Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, М.С. Волянський,
В.М. Мартишко, Ю.О. Гуменюк

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Навчальний посібник

Київ
«Агроосвіта»
2017

УДК 631.3-82: 378.022
ББК 40.72:40.я73
С11

Авторський колектив:
Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, М.С. Волянський,
В.М. Мартишко, Ю.О. Гуменюк

Рецензенти:
В.Г. Мироненко **–** д-р техн. наук, професор Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»;
В.М. Барановський **–** д-р техн. наук, професор Тернопільського технічного університету ім. Івана Пулюя;
С.Ф. Пилипака **–** д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри нарисної геометрії, комп'ютерної графіки та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України

Рекомендовано Вченою радою Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол від 25 жовтня 2017 р. № 3)

С11 Сільськогосподарські машини : навч. посіб. / Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С. , Мартишко В.М. , Гуменюк Ю.О. – Київ : «Агроосвіта», 2017. – 180 с.

ISBN 978-966-7906-99-3

У навчальному посібнику наведено теоретичні відомості, зміст, методику виконання курсових робіт з розрахунку і проектування машин для вирощування сільськогосподарських культур, збирання та обробки врожаю.

Навчальний посібник для підготовки фахівців ступеня вищої освіти «бакалавр» у аграрних вищих навчальних закладах III-IV рівнів акредитації спеціальності 208 «Агроінженерія» галузі знань 20 «Аграрні науки та продовольство».

ISBN 978-966-7906-99-3

УДК 631.3-82: 378.022
ББК 40.72:40.я73

© Д.Г. Войтюк та ін., 2017

ПЕРЕДМОВА

Типовою програмою навчальної дисципліни «Сільськогосподарські машини» передбачено виконання курсової роботи, яка є завершальним етапом вивчення дисципліни.

Мета курсової роботи – розширення та поглиблення теоретичних і практичних знань, необхідних для вирішення конкретних питань і завдань у галузі сільськогосподарського виробництва.

У навчальному посібнику наведено теоретичні відомості, зміст, методику виконання курсових робіт з розрахунку і проектування машин для вирощування сільськогосподарських культур, збирання та обробки врожаю.

Під час написання навчального посібника його автори намагалися навести матеріал так, щоб студент менше витрачав часу на виконання курсової роботи, а текстова частина посібника мала найменший обсяг. Для цього у «Загальних вказівках» посібника наведено структуру курсової роботи, рекомендовану літературу та зміст «Реферату», які є однаковими для кожної теми курсової роботи.

ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Курсова робота складається з розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини.

Розрахунково-пояснювальну записку виконати на аркушах формату А4 обсягом 25…30 сторінок. У записці мають бути: титульний аркуш (додаток А), завдання на курсову роботу (додаток Б), зміст записки, реферат, вступ, 10…12 розділів, висновки і пропозиції, список використаної літератури, додатки.

Текст записки бажано ілюструвати рисунками, таблицями тощо.

Зміст, реферат, вступ, розділи тощо слід починати на аркушах з великим штампом (185х40) (додаток Г), а продовження – на аркушах з малим штампом (185х15) (додаток Д).

Крім того, записка повинна мати шифр:

01.01.12.00.00.000.КР, де перші чотири цифри – *шифр кафедри*, дві наступні – *варіант*, інші 00.00.000 – для *шифрування аркушів графічної частини*, останні дві літери означають: КР – *курсова робота*, ПЗ – *розрахунково-пояснювальна записка* або СК – *складальний кресленик* тощо (додаток).

Графічну частину виконати на двох аркушах:

- аркуш 1 (формат А1) – «Схема кінематична», «Схема технологічна» (косарка, фреза, жатка валкова тощо);
- аркуш 2 (формат на вибір виконавця, узгоджується з керівником) – «Складальний кресленик» (ротор, різальний апарат, диск розкидальний тощо).

Реферат – обсяг одна сторінка. Коротко навести складові частини роботи. (Курсова робота складається із розрахунково-пояснювальної записки на 29 аркушах рукописного тексту, 12 рисунків, п’яти таблиць, списку використаної літератури (10 найменувань), додатків на двох аркушах та графічної частини на двох аркушах формату А1).

Описати питання, розглянуті в роботі. (Наведено аналіз існуючих способів і технічних засобів збирання зернових культур, вибір, обґрунтування і розрахунок мотовила, різального апарата, транспортера … валової жатки, енергетичний розрахунок агрегату… тощо, кінематико-технологічну схему валкової жатки … тощо).

Навести найбільш вживані слова. (Ключові слова: зернові культури, жатка, комбайн, мотовило, різальний апарат, транспортер, двофазний спосіб … тощо).

Всі інші складові розрахунково-пояснювальної записки, починаючи зі «Вступ», закінчуючи «Список літератури» наведено у «Зміст» розрахунково-пояснювальної записки стосовно певної теми курсової роботи.

Основну рекомендовану літературу, однакову для усіх тем курсових робіт, наведено нижче, а конкретних тем – у кінці змісту розрахунково-пояснювальної записки кожної теми. Для зручності нумерацію основного переліку рекомендованої літератури розпочато із числа 20, а до цього числа буде вказано перелік літератури, зазначений у кожній темі курсової роботи.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Основна

20. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку : навч. посіб. / Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. ; за ред. Д.Г. Войтюка. – Суми : ВТД «Університетська книга», 2008. – 543 с.

21. Горячкин В.П. Собрание починений : в 3 т / В.П. Горячкин ; под. ред. акад. Н.Д. Лучинського. – [2-е изд.] – Москва : Колос, 1968. – . –. Т.3. – 1968. – 348 с.

22. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / П.М. Заїка – Харків : Око, 2001. – . –

Т.1 : Ч. 1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – 2001. – 444 с.

23. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / П.М. Заїка – Харків: Око, 2001. – . –

Т.1 : Ч. 2. Машини для сівби та садіння. – 2001. – 452 с.

24. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / П.М. Заїка – Харків: Око, 2002. – . –

Т.1 : Ч. 4. Машини для захисту рослин від шкідливих хвороб. – 2002. – 272 с.

25. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів : підручник / [Войтюк Д.Г. та ін] ; за ред. С.С. Яцуна. – [2-е вид., перероб. і доп.]. – Суми : «Сумський національний аграрний університет», 2011. – 444 с.

26. Погорелый Л. В. Сельскогозяйственная техника и технологии будущого / Л. В. Погорелый. – Киев : Урожай, 1988. – 176 с.

27. Проектування сільськогосподарських машин : навч. посіб. / [Бендера І.М. та ін.] ; за ред. І.М. Бендери, А.В. Рудя, Я.В. Козія. – Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин О.В., 2011. – 640 с.

28. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування : підручник / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний ; за ред. М.І. Черновола. – Київ : Урожай, 2001. – . –

Кн.1 : Машини для рільництва. – 2001.– 384 с.

29. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування : підручник / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало ; за ред. М.І. Черновола. – Київ : Урожай, 2002. – . –

Кн.2 : Машини для рільництва. – 2002.– 364 с.

30. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник / [за. ред. Д.Г. Войтюка]. – Київ : Вища освіта, 2005. – 464 с.

31. Сільськогосподарські машини : підручник / [Войтюк Д.Г. та ін.] ; за. ред. Д.Г. Войтюка. – Київ : Агроосвіта, 2015. – 679 с.

32. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / [за ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Коваля], – Київ : Аграрна наука, 2004. – 396 с.

І. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «ФРЕЗА ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Обґрунтувати актуальність тему курсової роботи, навести заходи, які забезпечують впровадження індустріальних технологій вирощування сільськогосподарських культур завдяки підвищенню технічного рівня ґрунтообробних машин, зокрема комбінованих і в тому числі фрезерних [1, 2, 3, 4, 5]. Поставити мету та завдання курсової роботи.

1. Способи обробітку ґрунту

Стисло описати сучасний стан розвитку ґрунтообробних машин. Обґрунтувати доцільність розробки саме фрезерної ґрунтообробної машини (фрези) [1, 5, 7, 26].

2. Огляд конструкцій фрезерних машин

Описати конструкційні відмінності фрезерних машин залежно від призначення (польові, садові та інші) та положення фрезерного барабана відносно напрямку руху агрегату. Навести класифікаційну схему, марки сучасних фрез вітчизняного та зарубіжного виробництва, використовуючи патенти (авторські свідоцтва).

Техніко-економічні показники машин подати у вигляді таблиці в кінці розділу. Рекомендовані літературні джерела [3, 4, 5, 7], а також періодичні видання.

3. Механіко-технологічні передумови до розробки фрези

3.1. Фізико-механічні властивості ґрунтів як об'єкта обробітку

Навести властивості, необхідні для виконання розділу 4. Звернути увагу на ступінь розпушування ґрунтів та знищення бур'янів. Показати зв'язок між поліпшенням фізико-механічних властивостей ґрунту та його потенційною родючістю.

3.2. Агротехнічні та експлуатаційні вимоги до ґрунтообробних фрез

Під час опрацювання цього розділу навести вимоги, які відповідають призначенню вибраної для розробки фрези. Використати літературні джерела [5, 7].

4. Обґрунтування та розрахунок основних параметрів фрези

4.1. Вихідні дані

Призначення фрези; ширина захвату (B, м); швидкість агрегату ($V_м$, км/год); глибина обробітку ґрунту (h, см); питомий опір деформації ґрунту (ρ, МПа).

Дані вибрати із табл. 1 згідно з варіантом.

4.2. Визначення основних параметрів фрези з горизонтальною віссю обертання

На рис. 1 наведено схему ґрунтообробної фрези (польової або для ягідників).

Схему фрези для обробітку пристовбурних смуг у саду наведено на рис. 2.

4.2.1. Діаметр фрезерного барабана

Діаметр фрезерного барабана D за кінцями ножів вибирати за умови забезпечення обробітку ґрунту на задану глибину h і заглиблення лише ножів (інші деталі барабана мають проходити над поверхнею поля з мінімальним зазором 50…60 мм). Для більшості фрез $D = (2{,}5...3{,}5)\ h$.

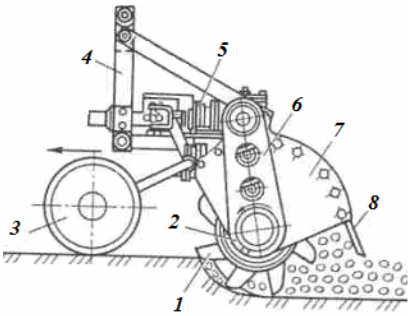


Рис. 1. Схема ґрунтообробної фрези:
1 – ніж; *2* – барабан; *3* – опорне колесо; *4* – навіска; *5* і *6* – редуктори; *7* – кожух; *8* – решітка

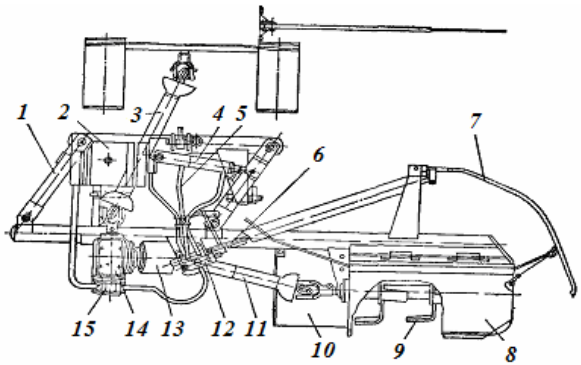


Рис. 2. Фреза садова ФА-0,76:
1 – рама; *2* – бак для оливи; *3* – карданний вал; *4* – гідроциліндр; *5* – гідропровід; *6* – тяга щупа; *7* – щуп; *8* – кожух фрези; *9* – фрезерний барабан; *10* – башмак; *11* – карданний вал фрези; *12* –- гідророзподільник; *13* – муфта; *14* – редуктор; *15* – насос

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

Варіант	Швидкість агрегату, $V_м$, км/год	Ширина захвату, B, м	Глибина обробітку, h, см	Питомий опір різанню, ρ, МПа	Призначення фрези
1	3,0	2,20	18	70	*
2	3,8	2,25	16	75	*
3	3,0	0,70	10	30	***
4	4,2	2,00	8	35	**
5	3,8	0,75	12	45	***
6	3,2	0,90	13	35	***
7	3,8	2,0	10	65	**
8	4,0	0,85	14	50	***
9	3,2	2,15	18	80	*
10	3,5	0,70	15	40	***
11	3,0	2,40	16	85	*
12	4,0	0,80	10	55	***
13	4,0	2,10	6	50	**
14	3,8	0,85	12	30	***
15	4,0	0,75	13	60	***
16	3,5	1,95	12	65	**
17	2,6	2,35	17	85	*
18	3,4	0,90	14	35	***
19	4,2	1,90	10	45	**
20	2,4	2,25	18	72	*
21	3,2	2,05	12	55	**
22	2,5	2,50	16	86	*
23	3,2	0,75	15	30	***
24	2,2	2,45	18	90	*
25	3,6	1,85	14	55	**
26	3,5	0,8	12	55	***
27	4,2	1,50	16	45	*
28	3,8	0,9	10	35	***
29	3,0	2,20	16	85	*
30	3,8	2,25	18	70	*

Призначення фрези:

* польова;

** для обробітку ягідників та молодих садів;

*** для обробітку пристовбурних смуг в садах.

4.2.2. Кількість ножів, закріплених на одному диску

Основні критерії для вибору кількості ножів z – це подача і гребенчастість дна борозни, які задають відповідні агротехнічні вимоги. Вибирати z потрібно згідно з рекомендаціями та оглядом конструкцій фрез [2, 5]. Зазвичай $z = 2; 4$ або 6 .

