

УДК 631.311

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИСКОВОГО ПЛУГА

Семенюта А.М.,

Гуляйпільський механічний завод ВАТ «Мотор-Січ»

Білокопитов О.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Волик Б.А., к.т.н.

Колбасін В.О., к.т.н.

*Дніпропетровський державний аграрний університет**Тел. (0619) 42-25-85*

Анотація - в роботі аналітично обґрунтоване розташування корпусів на рамі плуга виходячи з забезпечення сталості виконання технологічного процесу при зміні кутів постановки диска до напрямку руху.

Ключові слова – *математична модель, дисковий плуг, характеристика борозни.*

Постановка проблеми. В останній час ґрунтообробні машини, в основі яких закладені робочі органи дискового типу, отримали пріоритетне розповсюдження. Пов'язане це перш за все з більш якісним виконанням технологічного процесу при меншому тяговому опорі у порівнянні з полицевим обробітком. Особливе місце в цій групі мають машини, в яких дискові робочі органи мають можливість зміни кутів в усіх трьох площинах - це дискатори та дискові плуги.

Дослідження робочих органів дискового типу та машин на їх основі являють собою досить складну задачу. Відсутність чіткої математичної моделі у свою чергу ускладнює розрахунок та проектування машини. Як наслідок, основний тягар на відпрацювання конструктивних параметрів лягає на польові та лабораторні випробування.

Аналіз досліджень та публікацій. Аналізом відомих конструктивних рішень машин, в основі яких закладено робочі органи дискового типу, встановлено, що практично всі параметри даних машин відпрацьовувались експериментально і мають обмежену аналітичну основу. Причиною тому є складність аналізу та опису руху ґрунтового шару як по робочій поверхні, так і після сходу з неї. А без цього створити повноцінну математичну модель не можливо.

Сили, що діють на диск практично не можливо привести до однієї рівнодіючої і тому в розрахунках доводиться користуватись головним вектором та моментом. При розрахунку діючих сил треба враховувати

- опір різанню кромкою леза;
- силу зсуву шару ґрунту сферичною поверхнею диска;
- сили тертя;
- сили інерції внаслідок надання шару ґрунту обертального руху.

Дисковий плуг з розташуванням дисків за класичною схемою полиневого плуга має переваги у порівнянні з дискатором при використанні на глибинах обробки 15 см та більше. Проте, невирішеною є проблема стабілізації його ходу при кількості дисків більше за три.

Метою роботи є аналітичне обґрунтування схеми розташування дисків на рамі дискового плуга.

Основна частина. Напрямок дії результуючої сили тяги дискового плуга при зміні кутів постановки диска на відміну від дискатора буде змінюватись. Розглянемо розрахункову схему (рис.1).

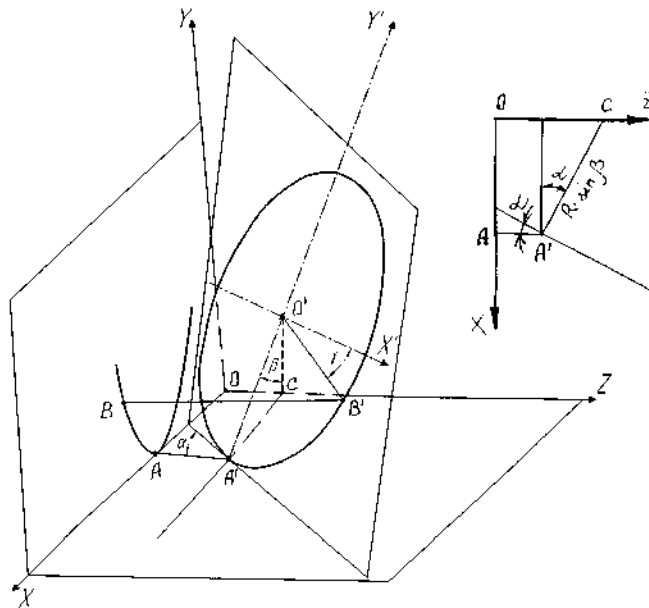


Рис. 1. Розрахункова схема до визначення профілю борозни.

Помістимо площину XOY перпендикулярно напрямку руху диска. Сам диск розмістимо в площині, встановленій під кутом α до напрямку руху і кутом β до вертикалі. Коло диска утворене переміщенням точки B' при зміні центрального кута γ . Перпендикуляр $O'C$ співпадає з віссю стояка диска і проходить через OZ . Проекція на XOY точки B' буде являти собою профіль борозни.

