszczania na rolkowym separatorze. W celu uniknięcia spiętrzenia ziemniaków na roboczej powierzchni wielkość prędkości powinna wynosić:

$$V = \frac{q_{\text{szt}} \cdot d}{k} \quad (24)$$

gdzie:

k – liczba par rolek.

Podstawiając wartości q i d otrzymujemy z wyrażenia (22) zależność na prędkość przemieszczania ziemiaków:

$$V = \frac{2,22}{k} \quad (25)$$

Częstotliwość obrotów walców separatora określimy z zależności:

$$n = \frac{V \cdot 60}{t} \text{ min}^{-1} \quad (26)$$

gdzie:

t – skok spiralnego występu,

$$t = \frac{D}{\text{tg } \gamma} \quad (27)$$

gdzie:

γ – kąt nachylenia spiralnego występu.

Ostatecznie zależności na n i D mają następującą postać:

$$n = \frac{2,22 \cdot 60 \cdot \text{tg } \gamma}{k \cdot D} \quad (28)$$

$$D = \frac{2,22 \cdot 60 \cdot \text{tg } \gamma}{n \cdot k} \quad (29)$$

Przy $n = 100 \text{ min}^{-1}$, $\gamma = 30^\circ$ i $k = 10$ otrzymujemy $D = 0,064 \text{ m}$.

Na podstawie wyrażenia 2 określimy wielkość szczeliny między walcami:

$$c = (D + d) \cdot \cos \alpha - D$$

przy:

$d = 25 \text{ mm}$,

$D = 64 \text{ mm}$ i $\alpha = \varphi = 20^\circ$

$c \leq (64 + 20) \cdot 0,94 - 64 \leq 20$

a przy:

$d = 20 \text{ mm}$

$c = 15$.

Szerokość robocza separatora można określić z zależności:

$$B = (2 \cdot D + c) \cdot k \quad (30)$$

Na podstawie obliczeń $B = 1,43 \text{ m}$, co konstrukcyjnie odpowiada szerokości roboczej dwurzędowych maszyn do zbioru ziemiaków.

Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonego toku teoretycznych rozważań i obliczeń określono wyjściowe wielkości podstawowych parametrów i zakresów roboczych wzdłużnego rolkowo-walcowego separatora czyszczącego do ziemiaków.

Otrzymano następujące optymalne wartości:

1. $D = 0,064$ m,
2. $c = 15$ mm,
3. $\gamma = 30^\circ$
4. $h = 14$ mm,
5. $n = 100$ min⁻¹
6. materiał rolek – polipropylen
7. $\varphi = 20^\circ$.

Bibliografia

- Gach S., Kluczewsk J., Waszkiewicz Cz.** 1991. Maszyny rolnicze. Elementy teorii i obliczeń. Wyd. SGGW Warszawa. ISBN 83-00-02693-2.
- Lisowski A.** 1999. Modele matematyczne opisujące pracę agregatu do zbioru ziemniaków. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej. Nr 6. s. 17-20.
- Marks N., Baran D., Baran P., Krzysztofik B., Sobol Z.** 1997. Wpływ nowej techniki uprawy na powstawanie mechanicznych uszkodzeń bulw ziemniaka podczas zmechanizowanego zbioru. Inżynieria Rolnicza. Nr 1(1). Warszawa. s. 71-76.
- Pietrow G.D.** 1984. Kartofieliekubrocznyje maszyny. Maszynostrojenij, Moskwa, s. 80-232.
- Tanaś W.** 2001. Rozprawa doktorska z rekomendacji po rozwiązaniu koncepcji powyszenia proizvodstwa kartofielia i owoszczej. BGATU, Mińsk.
- Tanaś W.** 2007. Efektywność wykorzystania zmodernizowanej górnicy palcowej w maszynach do zbioru ziemniaków. Inżynieria Rolnicza. Nr 9(96). Kraków. s. 273-280.

DESIGN PARAMETERS OF A ROLLER-TYPE POTATO CLEANING SEPARATOR

Abstract. The publication presents one of the possibilities allowing to increase separation process intensity in potato harvesting machines by means of implementing a roller-type cleaning separator. Force systems were examined that act in different planes on a tuber lying on separator rollers. Design and kinematic parameters were determined for the unit.

Key words: potatoes, separation, roll separator-cleaner, constructional parameter

Adres do korespondencji:

Tanaś Wojciech; email: wojciech.tanas@up.lublin.pl
Katedra Maszynoznawstwa Rolniczego
Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie
ul. Głęboka 28
20-612 Lublin