4.2.3. Кількість дисків на барабані:

$$m = \frac{B}{2l + \delta}, \tag{1}$$

де $l = 0{,}1 \ldots 0{,}15$ м – довжина відігнутої частини ножа;

δ – товщина диска.

4.2.4. Кінематичний режим роботи фрези:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)\pi - \arcsin\left(1 - \frac{h_2}{R}\right)}{\frac{1}{R}\sqrt{2Rh_2 - h_2^{\,2}}}, \tag{2}$$

де $h_2 =$ (0,1...0,15) h – висота гребенів;

R – радіус фрезерного барабана, ($R = D/2$).

Для польових та садових фрез $\lambda = 3...8$.

4.2.5. Частота обертання барабана:

$$n = \frac{60V_к}{\pi D}, \text{ об/хв}, \tag{3}$$

де $V_к$ – колова швидкість барабана, м/с ($V_к = V_a\lambda$), для польових та садових фрез $V_к = 5 \ldots 6$ м/с.

4.2.6. Подача на ніж

Визначити з урахуванням мінімальної гребенчастості дна борозни та параметрів барабана (рис. 3) [4, 8]:

$$S = \frac{\pi D}{z\lambda}, \text{ м.} \qquad (4)$$

Рекомендоване значення S = 0,05...0,15 м.

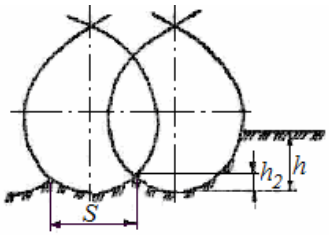


Рис. 3. Схема до визначення подачі на ніж і висоти гребенів дна обробітку:
h – глибина обробітку; h_2 – висота гребенів; S – подача на ніж

4.2.7. Кут встановлення ножів на дисках відносно радіуса барабана та кут їх загострення (рис. 4).

Вказані кути визначити за умови найменшого опору різанню та самоочищення під час роботи [4, 5].

Кут γ_2 приймають в межах 30...40°.

$$\gamma_1 = 90 - \gamma_2. \qquad (5)$$

4.2.8. Потужність, яка реалізується фрезою з Г-подібними ножами

У загальному вигляді потужність, яка витрачається на роботу фрези, розрахувати як суму трьох видів потужностей:

$$N = N_\partial + N_в + N_п, \text{ кВт,} \qquad (6)$$

де $N_д$ – потужність на деформацію ґрунту, кВт;

$N_в$ – потужність на відкидання стружки, кВт;

$N_п$ – потужність на переміщення фрези по полю, кВт.

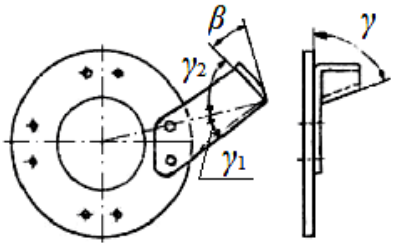


Рис. 4. Схема встановлення ножів на фрезерному барабані:
β – кут загострення ножа; γ – кут розміщення різальної кромки ножа;
γ_1 і γ_2 – кути встановлення

Визначальною є потужність $N_д$, яку визначити за формулою:

$$N_д = 10^{-3} p \cdot c \cdot h \cdot z \frac{V_к}{\pi \cdot D}, \quad \text{кВт}, \tag{7}$$

де p, Н/м^2; h, м; $V_к$, м/с; D, м.

c – переріз грунтової стружки, м^2, $c = s \cdot l$.

Потужність на відкидання стружки:

$$N_в = 10^{-3} \cdot \frac{k_в \cdot B \cdot z \cdot h \cdot \psi \cdot V_к^2}{2}, \text{ кВт}, \tag{8}$$

де $k_в$ – коефіцієнт який залежить від форми ножа ($k_в$ = 0,85...1,0);

ψ – об'ємна маса ґрунту, кг/м^3.

B, м; h, м; $V_к$, м/с.

Потужність $N_п$ на переміщення фрези:

$$N_n = \frac{G_ф \cdot f \cdot V_м}{270} \cdot 0{,}736, \quad \text{кВт}, \tag{9}$$

де $f = 0{,}15…0{,}20$ – коефіцієнт опору перекочування;

$G_ф$ – маса (вага) фрези, кгс (вибрати з існуючих аналогів).

$V_м$, м/с.

Потужність на ВВП трактора:

$$N_{ВВП} = \frac{N_д + N_в}{\eta_{пер}}, \text{ кВт}, \tag{10}$$

де $\eta_{пер}$ – коефіцієнт корисної дії передач від фрезерного барабана до ВВП (визначити з прийнятої кінематичної схеми приводу барабана).

4.2.9. Кінематичний розрахунок

За відомої частоти обертання барабана і ВВП вибрати схему передач і розрахувати загальне передатне число *i*. Кінематичну схему наведено на рис. 5.

У цьому розділі використати підручники та довідники з дисциплін «Експлуатація МТП» та «Трактори і автомобілі».

5. Енергетичний розрахунок агрегату

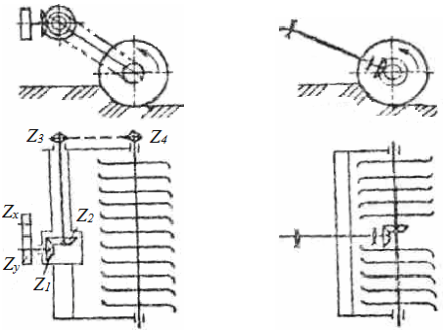
5.1. Витрати потужності в трансмісії трактора:

$$N_{тр} = (1 - \eta_{тр})N_e, \text{ кВт}, \tag{11}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна трактора вибраного класу, кВт, (клас трактора вибрати орієнтовно, виходячи з технічної характеристики фрези);

$\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора.

Для тракторів класу 1,4 $\eta_{тр}$ = 0,8...0,9.



а *б*

Рис. 5. Кінематичні схеми фрези з горизонтальною віссю обертання:
а – з боковим приводом; *б* – з центральним приводом

5.2. Потужність, яка витрачається на переміщення агрегату:

$$N_f = \frac{(G_{тр} + G_{ф}) \cdot f \cdot V_{м}}{270} \cdot 0{,}736, \quad \text{кВт}, \qquad (12)$$

де $G_{тр}$ і $G_{ф}$ – відповідно вага трактора і фрези, кгс;

f – коефіцієнт опору на перекочування агрегату (f = 0,01…0,1);

$V_{м}$, км/год.

5.3. *Потужність, яка витрачається на буксування:*

$$N_{б} = N_e \eta_{тр} \delta, \quad \text{кВт}, \qquad (13)$$

де δ – коефіцієнт буксування (δ = 0,05...0,12).

5.4. *Потужність, яка витрачається на подолання схилів:*

$$N_{сх} = (G_{тр} + G_{ф})\ i\ V_{м}\ , \text{кВт}, \quad (14)$$

де i – величина схилу (i = 0,01…0,05).

5.5. Сумарна потужність на роботу фрезерного агрегату:

$$N_{\sum} = N_{ВВП} + N_{тр} + N_{аг} + N_{б} + N_{сх,} \quad \text{кВт}. \quad (15)$$

5.6. Коефіцієнт використання потужності двигуна:

$$\eta = \frac{N_{\Sigma}}{N_{e}},$$

η = 0,8 ... 0,9 вважають нормальним.

6. Розрахунок на міцність

Під час опрацювання розділу використовувати літературу з розділів дисциплін «Деталі машин» та «Опір матеріалів». Виконати згідно із завданням керівника.

7. Будова, процес роботи, наладка і ТО фрези

Стисло описати будову, посилаючись на графічну частину курсової роботи та рисунки, процес та умови роботи фрези. Навести основні вимоги до конструкції і робочих органів. Вказати основні регулювання.

8. Охорона праці

Навести заходи з охорони праці під час роботи на фрезерних ґрунтообробних агрегатах. Описати пристрої, передбачені для безпечної роботи фрези.

9. Техніко-економічне обґрунтування

Розрахувати продуктивність розробленої фрези, навести технічну характеристику, а також фактори які впливають на підвищення ефективності роботи.

Порівняльне оцінювання економічної ефективності виконати згідно з додатковим завданням викладача.

Висновки

Навести висновки, які випливають з виконаної роботи, а також рекомендації, які можуть використати розробники або експлуатаційники фрези.

Література

1. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини / Д.Г. Войтюк, Г.Р. Гаврилюк. – Київ : Урожай , 1994. – 448 с.
2. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 328 с.
3. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины / Ф.М. Канарев. – М осква : Машиностроение, 1977. – 142 с.
4. Матяшин Ю.И. Расчет и проектирование ротационных почвообрабатывающих машин / Ю.И. Матяшин. – Москва : Агропромиздат, 1988. – 212 с.
5. Листопад Д.Н. Фрезерні ґрунтообробні машини / Д.Н. Листопад. – Київ : Урожай, 1985. – 232 с.
6. Ротационные почвообрабатывающие машины / [Яцук Е. П. и др.]. – Москва : Машиностроение, 1971. – 255 с.
7. Аниферов Ф. Е. Машины для садоводства / Ф.Е. Аниферов. – Ленинград : Агропромиздат, 1990. – 304 с.

ІІ. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «КУЛЬТИВАТОР ДЛЯ СУЦІЛЬНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Обґрунтувати актуальність теми курсової роботи, відзначити важливість суцільного обробітку ґрунту культиваторами, його значення у вирощуванні сільськогосподарських культур і строки виконання. Показати значення курсової роботи у виконанні завдань перед сільськогосподарським виробництвом, вказати її мету і завдання [21, 22, 23, 26].

1. Способи обробітку ґрунту

Стисло описати сучасний стан розвитку ґрунтообробних машин. Обґрунтувати доцільність розробки культиватора для суцільного обробітку ґрунту [21, 22, 23, 26].

2. Огляд існуючих конструкцій культиваторів для суцільного обробітку ґрунту

Навести стислий опис особливостей конструкцій сучасних культиваторів для суцільного обробітку ґрунту як вітчизняного, так і іноземного виробництва. При цьому звернути увагу на конструкцію рами, ходової системи, типи робочих органів і систему кріплення їх до рами та на механізми регулювання глибини обробітку. Конструкції, які заслуговують на увагу і можуть бути використані під час проектування, необхідно описати і проаналізувати більш детально. Для розглянутих

конструкцій культиваторів навести основні техніко-експлуатаційні показники у вигляді таблиці.

У кінці розділу на основі аналізу розглянутих конструкцій культиваторів дати висновок про подальший напрям розвитку конструкцій культиваторів для суцільного обробітку ґрунту та доцільність використання в проектованому культиваторі тих чи інших конструктивних елементів, системи кріплення робочих органів та механізмів регулювання глибини обробітку ґрунту [1, 21, 22, 23, 26]].

3. Механіко-технологічні передумови до розробки культиватора

3.1. Характеристика ґрунту як об'єкта обробітку

Навести фізико-механічні та технологічні властивості того типу ґрунту, для обробітку якого проектують культиватор.

Доцільно розглянути такі основні властивості ґрунту: вологість, щільність (об'ємна маса), коефіцієнт тертя (кут тертя) за різними матеріалами, кут сколювання, твердість ґрунту, питомий опір обробітку.

Матеріал цього розділу доцільно подати у вигляді тексту і таблиць [3, 5, 21, 22, 23, 26].