Особливе значення в проекції буде мати точка A , яка являє собою максимальне значення глибини борозни і положення якої

відносно OZ суттєво впливає на напрямок результуючої сили тяги. З розрахункової схеми рівняння профілю борозни

$$X = R \cdot \cos\alpha \cdot (\sin\beta + \cos\gamma) \quad (1)$$

$$Y = R \cdot (1 - \sin\gamma) \cdot \cos\beta \quad (2)$$

Результати розрахунку для найбільш імовірних значень кутів α і β представлені в табл.1, характерні профілі борозни – на рис. 2.

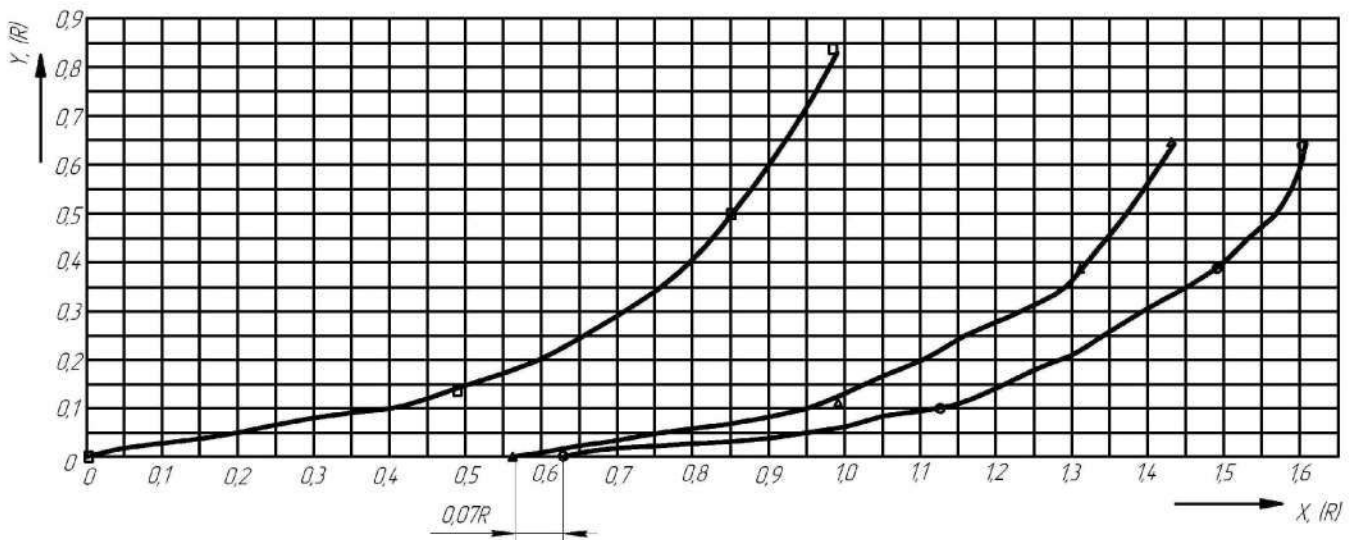


Рис. 2. Характерні профілі борозни в долях від радіусу диска (вісь Y співпадає з віссю стояка диска, $X = R \cdot X_{(R)}$, $Y = R \cdot Y_{(R)}$)

□ - $\alpha = 10^\circ$; $\beta = 0^\circ$ Δ - $\alpha = 30^\circ$; $\beta = 40^\circ$ - $\alpha = 10^\circ$; $\beta = 40^\circ$.

Аналіз графіків (рис.2.) та даних таблиці 1. показує, що положення борозни та її профіль суттєво залежать від кутів постановки диска. Так, абсолютний максимум дна борозни (точка А) при $R = 450$ мм та $R = 650$ мм становить відповідно 284 мм та 410 мм. Проте, більш реальний діапазон зміни становить $0,07R$, відповідно 32 мм та 45 мм.