3.2. Агротехнічні вимоги до культиваторів для суцільного обробітку ґрунту

Навести агротехнічні вимоги до культиваторів для суцільного обробітку ґрунту, виходячи з даних науки і передових методів використання сільськогосподарської техніки з урахуванням агротехніки обробітку фунту. Вимоги необхідно чітко сформулювати окремими пунктами.

Наведені пункти агротехнічних вимог мають бути покладені в основу розробки нової конструкції культиватора [1, 21, 22, 23, 26].

4. Обґрунтування, розрахунок та проектування культиватора

4.1. Вихідні дані

Вихідними даними для виконання курсової роботи є: тип культиватора (причіпний, начіпний); клас трактора, з яким він агрегатується; глибина обробітку ґрунту (мінімальна і максимальна); тип ґрунту (легкий, середній, важкий), для якого він призначений (табл. 1).

4.2. Ширина захвату культиватора

Розрахункову ширину захвату культиватора визначити з умови тягового зусилля трактора на відповідній швидкості руху [6, 26]:

$$B = \frac{P_T}{k}\eta, м\,, \qquad (1)$$

де B– розрахункова ширина захвату культиватора, м;

$P_т$ – тягове зусилля трактора на заданій швидкості, Н, (див. додаток 2);

k – питомий опір ґрунту роботі культиватора, Н/м, (див. додаток 1);

η – коефіцієнт використання тягового зусилля трактора, η = 0,8…0,95.

4.2. Ширина захвату культиватора

Розрахункову ширину захвату культиватора визначити, виходячи з тягового зусилля трактора на відповідній швидкості руху, за формулою [6, 26]:

$$B = \frac{P_T}{k}\eta, м\,, \qquad (1)$$

де B – розрахункова ширина захвату культиватора, м;

$P_т$ – тягове зусилля трактора на заданій швидкості, Н, (див. додаток 2);

k – питомий опір ґрунту роботі культиватора, Н/м, (див. додаток 1);

η – коефіцієнт використання тягового зусилля трактора,

η = 0,8…0,95.

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

Варіант	Тип культиватора	Клас трактора	Глибина обробітку, *a*, мм		Максимальна робоча швидкість, м/с	Тип ґрунту
1	Причіпний	1,4	7	14	2,2	Легкий
2	Причіпний	3	8	14	2,2	Легкий
3	Начіпний	1,4	7	14	2,2	Легкий
4	Начіпний	3	8	14	2,2	Легкий
5	Начіпний плоскоріз	3	8	20	2,2	Середній
6	Начіпний плоскоріз	5	15	30	2,2	Важкий
7	Причіпний	1,4	6	12	2,2	Важкий
8	Причіпний	3	8	12	2,2	Важкий
9	Начіпний	1,4	6	12	2,2	Важкий
10	Начіпний	3	8	12	2,2	Важкий
11	Причіпний	1,4	7	12	2,2	Важкий
12	Причіпний	3	6	14	2,2	Важкий
13	Начіпний	1,4	7	18	2,2	Важкий
14	Начіпний	3	8	18	2,2	Важкий
15	Начіпний плоскоріз	3	7	18	2,2	Важкий
16	Начіпний плоскоріз	5	15	30	2,2	Важкий
17	Причіпний	1,4	7	16	2,8	Важкий
18	Причіпний	3	8	18	2,8	Важкий
19	Начіпний	1,4	6	16	2,8	Середній
20	Начіпний	3	6	16	2,8	Середній
21	Начіпний	2	7	18	2,8	Середній
22	Причіпний	2	7	16	2,8	Середній
23	Начіпний	1,4	6	18	2,8	Легкий
24	Начіпний	3	7	18	2,8	Легкий
25	Начіпний	5	8	18	2,8	Легкий
26	Причіпний	5	10	18	2,8	Важкий
27	Причіпний плоскоріз	3	7	20	2,2	Важкий
28	Начіпний	2	4	16	2,8	Важкий
29	Причіпний	1,4	10	16	2,2	Легкий
30	Причіпний	3	7	16	2,2	Легкий

Визначаючи робочу ширину захвату культиватора, необхідно врахувати, що здебільшого водночас з культивацією проводять і боронування ґрунту. Тому питомий опір ґрунту роботі культиватора k становить:

$$k = k_k + k_б$$

де k_k – питомий опір ґрунту під час культивації, Н/м;

$k_б$ – питомий опір ґрунту під час боронування, Н/м, (див. додаток 1).

Розрахункову ширину захвату культиватора визначають окремо для мінімальної та максимальної глибин обробітку ґрунту ($B_{\min}, B_{\max}$), наведених в індивідуальному завданні кожного студента.

Під час визначення робочої ширини захвату культиватора необхідно пам'ятати, що частина тягового зусилля трактора витрачається на переміщення культиватора по полю (на колісний хід культиватора). Ці витрати визначають з умови, що питома маса культиватора становить 150…200 кг на кожен метр ширини його захвату. Коефіцієнт опору перекочуванню по злежаній оранці для коліс із стальним ободом становить 0,16, а для коліс із пневматичними шинами – 0,12. По свіжозораному полю – відповідно 0,22 і 0,16 (див. додаток 3).

Тоді тягове зусилля на перекочування по полю колісного ходу культиватора дорівнює:

$$R = k_n mg, \text{ Н},$$

де k_n – тягове зусилля: на перекочування культиватора, Н;

А,, – коефіцієнт опору перекочуванню; /я – розрахункова маса культиватора, кг.

g – прискорення вільного падіння, g = 9,8 м/с^2.

Тягове зусилля трактора на переміщення культиватора по полю (тяговий опір його переміщенню) визначають для максимальної і мінімальної розрахункової ширини захвату культиватора.

Робочу ширину захвату культиватора з урахуванням тягового опору переміщенню його по полю визначити за залежністю:

$$B_p = \frac{P_T - R}{k}\eta \text{, м,} \qquad (2)$$

де B_p – розрахункова ширина захвату культиватора з урахуванням опору ґрунту переміщенню його по полю, м;

P_T і R, Н; k, Н/м.

Після проведення обчислень, врахувавши умови роботи культиватора (тип ґрунту, робочу швидкість, клас трактора та інше), приймають остаточно робочу ширину захвату культиватора B_p для мілкого та глибокого обробітку ґрунту.

У випадку, коли прийнята ширина захвату для причіпних культиваторів з шарнірною системою кріплення робочих органів до рами перевищує 4,0…4,2 м, а культиваторів-глибокорозпушувачів – 3,5 м, то доцільно агрегатувати з трактором одночасно декілька культиваторів відповідно з шириною захвату 4,2 і 3,5 м.

У начіпних культиваторів за ширини захвату понад 4,0…4,2 м, а культиваторів-розпушувачів – 3,5 м доцільно застосовувати шарнірну секційну раму. У такому випадку подальше проектування достатньо вести для одного культиватора з прийнятою шириною захвату і системою кріплення робочих органів до рами, а техніко-економічні показники необхідно визначати для всього агрегату.

4.3. Тип і параметри робочих органів

Основними робочими органами, що застосовуються для суцільного обробітку ґрунту на культиваторах, є полільні та розпушувальні лапи. Вибір типу лап залежить від завдання та глибини обробітку ґрунту, а також типу стояків, на яких закріплено лапу. За глибини обробітку до

12 см звичайно використовують полільні універсальні стрілчасті лапи, а за більшої глибини – розпушувальні.

У курсовій роботі необхідно окремо підбирати лапи для мінімальної і максимальної глибини обробітку. Під час вибору лап та їх стояків, а також визначення їх параметрів доцільно користуватися стандартом на лапи і стояки культиваторів ГОСТ 1343-82 [2, 4, 6].

Основні параметри деяких типів лап і стояків наведено в додатках 5 і 6.

4.4. Схеми розміщення робочих органів і способів їх кріплення до рами

4.4.1. Схема розміщення полільних лап

Полільні лапи до рами культиватора закріплюють у два ряди (за ходом) з перекриттям, виходячи з умов забезпечення повноти підрізування бур'янів і запобігання забиванню простору між лапами грудками ґрунту та рослинними рештками.

Відстань між рядами лап за ходом культиватора визначити із залежності [6, 26]:

$$L_n = \frac{b}{tg[90 - (\gamma + \varphi)]}, \text{ мм}, \tag{3}$$

де L_n – відстань між рядами лап за ходом культиватора, мм;

b – ширина захвату окремої лапи, мм;

γ – половина кута розхилу леза лапи, град.;

q – кут тертя ґрунту по сталі, $\varphi = 25°$.

Практикою встановлено, що оптимальна відстань між рядами лап по ходу культиватора перебуває в межах 500…600 мм.

Основною умовою, якою слід керуватися під час визначення поперечного розміщення лап, є забезпечення підрізування бур'янів на всій

ширині захвату культиватора, для чого лапи розміщують з деяким перекриттям (рис.1), значення якого визначають із залежності [6, 26]:

$$c = L_n tg\delta \text{,мм} \qquad (4)$$

де c – значення перекриття зони дії лап, мм;

L_a – відстань між рядами лап за ходом культиватора, мм;

δ – кут відхилення культиватора від прямолінійного руху, 8 = (7°…9°).

Під час вибору значення перекриття необхідно враховувати конструкцію системи кріплення лап до рами культиватора. Якщо лапи кріпляться до рами культиватора на довгих індивідуальних повідках, то перекриття береться більшим (60…80 мм) порівняно із секційною або поперечно рамною системою кріплення (40…60 мм).

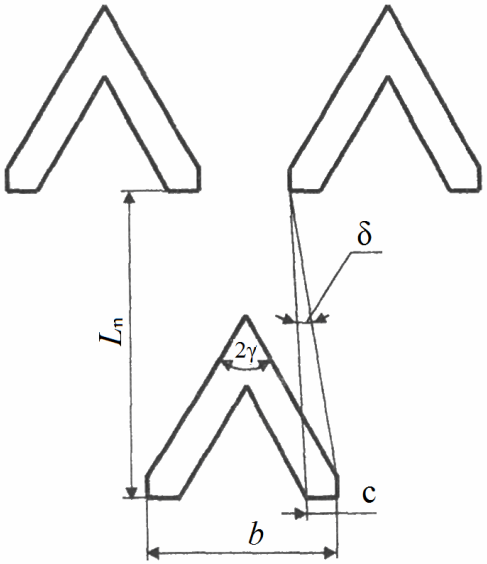


Рис. 1. Схема розміщення полільних лап культиватора:
L_n – відстань між рядами лап за ходом культиватора, b – ширина захвату лапи;
2γ – кут розхилу леза лапи, c – значення перекриття зон дії лап;
δ – кут відхилення культиватора від прямолінійного руху

4.4.2. Кількість полільних лап

Кількість полільних лап n, якщо вони мають однакову ширину захвату, визначити із залежності:

$$n = \frac{B_k - c}{b - c}, \text{ мм}, \tag{5}$$

де $B_к$ – прийнята ширина захвату культиватора, мм;

b – ширина захвату вибраної лапи, мм;

c – перекриття лап, мм.

Після розрахунку кількості полільних лап необхідно вказати прийняту загальну кількість лап, якими комплектуватиметься культиватор.

Часто культиватори для важких умов роботи комплектують лапами, різними за шириною. У передньому ряду встановлюють лапи з меншою шириною захвату, ніж у задньому. У такому випадку кількість лап у передньому ряду визначити із залежності:

$$n_1 = \frac{B_k - b_2 - c}{b_1 + b_2 - 2c}, \text{ шт.}, \tag{6}$$

де n_1 – кількість лап у передньому ряду, шт.;

b_1 – ширина захвату лапи переднього ряду, мм;

b_2 – ширина захвату лапи заднього ряду, мм.

Після обчислення приймають цілу величину кількості лап переднього ряду, заокруглюючи до більшого значення.

Кількість лап заднього ряду беруть більшою на одиницю:

$$n_2 = n_1 + 1, \tag{7}$$

де n_2 – кількість лап у задньому ряду.

Після цього визначають загальну кількість полільних лап на культиваторі.

4.4.3. Схема розміщення розпушувальних лап

Основними умовами розміщення розпушувальних лап є забезпечення суцільного розпушування ґрунту на поверхні поля і запобігання забиванню простору між лапами і ґрунтом.

Розпушувальні лапи кріплять до рами культиватора (за ходом) як в два, так і в три ряди. Відстань між рядами лап, за рекомендацією проф. Жигалова, вибирають із умови:

$$L_p \geq L_1, \text{ мм}, \tag{7}$$

де L_p – відстань між рядами лап, мм;

L_1 – зона деформації ґрунту (рис. 2), яку, в свою чергу, визначити із залежності:

$$L_1 = l_0 + atg(\alpha + \varphi), \text{ мм}, \tag{8}$$

де l_0 – виліт носка лапи, мм;

a – максимальна глибина обробітку, мм;

α – кут встановлення лапи, град;

φ – кут тертя ґрунту по сталі, град.

Оптимальне значення відстані між рядами лап L_p, як показує практика, за глибини обробітку ґрунту до 20 см перебуває в межах 480…600 мм, а за глибини обробітку до 25 см – 600…650 мм.

Вказати, яку відстань між рядами лап L_p приймають.

Розпушувальні лапи в рядах розміщують без перекриття, тому що ширина розпушеного лапою шару ґрунту більша за її конструктивну ширину.

Відстань A між розпушувальними лапами в рядах вибрати за умови, що за дворядного розміщення розпушувальних лап $2A_1 > A > A_1$, а за трирядного – $3A_1 > A > 2A_1$.

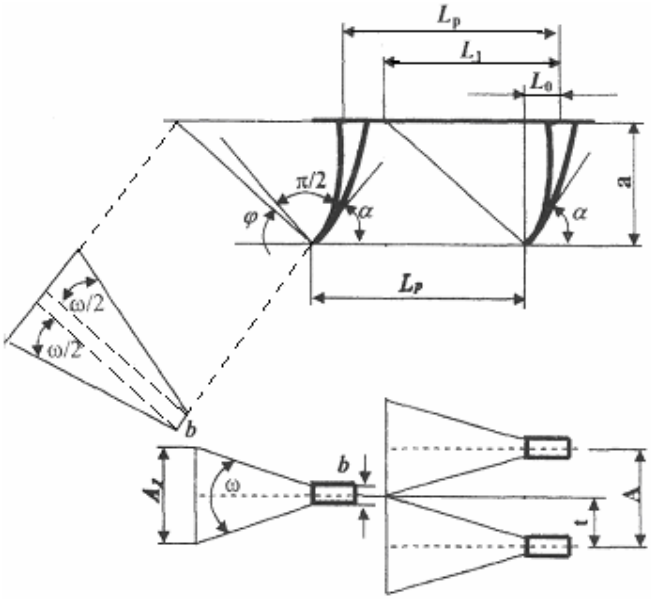


Рис. 2. Схема розміщення розпушувальних лап:
a – максимальна глибина обробітку; l_0 – виліт носка лапи; b –ширина лапи;
A – відстань між лапами в ряду; A_1 – ширина зони деформації ґрунту;
L_p – відстань між рядами лап; φ – кут тертя; ω – кут сколювання ґрунту,
α – кут встановлення лапи; L_1 – довжина зони деформації ґрунту;
t – відстань між слідами лап

Значення A_1 визначити із залежності:

$$A_1 = b + \frac{2atg\frac{\omega}{2}}{\cos(\alpha+\varphi)}, \text{ мм}, \qquad (9)$$

де A_1 – ширина розпушеної зони ґрунту на поверхні поля, мм.

b – ширина розпушувальної лапи, мм;

a – максимальна глибина обробітку ґрунту, мм;

α – кут встановлення лапи, град.;

φ – кут тертя ґрунту по сталі, ($\varphi = 25^0$);

ω – кут сколювання ґрунту ($\omega \approx 50°$).

Записати прийняте числове значення відстані між лапами в рядах A в розрахунково-пояснювальну записку.

4.4.4. Кількість розпушувальних лап

Кількість розпушувальних лап культиватора визначити із залежності:

$$n_p = \frac{B_k}{t}, \text{ шт.}, \qquad (10)$$

де B_k – прийнята ширина захвату культиватора, мм;

t – відстань між слідами лап, мм (за дворядного розміщення розпушувальних лап t = А/2, а за трирядного – t = А/3).

4.4.5. Вибір системи кріплення робочих органів до рами культиватора

Система кріплення робочих органів (лап) до рами культиватора має забезпечувати під час роботи їх стійкий хід на фіксованій глибині обробітку ґрунту.

Застосовують дві системи кріплення – жорстку і шарнірну Шарнірна, в свою чергу, може бути одношарнірною (радіальною) і багатошарнірною (паралелограмною).

На культиваторах для суцільного обробітку ґрунту широко застосовують одношарнірну систему кріплення, а на культиваторах для глибокого розпушування – жорстку.

За одношарнірної системи кріплення стійкість робочих органів на фіксованій глибині досягається за умови:

$$M_{\min} = P_n l_n + P_3 l_3 \succ 0, \qquad (11)$$

де $M_{\min}$ – момент сил опору, Н/м;

P_n і P_3 – рівнодіючі сили опору передніх і задніх робочих органів, Н;

l_n і l_3 – відповідні плечі сил P_n і P_3, м.

Для досягнення цієї умови рекомендовано приймати відстань від носків передніх лап до проекції шарніра кріплення повідка до рами на площину леза лапи (рис. 3) близькою до висоти H розміщення шарніра кріплення повідка відносно площини леза лапи $(H \approx L_{kp})$.

Оптимальні значення цих параметрів, як показує практика, перебувають у в межах 500…600 мм. При цьому бажано, щоб значення H було, за можливості, найменшим, а L_{kp} – найбільшим. Значення H обмежується прохідністю культиватора.

Для жорсткої системи кріплення робочих органів рекомендовано приймати H = 500...650 мм, а $L_{kp} > 2H$ (значення H визначають відносно нижньої точки навіски культиватора на трактор) [1, 6, 20, 26].

4.4.6. Обґрунтування і проектування компонувальної схеми культиватора

Компонувальну схему культиватора розробити, виходячи із аналізу розглянутих в огляді конструкцій культиваторів для суцільного обробітку

ґрунту, виконаних розрахунків та прагнення до максимальної уніфікації запроектованого культиватора з існуючими конструкціями.

Схему наносять на аркуш розміром 594х841 мм (формат А1) у двох проекціях у певному масштабі.

Побудову компонувальної системи починати з креслення в тонких лініях схеми рами культиватора у двох проекціях (рис. 4). Ширину рами можна вибирати дещо меншою за прийняту ширину захвату культиватора.

Після цього вибирають місце шарнірного приєднання передньої частини повідків (гряділів) до рами культиватора, виходячи із конструктивних міркувань, враховуючи, що культиватор повинен мати мінімальні масу і габарити. Тобто шарнірне приєднання передньої частини повідків доцільно розміщувати на передньому поперечному брусі.

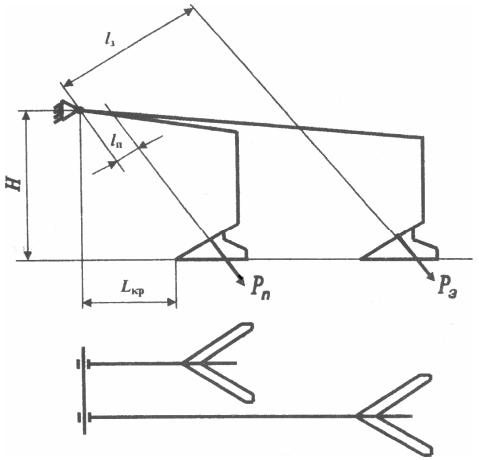


Рис. 3. Схема одношарнірного індивідуально-повідкового кріплення робочих органів до рами:

$P_п$ і $P_з$ – рівнодійні сили опору передніх і задніх робочих органів; $l_п$ і l_3 – плечі сил $P_п$ і P_3; H – висота розміщення шарніра кріплення повідка лапи культиватора відносно площини леза лапи; L_{kp} – відстань від носка передньої лапи до шарніра кріплення повідка лапи

Знаючи висоту H розміщення шарнірного кріплення повідка від площини леза лапи в робочому положенні та відстань L_{kp} від проекції шарніра на площину лез лап до носка передньої лапи, а також параметри лап і їх стояків, нанести на схемі повідки передніх лап і самі лапи [2, 6].

Задні лапи і повідки наносять на схему за даними проведених обчислень відстані між рядами лап та розмірами стояків і лап (див. додатки 5, 6).

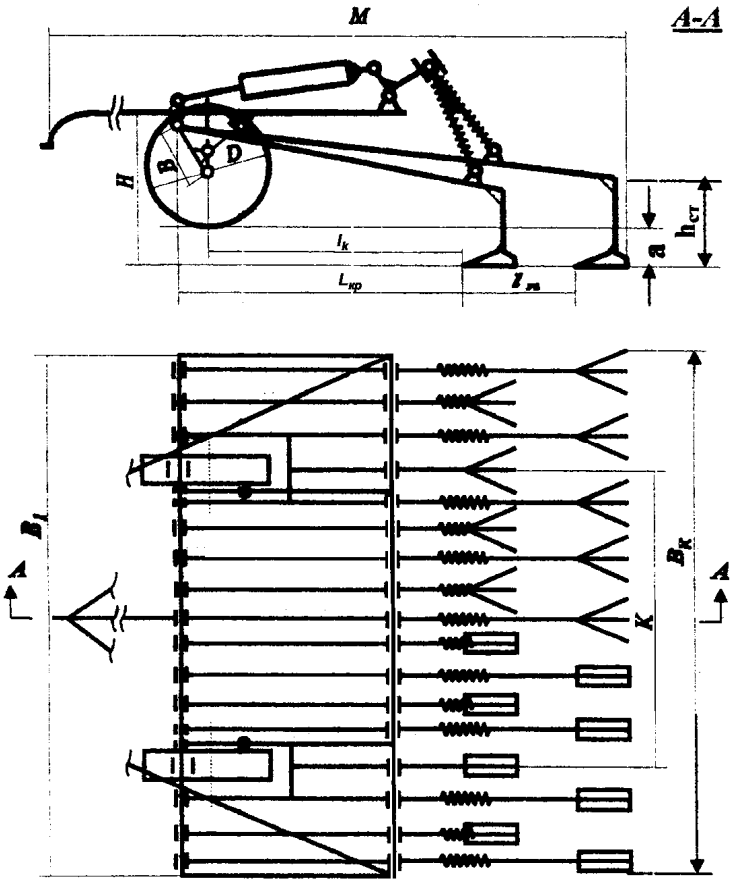


Рис. 4. Компонувальна схема культиватора

На компонувальній схемі доцільно було б на одній половині проекції культиватора (вид зверху) розмістити полільні лапи, а на другій – розпушувальні. Це необхідно зазначити на кресленику схеми.

Потім вибрати конструкцію опорних коліс і місце їх розташування. Ширину колії K опорних коліс за їх розміщення всередині рами вибрати залежно від ширини захвату культиватора:

якщо $B_к$ = 2,0…2,8 м $K \approx 1/2\ B_к$,

якщо $B_к$ = 2,8…4,2 м $K \approx 1/3 B_K$,

Розмістити колеса перед переднім рядом лап на відстані, яку визначити із залежності [26]:

$$l_k \geq 2atg(\alpha + \varphi) + h', \text{ мм}, \quad (12)$$

де l_k – відстань від носків переднього ряду лап до проекції осі колеса на площину лез переднього ряду лап, мм;

a – максимальна глибина обробітку ґрунту лапами, мм,

α – кут нахилу грудей лапи, град.;

φ – кут тертя ґрунту по сталі, град.;

h' – величина, що враховує вдавлювання колеса в грунт,

h' = 60…100 мм.

Довжину коліна осі коліс визначити із залежності [26]:

$$l_{oc} = \frac{H + H_n - \left(a + \frac{D}{2}\right)}{\cos\beta}, \text{ мм}, \quad (13)$$

де H_n – висота розташування підшипника коліна осі колеса, мм:

a – максимальна глибина обробітку, мм;

D – діаметр колеса, мм;

β – кут, утворений коліном осі з вертикаллю в робочому положенні культиватора (β не більше 85°).

Висоту розташування підшипника H_n визначити за виразом [26]:

$$H_n = \frac{m + d_0}{2} + (15...20), \text{ мм}, \quad (14)$$

де m – висота профілю рами, мм;

d_0 – діаметр осі коліна, мм.

Маючи всі ці параметри, на компонувальну схему нанести колеса і місця їх кріплення до рами.

Під час розробки компонувальної схеми причіпного культиватора, опираючись на існуючі конструкції, на схему нанести сницю та кінематичну схему механізму піднімання і опускання робочих органів за допомогою гідроциліндра, а також показати місце приєднання задньої частини повідків до рами.

Під час розробки компонованої схеми начіпного культиватора, опираючись на відомі конструкції, на схему нанести начіпний пристрій та кінематичну схему механізму приєднання задньої частини повідків до рами. Якщо рама складається з кількох секцій, то необхідно показати механізм піднімання і опускання робочих органів середньої секції і механізм переведення крайніх секцій у транспортне положення.