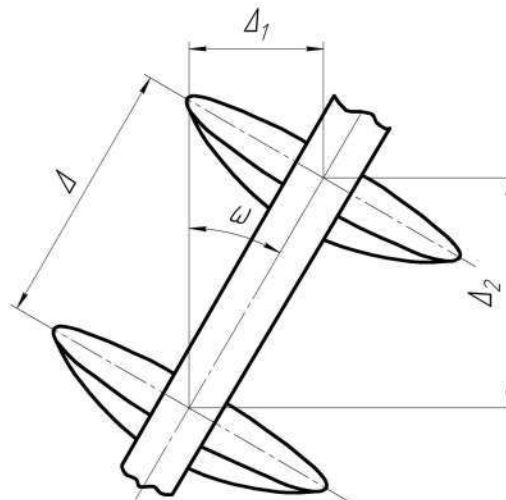


Рис. 3. Розрахункова схема до визначення Δ_1 та Δ_2 .

Таблиця 1 - Результати розрахунку профілю борозни для найбільш імовірних значень кутів α і β .

α	β	γ	X	Y
10	0	10	0,97	0,83
		30	0,85	0,50
		60	0,49	0,13
		90	0	0
	20	10	1,31	0,78
		30	1,20	0,47
		60	0,84	0,12
		90	0,35	0
	40	10	1,60	0,64
		30	1,49	0,39
		60	1,13	0,10
		90	0,63	0
30	0	10	0,85	0,83
		30	0,75	0,50
		60	0,43	0,13
		90	0	0
	20	10	1,15	0,78
		30	1,05	0,47
		60	0,73	0,12
		90	0,30	0
	40	10	1,41	0,64
		30	1,31	0,39
		60	0,99	0,10
		90	0,56	0
50	0	10	0,63	0,83
		30	0,56	0,50
		60	0,32	0,13
		90	0	0
	20	10	0,85	0,78
		30	0,78	0,47
		60	0,54	0,12
		90	0,22	0
	40	10	1,05	0,64
		30	0,97	0,39
		60	0,73	0,10
		90	0,41	0

У відповідності до розрахункової схеми (рис.3) визначаємо Δ_1 та Δ_2 , відповідно відстані між осями стояків та по ходу машини.

При роботі машин з дисковими робочими органами на дні борозни утворюються непорушені гребні, висота яких чітко агротехнічно аргументована. Тому, відстань Δ_1 визначаємо з точки зору саме висоти цих гребенів.

Висота непорушеного гребня над дном борозни

$$h = Y = R \cdot (1 - \sin \gamma_h) \cdot \cos \beta, \quad (3)$$

де γ_h – центральний кут, що відповідає висоті h над дном борозни,

$$\gamma_h = \arcsin \left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos \beta} \right), \quad (4)$$

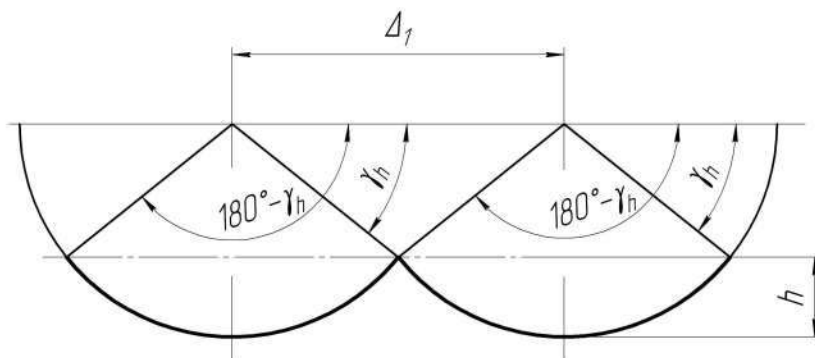


Рис. 4. Розрахункова схема до визначення Δ_1 .

З розрахункової схеми (рис.4) відстань Δ_1 не повинна перевищувати

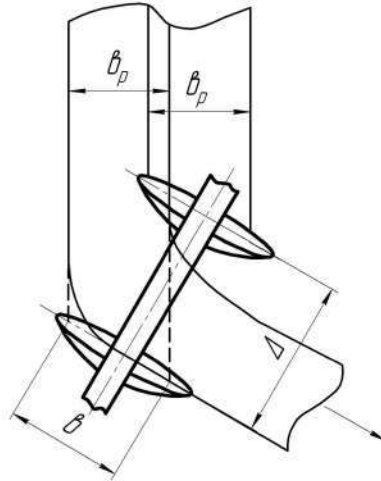
$$\Delta_1 < 2 \cdot R \cdot \cos \gamma_h = 2 \cdot R \cdot \cos \left[\arcsin \left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos \beta} \right) \right] \quad (5)$$

Як показує аналіз отриманої формули, умова перекриття за шириною захвату на рівні поверхні ґрунту буде виконуватись.