На другому аркуші відповідно до завдання накреслити в масштабі схему деформації ґрунту розпушувальними лапами та схему розміщення полільних лап з нанесенням розмірів. Крім того, накреслити одну із удосконалених складанних одиниць спроектованого культиватора (кріплення стояка лапи до повідця шарнірного з'єднання секцій начіпного

культиватора, підшипника коліна осі колеса, замка автозчіпки. причепа культиватора до трактора та інше) і одну із удосконалених деталей.

5. Будова, процес роботи, наладка, технічне обслуговування культиватора

Стисло описати будову посилаючись на графічну частину курсової роботи та рисунки, процес роботи та умови роботи культиватора. Навести основні вимоги до конструкції загалом і робочих органів зокрема. Навести основні регулювання.

6. Охорона праці

Навести заходи з охорони праці під час роботи на культиваторі, підготовки його до роботи та під час ТО. Описати пристрої, передбачені для безпечної роботи.

7. Техніко-економічне обґрунтування

Навести розрахунок продуктивності агрегату за годину основного часу і за зміну, та технічну характеристику. Порівняльне оцінювання економічної ефективності виконати згідно з додатковим завданням керівника.

Висновки

Навести основні положення курсової роботи, коротко вказати на особливості розробленої конструкції культиватора, які нові досягнення науки і техніки використано, та його переваги перед відомими конструкціями. Якщо в роботі є розробки, що носять новизну, вказати шляхи їх реалізації у виробництво.

Література

1. Василенко П.М. Культиватори / П.М. Василенко, П.Т. Бабій. – Київ : УАСГН, 1961.– 239с.
2. Лапы и стойки культиваторов : ГОСТ 1343-82. – Москва, 1982.
3. Синеоков Т.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Т.Н. Синеоков, И.М. Панов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 328 с.
4. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / [под ред. А.В. Красниченко].– Москва : Машиностроение, 1961. – Том 2. – 862 с.
5. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / [под ред. А.В. Красниченко]. – Москва : Машиностроение, 1964. – Том 3. – 836 с.
6. Циммерман М.З. Рабочие органы почвообрабатывающих машин / М.З. Циммерман. – Москва : Машиностроение, 1978. – 295 с.
7. Сільськогосподарські машини. Теорія і розрахунок робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту : навч. посіб. / [Тищенко С.С. , Дубровін В.О., Теслюк В.В., Волянський М.С.] – Київ : Компанія «Аграр МедіаГруп», 2014. – 162 с.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Питомий опір ґрунту залежно від виду і глибини обробітку

Вид обробітку і тип робочих органів	Глибина обробітку *а*, см	Питомий опір А, кН/м
Культивація міжрядь і обробіток парів полільними лапами	7...8 10...12 13...16	1,0...1,3 1,1...1,7 1,8...2,7
Культивація широкозахватними плоскорізальними лапами	7...8 10...12 13...16	0,8...1,0 0,9...1,4 1,5...2,2
Глибоке розпушування вузькозахватними розпушувальними лапами на жорстких стояках	14...16 18...20 21...23 24...25	3,0...3,3 3,3...4,8 5,0...5,5 5,5...6,5
Поверхневий обробіток ґрунту:		
розпушувальними лапами на пружинних стояках	10...12	1,8...2,0
штанговими культиваторами	8...10	1,8...2,3
важкими боронами	6...8	0,4...0,8
середніми боронами	5...7	0,2...0,4
легкими боронами	4...6	0,1...0,4

Додаток 2

Тягове зусилля тракторів залежно від швидкості руху

Клас трактора	Швидкість руху, м/с	Максимальне тягове зусилля, кН
1,4	2,2 2,8	4,0 1,5
2,0	2,2 2,8	9,0 4,5
3.0	2,2 2,8	30,0 29,I
5,0	2,2	50,0

Додаток 3

Коефіцієнт опору перекочуванню коліс

Умови перекочування	Тип коліс	
	зі стальними ободами	з пневматичними шинами
Асфальт	0,015	0,02
Стерня	0,015	0,10
Оранка злежана	0,16	0,12
Поле свіжовиоране	0,22	0,16

Додаток 4

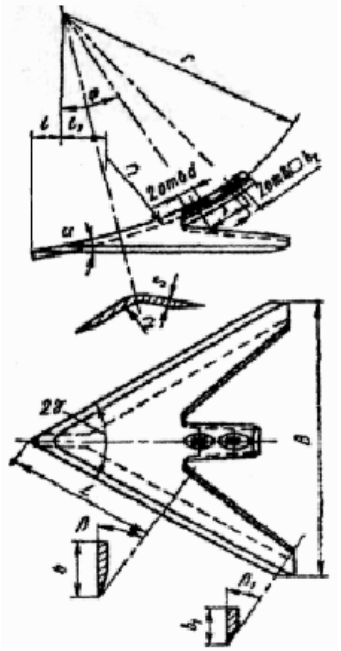
Характеристика тракторних зчіпок

Марка зчіпки	Робоча ширина, м	Клас тракторів, з яким агрегатуються	Маса, кг
СП-16А	16	3-5	2360
СП-11А	12	3	1110
СН-75	12	3	1500
С-ПУ	12	1,4	750

Додаток 5

Основні параметри культиваторних лап

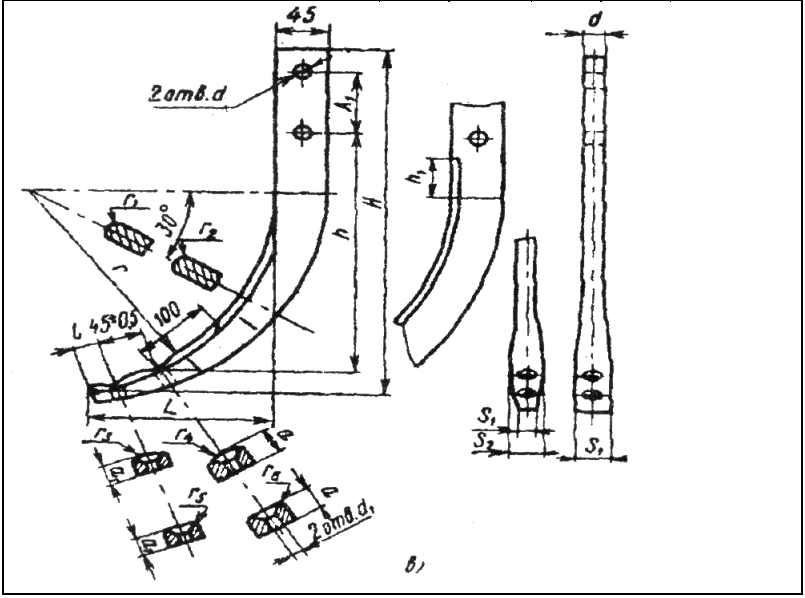
Тип культиваторної лапи	Основні параметри			
	Кут розхилу лапи, 2γ, град.	Кут нахилу грудей, α, град.	Виліт носка лапи, L, мм	Ширина захвату, B, мм
Універсальні стрілчасті	60…68	13…16		220…330
Плоскорізальні стрілчасті	60…70	6		145…290
Розпушувальні долотоподібні	-	40	110…205	20
Розпушувальний пружний зуб		90	180…236	25



Додаток 6

Основні параметри жорстких стояків культиваторних лап

Параметри	Типорозмір				
	1	2	3	4	5
Стояки для кріплення полільних однобічних лап					
Висота *H*, мм	192	266	284	326	113
Ширина *B,* мм	36	36	45	45	64
Товщина *S,* мм	10	10	12	12	8
Маса *m,* кг	0,54	1,1	1,2	1,38	0,4
Стояки для кріплення стрілчастих лап з хвостовиками					
Висота *H,* мм	400	400	440	440	460
Виліт носка *L,* мм	170	170	170	170	170
Ширина *Ь,* мм	14/30	14/30	14/30	14/30	14/30
Товщина *S,* мм	45	45	45	45	45
Стояки для кріплення універсальних та розпушувальних лап					
Виліт носка *L,* мм	121	128	95	121	121
Кут установки, град.	45	45	52	45	45
Пружні стояки					
Висота *H*, мм	615	450	440	-	-
Виліт носка *L,* мм	330	20...60	0		
Радіус вигину стояка, мм	338	-	230		



ІІІ. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «ТУКОРОЗКИДАЧ ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Стисло описати про значення добрив стосовно інтенсифікації сільського господарства, користуючись літературними джерелами [6, 7] і частково [22].

Тут же обґрунтувати мету курсової роботи.

1. Види добрив і технології їх внесення у грунт [22]

2. Огляд конструкцій машин для внесення мінеральних добрив

Опрацьовуючи цей розділ можна використати літературу [67, 22].

У кінці розділу навести аналіз огляду і обґрунтувати доцільність застосування саме машин для внесення мінеральних добрив відцентрового типу (тукорозкидачів відцентрового типу).

3. Механіко-технологічні передумови розробки тукорозкидача відцентрового типу

3.1. Технологічні властивості твердих мінеральних добрив як об'єкта їх підготовки і внесення

Ці питання достатньо і повно висвітлено у літературі [5] та [7], коротко – у [22] та [23].

3.2. Агротехнічні вимоги до машин для внесення твердих мінеральних добрив.

Це питання у достатній мірі наведено у літературі [22].

4. Обґрунтування і розрахунок параметрів тукорозкидача відцентрового типу

4.1. Вихідні дані (див. табл. 1 і 2)

4.2. Вага (маса) добрив у бункері:

$$G = W \cdot \gamma \text{, кг,} \tag{1}$$

де W – місткість бункера, дм^3.

Приймаємо γ = 1,1 кг/дм^3, беручи до уваги, що розкидатимуть добрива у гранульованому або кристалічному вигляді, середній діаметр яких 1…3 мм.

Тоді $G = 500 \cdot 1{,}1 = 550$ кг.

Таблиця 1

Вихідні дані

Показники	Значення
Трактор (кл. 1, 4)	МТЗ, ЮМЗ
Робоча швидкість $V_м$, км/год	9,63
Місткість бункера W, дм^3	500
Норма внесення добрив $Q_{\min}$ / $Q_{\max}$, кг/га	50/1700
Необхідна ширина захвату B, м	16
Коефіцієнт парусності добрив, $\kappa_п$	0,1; 0,02; 0,03
Середня питома вага добрив γ, кг/дм^3	0,8…1,7

4.3. Площа S, на яку достатньо добрив у бункері без заправки:

$$S = \frac{G}{Q} \text{, га,} \tag{2}$$

де G, кг; $Q_{\min}$ і $Q_{\max}$, кг/га.

$$S_{\min} = \frac{550}{50} = 11 \text{ га}, \qquad S_{\max} = \frac{550}{1700} = 0{,}323 \text{ га}.$$

4.4. Довжина гону за мінімальної $Q_{\min}$ та максимальної $Q_{\max}$ норми внесення:

$$l_{\min} = \frac{S_{\min}}{B}, \text{ м}; \quad l_{\max} = \frac{S_{\max}}{B}, \text{ м}, \tag{3}$$

де $S_{\min}$, м; B, м.

$$l_{\min} = \frac{11 \cdot 10000}{16} = 6860 \text{ м},$$

$$l_{\max} = \frac{0{,}323 \cdot 10000}{16} = 200 \text{ м}.$$

4.5. Час спорожнення бункера:

$$t = \frac{l}{V_м}, \text{ хв}, \tag{4}$$

де $l_{\min}(l_{\max})$, м; $V_м$, м/хв.

$$t_{\max} = \frac{6860}{160} = 43 \text{ хв.}, \qquad t_{\min} = \frac{200}{160} = 1{,}25 \text{ хв}.$$

4.6. Висота h встановлення диска над поверхнею поля

Дослідження [3] показали, що оптимальна висота встановлення диска над поверхнею поля знаходиться у межах h = 0,7…0,9 м.

Приймати h = 0,75 м, виходячи із умов навішування машин на колісний трактор класу 1,4.

Таблиця 2

Варіанти вихідних даних

Варіанти	B, м	$V_м$, км/год	Q_{min}, кг/га	Q_{max}, кг/га	W, дм^3	κ_n	γ, кг/дм^3	Тип диска
1	12	7,2	50	400	400	0,03	1,1	Плоский
2	12	7,2	50	500	450	0,03	1,2	Плоский
3	12	10,8	50	600	400	0,02	1,1	Плоский
4	12	10,8	50	700	450	0,02	1,3	Плоский
5	12	10,8	50	500	500	0,1	0,9	Плоский
6	16	7,2	40	700	400	0,03	1,1	Конічний
7	16	10,8	45	700	500	0,03	1,1	Конічний
8	16	10,8	50	750	600	0,03	1,2	Конічний
9	16	7,2	60	750	450	0,03	0,8	Конічний
10	16	10,8	70	800	500	0,03	0,9	Конічний
11	14	10,8	70	1000	500	0,025	1,2	Плоско-конічний
12	14	10,8	40	900	500	0,018	0,8	Плоско-конічний
13	14	10,8	45	800	500	0,02	0,9	Плоско-конічний
14	14	9	50	750	500	0,03	1	Плоско-конічний
15	14	9	60	70	500	0,015	1,1	Плоско-конічний
16	15	9	50	800	450	0,02	1,2	Плоский
17	15	10,8	45	900	450	0,02	1,1	Плоский
18	15	10,8	40	1000	450	0,02	1,2	Плоский
19	15	7,2	50	1500	450	0,02	1,2	Плоский
20	15	9	70	500	450	0,02	1,2	Плоский
21	12	7,2	50	1000	500	0,03	0,8	Конічний
22	12	7,2	50	1000	500	0,02	0,9	Конічний
23	12	9	50	1000	500	0,03	1,1	Конічний
24	14	9	50	800	500	0,02	1,2	Конічний
25	14	10,8	50	90	500	0,03	1,3	Конічний
26	10	7,2	40	700	400	0,1	1,2	Плоско-конічний
27	10	7,2	45	800	450	0,015	1,2	Плоско-конічний
28	10	7,2	50	900	500	0,018	1,2	Плоско-конічний
29	10	7,2	55	1000	500	0,02	1,2	Плоско-конічний
30	10	7,2	60	1100	500	0,03	1,2	Плоско-конічний

4.7. Коефіцієнт κ_n парусності добрив

Згідно з рекомендаціями Є.В.Козловського [4] κ_n приймають аналогічно даним з аеродинамічних властивостей насіння

$$\kappa_n = 0{,}02 \ldots 0{,}3.$$

Для суперфосфату, діаметр гранул яких перебуває у межах 1…3 мм – $\kappa_n = 0{,}02 \ldots 0{,}09$. Прийняти $\kappa_n = 0{,}02 \ldots 0{,}1$.

4.8. Дальність L польоту частинок добрив визначимо із формули:

$$B = 2L - \Delta b, \text{ тобто} \qquad (5)$$

$$L = \frac{B + \Delta b}{2}, \text{ м},$$

де B, м; Δb – ширина перекриття за суміжних проходів машини (Δb=1,5…2 м [3]).

Тоді $L = \frac{16 + 2}{2} = 9$ м.

4.9. Абсолютна швидкість V_a, з якою частина добрив сходить з диска [4]:

$$V_a = \frac{e^{L\kappa_n} - 1}{\kappa_n \sqrt{\frac{2h}{g}}}, \text{ м/с}, \qquad (6)$$

де L, м; h, м; g – прискорення вільного падіння (g= 9,81 м/с^2).

Формулу (6) отримаємо із формули:

$$L = \frac{\ln(\kappa_n V_a \cdot \sqrt{\frac{2h}{g}} + 1)}{\kappa_n}. \quad . \tag{7}$$

Тоді якщо $\kappa_n = 0{,}03$:

$$V_a = \frac{2{,}72^{9 \cdot 0.03} - 1}{0{,}03\sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}75}{9{,}81}}} = 26{,}5 \text{ м/с},$$

якщо $\kappa_n = 0{,}02$:

$$V_a = \frac{2{,}72^{9 \cdot 0{,}02} - 1}{0{,}02\sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}75}{9{,}81}}} = 25 \text{ м/с}.$$

Якщо вважати, що V_a є швидкістю розсівання добрив, і коли лопаті закріплені на плоскому диску радіально:

$$V_a = \sqrt{V_e^2 + V_r^2}\text{ , м/с}, \tag{8}$$

де V_e – переносна швидкість, м/с;

V_r – відносна швидкість, м/с.

$$\text{і } V_a = \sqrt{(V_e + V_r \sin\psi_1)^2 + (V_r \cos\psi_1)^2}\text{ ,} \tag{9}$$

коли лопаті закріплено на диску під деяким кутом ψ_1 до радіуса (рис. 1).

$$V_e = wR\text{ , м/с}, \tag{10}$$

де ω – кутова швидкість диска, 1/с;

R – радіус диска, м.

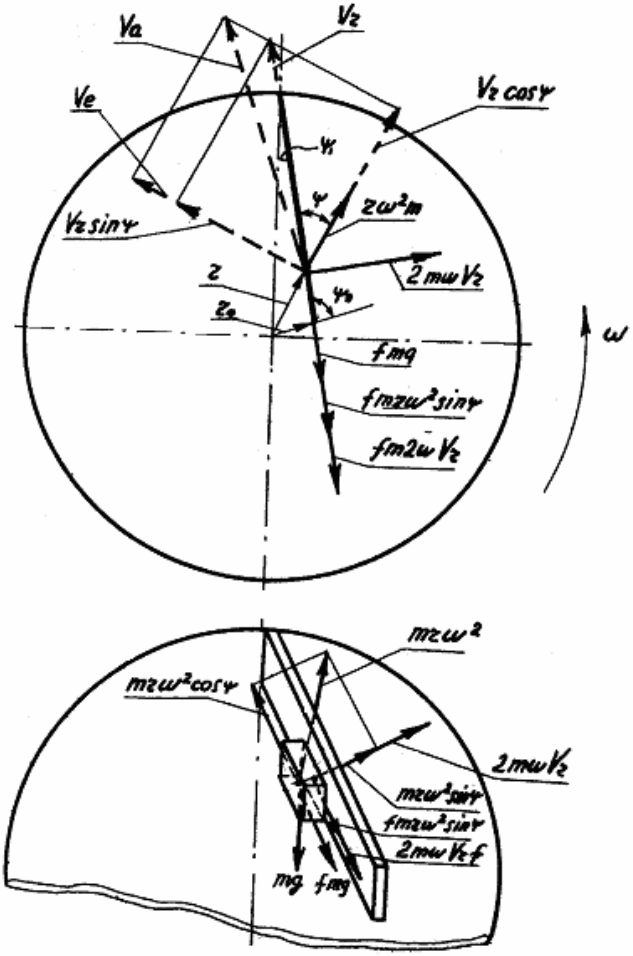


Рис. 1. Схема сил, що діють на частинку під час руху вздовж лопаті, розміщеній на плоскому диску

Рекомендовані оберти диска (n = 500…800) об/хв., а діаметр диска $D = 2R$ = 400…700 мм.

Із формул (7, 8, 9, 10) витікає, що із збільшенням переносної швидкості V_e збільшується ширина розкидання добрив. Крім того на

ширину розкидання впливає величина відносної швидкості V_r та кут ψ встановлення лопаті.

В існуючих конструкціях машини для внесення мінеральних добрив відцентрових типу застосовують розкидальні органи у вигляді плоского та конічного дисків.

Згідно з розробками П.М.Василенка [1], відносна швидкість V_r руху частинки вподовж лопаті плоского диска дорівнює:

$$V_r = x' = (\frac{fg}{w^2} - r_o \frac{(\cos(\psi_o + \varphi)}{\cos\varphi}) \cdot [\frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1}(e^{r_1 t} - e^{r_2 t})], \qquad (11)$$

а шлях S, який проходить частинка по диску:

$$S = x = (\frac{fg}{w^2} - r_o \frac{\cos(\psi_o + \varphi)}{\cos\varphi}) \cdot [\frac{1}{r_2 - r_1}(r_2 e^{r_1 t} - r_1^{r_2 t}) - 1]. \qquad (12)$$

Якщо лопать закріплено радіально, то ψ_o і r_o дорівнюють нулю і вирази (11 і 12) матимуть вигляд:

$$V_r = x' = \frac{fg}{w^2}[\frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1}(e^{r_1 t} - e^{r_2 t})], \qquad (13)$$

$$S = x = \frac{fg}{w^2}[\frac{1}{r_2 - r_1}(r_2 e^{r_1 t} - r_1 e^{r_2 t}) - 1], \qquad (14)$$

де f – коефіцієнт тертя добрив по диску;

w – кутова швидкість диска, 1/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2;

φ – кут тертя добрива по диску;

ψ_o – початковий кут між лопаттю і прямою радіуса r_o (див. рис. 1);

r_o – відстань від початку лопаті до центра, м (див. рис. 1);

t – час знаходження частинки на диску, с;

$r_1 = w(\sqrt{1+f^2} - f)$; $r_2 = w(-\sqrt{1+f^2} - f)$ – корені характеристичного рівняння;

Числове значення відносної швидкості за радіально встановленої лопаті на плоскому диску якщо $f = 0{,}65$; $n = 800$ об/хв; $R = 0{,}25$ м згідно з формулою (13) і значеннями:

$$r_1 = \frac{3{,}14 \cdot 800}{30}(\sqrt{1+(0{,}65)^2} - 0{,}65) = 45\ ,$$

$$r_2 = \frac{3{,}14 \cdot 800}{30}(-\sqrt{1+(0{,}65)^2} - 0{,}65) = -154\ ,$$

$$V_r = \frac{0{,}65 \cdot 9{,}81}{\frac{3{,}14 \cdot 800}{30}}[\frac{45 \cdot (-154)}{-154-45}(e^{45t} - e^{-154t})].$$

Час t згідно з виразом (14) якщо $S = x = R$.

$$0{,}25 = 0{,}00091[\frac{1}{-199}(-154e^{45t} - 45e^{-154t}) - 1.$$

$$276 = 0{,}775\ e^{45t} + \frac{0{,}226}{e^{154t}}.$$

Оскільки $\frac{0{,}226}{e^{154t}} \approx 0$, то $t = 0{,}1309c$, а $V_r = 0{,}0316(e^{45t} - \frac{1}{e^{154t}}) = 11{,}2$ м/с.

Аналогічно для конічного диска (рис. 2) за розробками акад. П.М. Василенка [1]:

$$S = x = \frac{g(-f\cos\alpha - \sin\alpha)}{w^2\cos\alpha(\cos\alpha - f\sin\alpha)} \cdot [\frac{1}{r_2 - r_1}(e^{r_1 t} \cdot r_2 - e^{r_2 t} \cdot r_1) - 1], \quad (15)$$

$$V_r = x' = \frac{g(-f\cos\alpha - \sin\alpha)}{w^2\cos\alpha(\cos\alpha - f\sin\alpha)} \cdot [\frac{r_1 \cdot r_2}{r_2 - r_1}(e^{r_1 t} \cdot r_2 - e^{r_2 t})], \qquad (16)$$

де α – кут конусності диска.

Числові значення V_r і t згідно формул (15 і 16) якщо $f = 0{,}65$; $n =$ 800 об/хв; $R = 0{,}25$ м і $\alpha = 5^o$ дорівнюватимуть:

$$t = 0{,}132 \text{ с, а } V_r = 10{,}86 \text{ м/с.}$$

Як бачимо із розрахунків, відносні швидкості частинки по плоскому диску і конічними за радіального розміщення лопаті приблизно однакові (11,2 і 10,86 м/с).

Переносні швидкості також будуть однакові:

$$V_c = wR = 83{,}8 \cdot 0{,}25 = 21 \text{ м/с.}$$

Отже, будуть однакові і абсолютні V_a швидкості розсівання добрив з плоского і конічного дисків.

Проте, як показують результати дослідів М.С.Хоменко [8], ширина захвату тукорозкидача з конічним диском порівняно з плоским значно більша. Тому є підстави вважати, що на ширину захвату машини впливає не тільки абсолютна швидкість, з якою частинка покидає диск, а і кут кидання (кут конусності α). Оптимальний кут α [8] згідно з розробками має бути у межах $1{,}5\ldots 5^o$.

Встановлення лопаті на плоскому і конічному дисках під деяким кутом ψ (див. рис. 1) до радіуса збільшує дальність польоту частинок, оскільки збільшується відносна швидкість.