Відстань Δ (Δ_2) між дисками в продольному напрямку повинна забезпечувати вільне проходження ґрунтового потоку при зміні кутів параметрів постановки дисків (рис.5). Найбільш детально поведінку підрізаного шару ґрунту дослідив С.Г.Мударісов [1]. Він виділяє три основні різновиди його деформації:

- без зміни об'єму (вологі ґрунти);
- зі зменшенням об'єму (сухі рихлі ґрунти);
- зі збільшенням об'єму (сухі щільні ґрунти).

Автором відмічено, що збільшення об'єму відбувається в основному за рахунок збільшення вертикального розміру шару ґрунту. Найбільшу ширину ґрунтового потоку слід очікувати в першому випадку і вона буде практично співпадати з профілем борозни. Таким чином, відстань між робочими органами у прокольному напрямку достатньо прийняти такою, що дорівнює максимальній ширині захвату диска.

Рис. 5. Розрахункова схема до визначення Δ та Δ_2 .

Як показує практика експлуатації дискаторів, диск зберігає працездатність при зануренні у ґрунт не більше ніж $2/3$ його радіусу. Це відповідає центральному куту $\gamma = 20^\circ$. Максимальна глибина борозни в цьому випадку

$$a = 0,66 \cdot R \cdot \cos\beta, \quad (6)$$

$$\text{Ширина захвату диска } b_p = R \cdot \cos\alpha \cdot (\sin\beta + \cos 20^\circ) - R \cdot \cos\alpha \cdot (\sin\beta + \cos(180^\circ - 20^\circ)) = 1,88 \cdot R \cdot \cos\alpha, \quad (7)$$

Таким чином, відстань між дисками у повздовжній площині

$$\Delta > 1,88 \cdot R \cdot \cos\alpha, \quad (8)$$

кут нахилу поздовжньої балки рами

$$\theta = \arcsin \frac{\cos \left[\arcsin \left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos\beta} \right) \right]}{0,94 \cdot \cos\alpha}, \quad (9)$$

За своїм призначенням заднє опорне колесо повинно компенсувати дію реакції ґрунту у поперечній площині, тобто його дія аналогічна дії польової дошки полицевого плуга. Конструктивно опорне колесо складається з диска 1 і опорного котка 2 (рис.6.).

Бокове зусилля сприймається диском колеса, а опорний коток обмежує його занурення. Таким чином, робоча частина диска 1 обмежена площею сегменту BCEF (вид А).

З розрахунку тягового опору нами отримане значення повздовжньої складової сили опору. Поперечна складова цієї сили

$$W_\Gamma = W_\Sigma \cdot \sin\alpha, \quad (10)$$

Ця сила повинна бути компенсована силою зминання ґрунту

$$W'_r = W_\Gamma = q \cdot S \cdot h, \quad (11)$$

$$S = \frac{W_\Gamma}{q \cdot h}, \quad (12)$$

де q – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту; S – площа контакту; h – припустима глибина зминання.

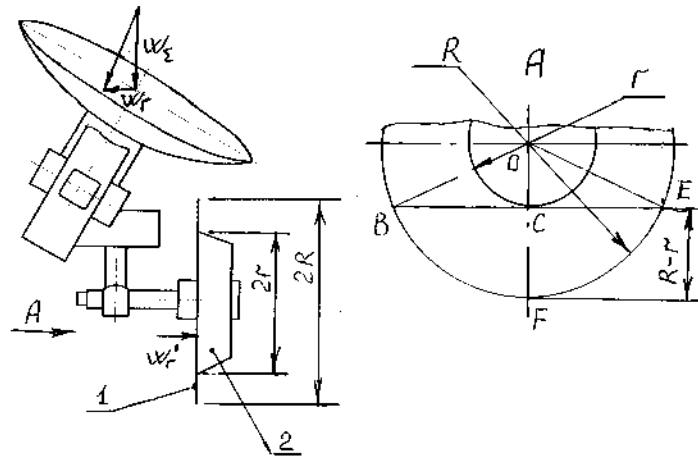


Рис. 6. Розрахункова схема заднього опорного колеса.