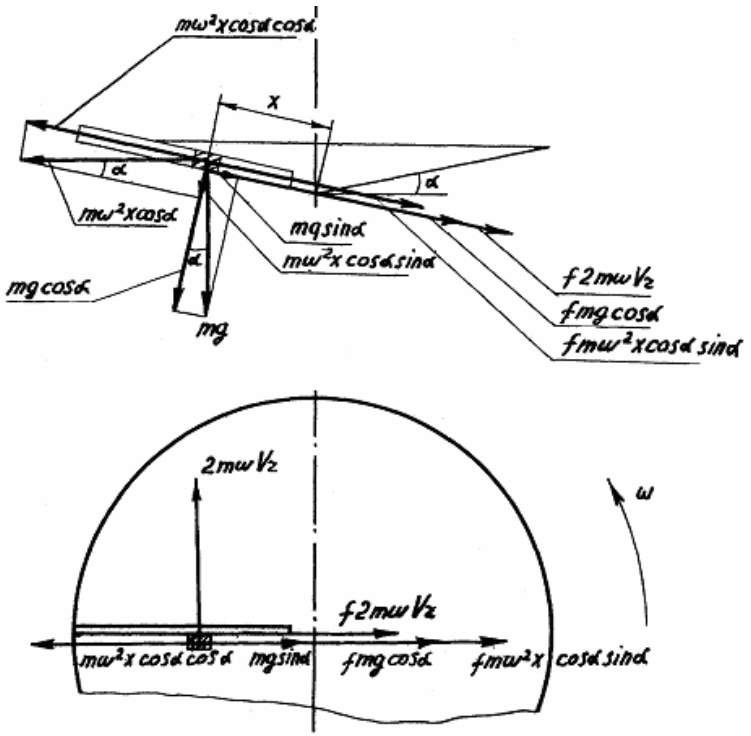


Рис. 2. Схема сил, що діють на частинку під час руху вздовж лопаті, закріпленій на конічному диску

Так, за плоского диску, згідно з формулою (11) і вихідними даними r_o = 0,045 м; $\varphi = 33^o02'$; $\psi_o = 80^o$; $\psi_1 = 10^o$; n =800 об/хв; R = 0,25 м; f = 0,65 – відносна швидкість V_r = 12,2 м/с, а час перебування частинки на диску t = 0,0621 с; за радіального встановлення лопаті на плоскому диску (ψ_o = 0; ψ_1 = 0) і таких самих даних – V_r = 11,2 м/с; t = 0,1309 с.

Крім того, встановлення лопаті на плоскому диску під кутом до радіуса ($\psi_1 = 4...12^o$) і конічному ($\psi_1 = 18^o$) сприяє більш рівномірному розсіюванню добрив [2, 8].

Під час випробування відцентрових тукорозкидачів з плоскими і конічними дисками [8] встановлено, що у разі використання конічного диска зменшується ефективна ширина захвату тукорозкидача і збільшується нерівномірність розсіювання за збільшення норми внесення добрив (рис. 3 і рис. 4).

Для встановлення причини такого явища на кафедрі сільськогосподарських машин НУБіП України було проведено лабораторні експериментальні дослідження і, як результат, встановлено, що на конічному диску у міжлопатевому просторі із збільшенням частинок, що подаються на диск, відбувається їх накопичення у центральній частині диска, оскільки раніше подані частинки не встигають зійти з диска до моменту надходження нової порції.

Через це виникає рух частинок добрив по добривах, а це призводить до підвищення нерівномірності їх розсіювання і зменшення дальності польоту у разі сходу з конічного диска.

За плоского диска, рух частинок починається з моменту їх подачі на диск і ймовірність їх накопичення із збільшенням норми висіву зменшується.

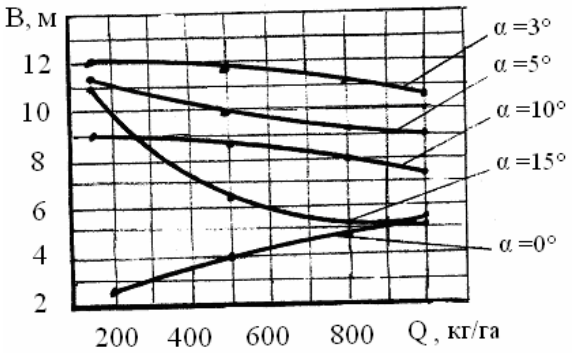


Рис. 3. Вплив форми диска на ширину захвата тукорозкидача із збільшенням норми внесення добрив

Отже, для забезпечення максимальної ширини захвату і не порушуючи рівномірності розсіву добрив за збільшення норми внесення доцільно використовувати плоскоконічні диски (центральна частина – плоска, периферійна – конічна).

Лабораторні дослідження підтвердили таку гіпотезу.

Таким чином, на тукорозкидачі, що проектуємо, слід використати плоскоконічний диск.

Тоді вираз (10) для визначення переносної V_e швидкості з урахуванням рівномірності розсіювання можна представити [3]:

$$V_e = \frac{\pi S}{30z \cdot S_1} \cdot R, \text{ м/с} \qquad (17)$$

де S – шлях, який проходить агрегат за одну хвилину (згідно з даними

S = 160 м);

S_1 – шлях, який проходить агрегат за час від початку і до кінця розсіювання добрив однією лопаттю (S' = 0,05 м, згідно [3] S' = 0,03…0,05 м);

z – кількість лопатей (z = 4 – приймаємо, оскільки із збільшенням z, зменшується частота обертання диска $n = \frac{S}{zS'}$, що негативно впливає на рівномірність розсіювання добрив);

R – радіус диска, м (R = 0,20…0,35 м в існуючих конструкціях).

Тоді $V_e = \frac{3{,}14 \cdot 160}{30 \cdot 4 \cdot 0{,}05} \cdot 0{,}25 \approx 21$ м/с, а частота обертання диска:

$$n = \frac{30V_e}{\pi R} = \frac{30 \cdot 21}{3{,}14 \cdot 0{,}25} = 800 \text{ об/хв.} \qquad (18)$$

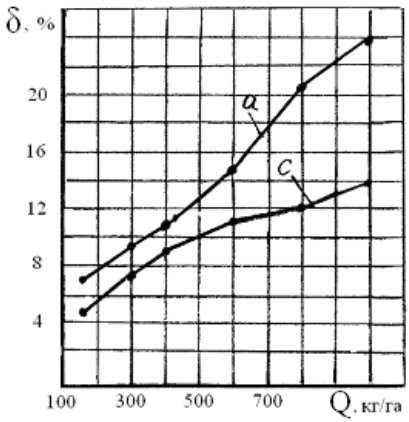


Рис. 4. Залежність нерівномірності розсіювання добрив конічним диском із збільшенням норми внесення добрив:
а – суперфосфат; *с* – суперфосфат гранульований

Відносну швидкість руху частинки для випадку розміщення лопаті під кутом до радіусу визначаємо за формулою (11):

$$V_r = (\frac{fg}{w^2} - r_o \frac{\cos(\psi_o + \varphi}{\cos\varphi} \cdot [\frac{r_1 \cdot r_2}{r_2 - r_1}(e^{r_1 t} - e^{r_2 t})].$$

Якщо r_o = 0,05 м, $\psi_o = 63^o$ (із умов закріплення диска на валу) $V_r \approx 12$ м/с.

Тоді швидкість розсіювання V_a якщо $\psi_1 = 10^o$ (див. рис. 1) і формули (9) дорівнюватиме:

$$V_a = \sqrt{(V_e + V_r \sin\psi_1)^2 + (V_r \cos\psi_1)^2} =$$
$$\sqrt{(21 + 12 \cdot 0{,}1736)^2 + (12 \cdot 0{,}9848)^2} = 26{,}5 м/с.$$

Така швидкість V_a= 26,5 м/с забезпечить дальність польоту частинок добрив на відстань L згідно з формулою (7):

$$L = \frac{\ln(0{,}1 \cdot 26{,}5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}75}{9{,}81}} + 1)}{0{,}1} = 7 \text{ м} \quad (\text{якщо } \kappa_n = 0{,}1),$$

$$L = \frac{\ln(0{,}03 \cdot 26{,}5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}75}{9{,}81}} + 1)}{0{,}03} = 9 \text{ м} \quad (\text{якщо } \kappa_n = 0{,}03),$$

$$L = \frac{\ln(0{,}02 \cdot 26{,}5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}75}{9{,}81}} + 1)}{0{,}02} = 9{,}5 \text{ м} \quad (\text{якщо } \kappa_n = 0{,}02).$$

При цьому ширина захвату B згідно з формулою (5) $B = 2L - \Delta b$ відповідно буде:

$$B = 2 \cdot 7 - 2 = 12 \text{ м},$$

$$B = 2 \cdot 9 - 2 = 16 \text{ м},$$

$$B = 2 \cdot 9{,}5 - 2 = 17 \text{ м}.$$

Оскільки плоскоконічний диск забезпечує більшу ширину захвату, ніж плоский, то можемо вважати, що задана ширина захвату 16 м проектованого розкидача буде забезпечена.

Остаточно приймаємо розміри плоскоконічного диска:

діаметр диска – 500 мм;

діаметр плоскої частини диска – 400 мм;

кут конусності – 5^o;

кут розміщення лопаті до радіуса – 10^o;

висота лопаті – 32 мм (згідно з рекомендаціями [3]).

4.10. Потужність, необхідна для створення кінетичної енергії добривам:

$$N = \frac{q_1 V_a^2}{2 \cdot 75 g}, \text{ к.с.,} \tag{18}$$

де q_1 – кількість добрив, що розсіюються диском за одиницю часу за мінімальної або максимальної норми внесення, кг/с;

V_a – швидкість розсіювання добрив, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

$$q_1 = \frac{q \cdot n \cdot z}{60}, \text{ кг/с,} \tag{19}$$

де q – кількість добрив, що розсіваються одною лопаттю на площі одного га, кг/га;

n = 800 об/хв; z = 4.

$$q = \frac{QS'}{S_o}, \text{ кг/га,} \tag{20}$$

де Q – норма внесення добрив, кг/га;

S' – шлях, який проходить агрегат за час від початку і до кінця розкидання добрив одною лопаттю, S' = 0,3 … 0,6 м;

S_o – шлях, який проходить агрегат під час розсівання добрив на площі одного гектара, м.

Тоді $S_o = \frac{10000}{B} = \frac{10000}{16} = 625$ м;

$$q = \frac{Q_{\min} S'}{S_o} = \frac{50 \cdot 0{,}05}{625} = 0{,}004 \text{ кг/га;}$$

$$q = \frac{Q_{\min} S'}{S_o} = \frac{1700 \cdot 0{,}05}{625} = 0{,}136 \text{ кг/га};$$

$$q_1 = \frac{q \cdot n \cdot z}{60} = \frac{0{,}004 \cdot 800 \cdot 4}{60} = 0{,}214 \text{ кг/с};$$

$$q_1 = \frac{q \cdot n \cdot z}{60} = \frac{0{,}136 \cdot 800 \cdot 4}{60} = 7{,}25 \text{ кг/с};$$

$$N_{\min} = \frac{q_1 \cdot V_a^2}{2 \cdot 75g} = \frac{0{,}214 \cdot 26{,}5^2}{2 \cdot 75 \cdot 9{,}81} = 0{,}102 \text{ к.с.}$$

$$N_{\max} = \frac{q_1 \cdot V_a^2}{2 \cdot 75g} = \frac{7{,}25 \cdot 26{,}5^2}{2 \cdot 75 \cdot 9{,}81} = 3{,}46 \text{ к.с.}$$

Отже, потужність, необхідна для розсіювання добрив одним диском, має бути:

$$N = N_{\max} = 3{,}46 \cdot 0{,}736 \approx 2{,}55 \text{ кВт.}$$

4.11. Дозувальний пристрій

Від конструкції дозувального пристрою залежать межі регулювання норми висіву добрив, а також точність дозування.

У проектованому тукорозкидачі приймаємо дозувальний пристрій, який забезпечує регулювання норми висіву від 50 до 3000 кг/га і відхилення від встановленої норми не перевищує 2,87 %.

4.11.1. Розрахунок параметрів дозувального пристрою (рис.5).

Вихідні дані наведено у табл. 3.

Таблиця 3

Вихідні дані для розрахунку дозувального пристрою

Показники	Значення
1. Максимальна норма внесення добрив Q_{max}, кг/га	1700
2. Ширина захвату розкидача B, м	16
3. Швидкість агрегату V, км/год	9,63
4. Кількість добрив, що розсіваються диском за одиницю часу за максимальної норми внесення q_1, кг/с	7,25

Умова розрахунку:

$$d_г - d_{вт},$$

де $d_г$ – діаметр живильної горловини;

$d_{вт}$ – діаметр вільного витікання добрив (туків) через отвір залежно від q_1.

Згідно з графіком рис. 6 [2] за $q_1 = 2$ кг/с, необхідний діаметр горловини $d_г = 70$ мм. Тоді якщо $q_1 = 7{,}25$ кг/с – x мм, тобто:

$$x = d_г = \frac{7{,}25 \cdot 70}{2} = 254 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр горловини (див. рис. 5) $d_г = 260$ мм.