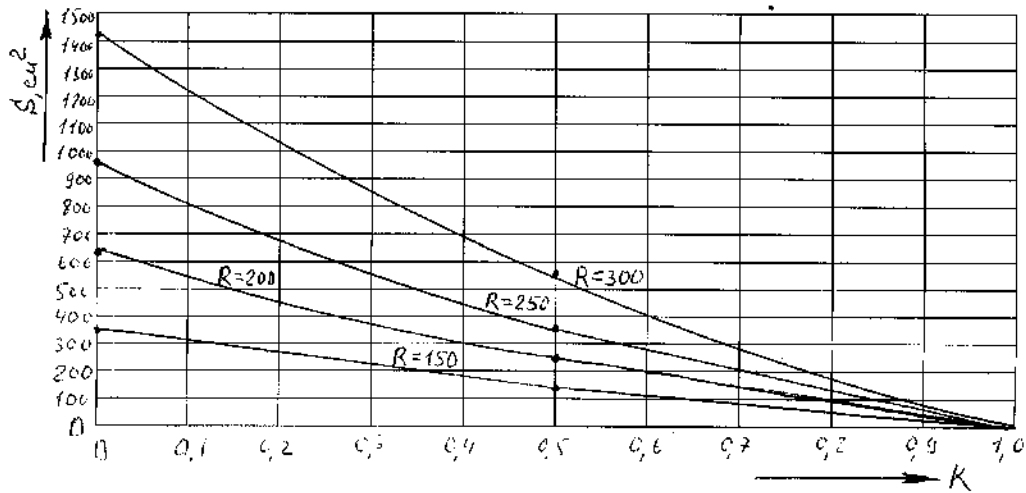


Рис. 7. Залежність площі контакту диска борозного колеса від співвідношення $k = \frac{r}{R}$. (У зв'язку з тим, що у довідковій літературі одиниці виміру за правило $q[\text{н}/\text{см}^3]$ та $h[\text{см}]$, площу контакту наводимо у $[\text{см}^2]$).

Площа сектора OBFE

$$S_C = R^2 \cdot \arccos \frac{r}{R}, \tag{13}$$

площа трикутника OBE

$$S_{\Delta} = r \cdot \sqrt{R^2 - r^2}. \tag{14}$$

Тоді, пошукувана площа сегменту BCEF

$$S = R^2 \cdot \arccos \frac{r}{R} - r \cdot \sqrt{R^2 - r^2}. \tag{15}$$

Введемо позначення $k = \frac{r}{R}$. Тоді, рівняння (15) прийме вид

$$S = R^2 \cdot (\arccos(k) - k \cdot \sqrt{1 - k^2}). \tag{16}$$

Якщо задатися величиною R , то площа контакту буде визначатись величиною k . Проте, рівняння (16) у явному виді вирішити не можливо. Тому, представимо результати розрахунку у вигляді графіків (рис.7). Таким чином, для визначення радіусу котка борозного колеса необхідно за формулою (12) визначити мінімально необхідну площу контакту і потім, задавши величину R за графіком (рис.7) визначити k . Потрібний радіус буде дорівнювати $r = k \cdot R$.

Висновки. Особливістю дискового плуга є те, що напрямок дії сили тяги не співпадає з полицевим плугом і того ж змінюється у відповідності до зміни кутів постановки дисків. Тому, використання рами серійного плуга хоча і є можливим, але не оптимальним. Запропонована методика розрахунку компоновки дискового плуга дозволяє максимально зменшити дію бокових сил, але повністю їх компенсувати не є можливим. Використання у якості компенсуючого елемента замість польової дошки диска борозного колеса в даній конструкції є найбільш виправданим.

Література

1. *Мударисов С.Г.* Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук /С.Г. Мударисов – Челябинск, 2007. – 40 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИСКОВОГО ПЛУГА

А.Н. Семенюта, А.В. Белокопытов, Б.А. Волик, А.А. Колбасин

Аннотация - в работе аналитически обосновано расположение корпусов на раме плуга исходя из обеспечения устойчивости выполнения технологического процесса при изменении углов постановки диска относительно направления движения.

MATHEMATICAL MODEL OF DISK PLOUGH

A. Semenyta, J. Bilokopitov, B. Volik, O. Kolbasin

Summary

In-process it is analytically reasonable location corps on a frame to the plough coming from providing of constancy of implementation of technological process at the change of corners of raising of disk to direction of motion.