Висота висівної щілини:

$$h = \frac{Q_{ср} V B}{10^4 V_1 \cdot tg\alpha \cdot C \cdot m \cdot \gamma}, \text{ мм}, \qquad (21)$$

де $Q_{ср}$ – середня норма внесення добрив ($Q_{ср}$ = 400 кг/га);

V – швидкість руху агрегату (V = 9,63 км/год = 2,67 м/с, згідно з вихідними даними);

B – ширина захвату тукорозкидача (B = 16 м, згідно з вихідними даними);

V_1 – швидкість виштовхування добрив скидачем:

α – кут установки пальця скидача до радіуса ($\alpha = 40^o$, виходячи із існуючих конструкцій);

C – ширина висівної щілини

m – коефіцієнт заповнення висівної щілини (m = 0,35 – приймаємо);

γ – питома вага добрив (γ = 1,1 кг/дм^3).

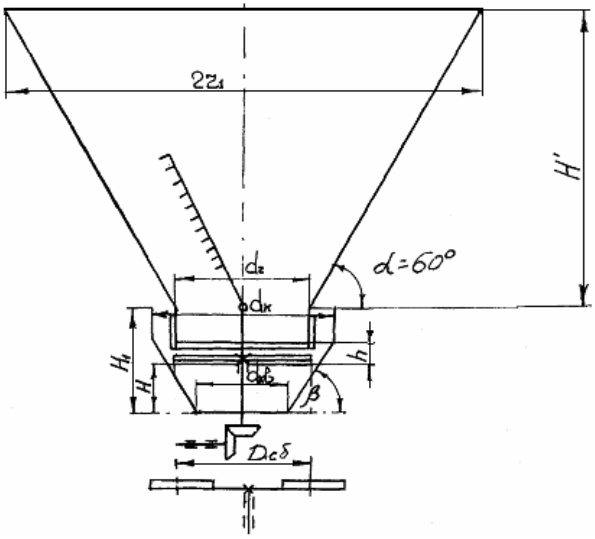


Рис. 5. Схема дозувального пристрою бункера

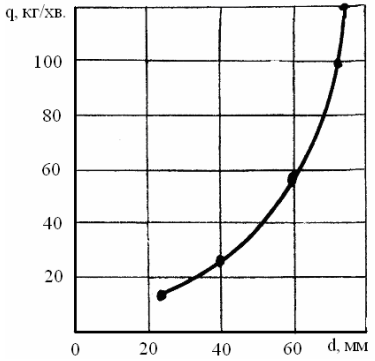


Рис. 6. Графік залежності подачі добрив від діаметра отвору за вільного витікання гранульованого суперфосфату

Швидкість виштовхування добрив скидачем V_1:

$$V_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot R_o, \text{ м/с},$$

де R_o – радіус скидача, м (R_o = 0,156 м згідно з умовами розміщення дозатора);

n – частота обертання скидача, об/хв (n = 12 об/хв – мінімальна частота).

Тоді:

$$V_1 = \frac{3{,}14 \cdot 12}{30} \cdot 0{,}156 = 0{,}196 \text{ м/с}.$$

Ширина висівної щілини:

$$C = 2\pi R_1, \text{ м},$$

де R_1 – внутрішній радіус кільцевої щілини (R_1 = 0,13 м, виходячи із умов розміщення елементів дозатора).

Тоді:

$$C = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}13 = 0{,}815 \text{ м},$$

а висота висівної щілини h:

$$h = \frac{Q_{ср} \cdot V \cdot B}{10^4 \cdot V_1 \cdot tg^2 \cdot C \cdot m \cdot \gamma} = \frac{400 \cdot 2{,}67 \cdot 16}{10^4 \cdot 0{,}196 \cdot 0{,}84 \cdot 0{,}815 \cdot 0{,}35 \cdot 1{,}1} = 26 \text{ мм}.$$

Розміри кожуха живильної воронки (див. рис. 5).

Зовнішній діаметр кожуха приймаємо $d_к$ = 380 мм, внутрішній $d_{кв}$ = 140 мм, виходячи із умов розміщення елементів дозатора для вільного надходження добрив до розкидального диска.

Кут похилу стінки кожуха приймаємо $\beta = 50^o$ за умови переміщення добрив по похилій площині ($j \le g$ – прискорення менше або дорівнює прискоренню вільного падіння).

Згідно з $d_к$, $d_{кв}$ і $\beta = 50^o$ – висота H = 170 мм, а H_1 = 200 мм (див. рис. 5).

Радіус встановлення живильної воронки відносно розкидального диска.

Відомо, що від радіуса установки живильної воронки залежать кут сходу частинок добрив з диска (напрямок розсівання), а також рівномірність розсіювання добрив.

Беручи до уваги висновки щодо використання конічного диска [8], конструкції існуючих машин такого типу, а також лабораторні експериментальні дослідження плоскоконічного диска, результати яких свідчать, що кут сходу частинок з диска приблизно такий самий, як і у разі використання плоского диска, приймаємо радіус установки живильника r_o = 50 мм.

4.11.2. Потужність для приводу скидача і ворушилки

Розрахунки визначення такої потужності дуже громіздкі. Тому використаємо дані заводу «Червона Зірка».

Потужність за n = 12 об/хв скидача і ворушилки дорівнює – 0,135 к.с., а за n = 70 об/хв – 0,405 к.с. за повністю заповненого бункера.

4.12. Розміри бункера

Беручи до уваги рекомендації [3] і результати розрахунків дозувального пристрою, де (d_r = 260 мм) і знаючи місткість бункера (W = 500 дм^3) визначимо інші його розміри (див. рис.5), враховуючи можливість механізованого способу завантаження.

Розрахункова формула:

$$W = \frac{1}{3}\pi H(r_2^2 + r_2 r_1 + r_1^2), \text{ дм}^3, \qquad (22)$$

де H – висота бункера, дм (див. рис. 5);

r_1 – радіус нижньої частини, дм;

r_2 – радіус верхньої частини, дм.

Тоді $W = 500$ дм^3 буде за $H = 9{,}6$ дм, $r_2 = 6{,}3$ дм, а

$$r_1 = \frac{d_г}{2} = \frac{2{,}6}{2} = 1{,}3 \text{ дм},$$

$$W = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot 9{,}6(6{,}3^2 + 6{,}3 \cdot 1{,}3 + 1{,}3^2) \approx 500 \text{ дм}^3.$$

Кут $\alpha = 60^o$ прийнято з умови забезпечення руху добрив по похилій площині.

5. Кінематичний розрахунок

Вибрати схему приводу диска, ворушилки і скидача (наприклад, як показано на рис. 7).

Знаючи частоту обертання виконавчих органів розрахувати передатне відношення кожної передачі приводу.

6. Енергетичний розрахунок

Вихідними даними для енергетичного розрахунку є дані технологічного і кінематичного розрахунків.

Задача полягає у визначенні коефіцієнта завантаження η двигуна трактора під час роботи тукорозкидача:

$$\eta = \frac{\sum N}{N_e}, \qquad (23)$$

де $\sum N$ – баланс потужності трактора;

N_e – ефективна потужність двигуна.

$$\sum N = N_{ВВП} + N_{м} + N_{f} + N_{б}, \qquad (24)$$

де $N_{ВВП}$ – потужність на ВВП з врахуванням ККД передач від ворушилки і розкидального диска;

$N_{м}$ – потужність, що втрачається на тертя у механізмах передач трактора;

N_{f} – потужність, яка втрачається на переміщення трактора з тукорозкидачем;

$N_{б}$ – потужність, що втрачається на буксування трактора.

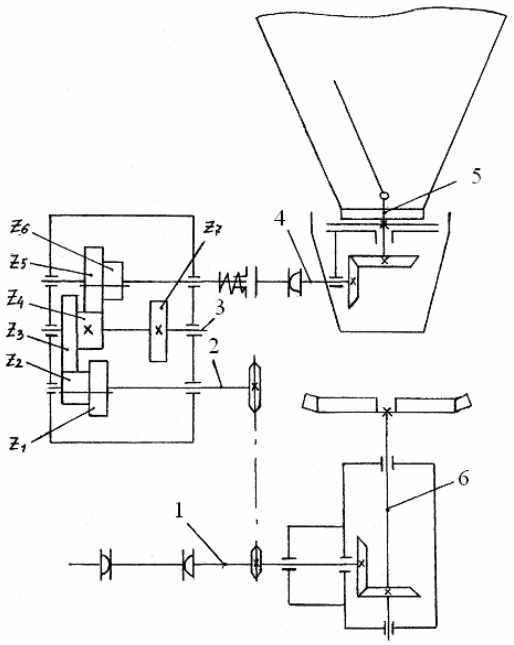


Рис. 7. Кінематична схема приводу робочих органів тукорозкидача:
1 – ВВП; *2* – ведучий вал редуктора; *3* – проміжний вал редуктора; *4* – ведучий вал редуктора ворушилки; *5* – ведений вал редуктора ворушили; *6* – привідний вал диска

$$N_{ВВП} = \frac{N_1 + N_2}{\eta_П}, \tag{25}$$

де N_1 і N_2 – відповідно, потужність, що витрачається на привід розкидального диска та ворушилки і скидача;

$\eta_П$ – ККД передач.

$$N_м = (1 - \eta_м) N_e, \tag{26}$$

де $\eta_м$ – коефіцієнт корисної дії силової передачі трактора, прийняти $\eta_м = 0{,}7$.

$$N_f = \frac{(G_1 + G_2) \cdot f \cdot V_м}{270} \cdot 0{,}736, \quad \text{кВт}, \tag{27}$$

де $G_1 + G_2$ – вага трактора з тукорозкидачем з повністю завантаженим бункером, кгс;

$V_м$ – швидкість агрегату, км/год;

f – коефіцієнт перекочування ($f = 0{,}1$ прийняти).

$$N_б = N_к \cdot \delta, \tag{28}$$

де $N_к$ – потужність на колесах трактора, $N_к = N_e \cdot \eta_м$;

δ – коефіцієнт буксування ($\delta = 0{,}12$ прийняти).

7. Розрахунок на міцність

Виконати розрахунок на міцність (спрощено, орієнтовно) деталі за узгодженням з керівником роботи (наприклад, вала розкидального диска тощо).

8. Охорона праці

Навести заходи щодо охорони праці під час роботи на агрегаті.

Під час опрацювання цього розділу бажано скористатися інструкцією з експлуатації будь-якого тукорозкидача.

9. Будова, процес роботи, наладка та технічне обслуговування тукорозкидача, що проектується

Стисло навести матеріал, посилаючись на графічну частину, рисунки та таблиці.

10. Техніко-економічні показники

10.1. Навести розрахунок продуктивності тукорозкидача за годину основного часу:

$$W_o = 0{,}1 \cdot B \cdot V_м, \text{ га/год}, \tag{29}$$

де B, м; $V_м$, км/год та за зміну:

$$W_{зм} = 0{,}1 \cdot B \cdot V_м \cdot T \cdot \tau, \text{ га/зм}, \tag{30}$$

де T – годин у зміні;

τ – коефіцієнт використання часу зміни ($\tau = 0{,}7$ – прийняти);

B, м; $V_м$, км/год.

10.2. Навести технічну характеристику тукорозкидача

Висновки

Навести висновки та рекомендації, які можуть використати конструкторські організації під час розробки тукорозкидачів.

Література

1. Василенко П.М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – Киев : УАСХН, 1960. – 284с.

2. Городецкий П.И. Экспериментальные исследования однодискового центробежного аппарата на рассеве гранулированного суперфосфата / П.И. Городецкий, Н.В Чупарев // Тракторы и сельхозмашины. – № 11. – 1966.

3. Грищенко Ф.В. К вопросу определения основных параметров центробежных разбрасывателей / Ф.В. Грищенко, А.В. Валеев // Тракторы и сельхозмашины. – № 1. – 1966.

4. Козловский Е.В. Некоторые вопросы работы центробежного диска / Е. Козловский // Мех. и электр. соц. с.х. – № 1. – 1962.

5. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / [Царенко О.М. та ін.]. – Київ : Мета, 2003. – 448 с.

6. Механизация внесения минеральных удобрений / [Литвинов М.А. др.]. – Москва : Колос, 1964. – 176 с.

7. Сільськогосподарські машини. Теорія і розрахунок робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту : навч. посіб. / [Тищенко С.С., Дубровін В.О., Теслюк В.В., Волянський М.С.] – Київ : Компанія «Аграр Медіа Груп», 2014. – 162 с.

8. Павловский И.В. Основы проектирования машин для внесения удобрений / И.В. Павловский. – Москва : Машиностроение, 1965. – 120 с.

9. Хоменко М.С. Исследование технологического процесса рассева минеральных удобрений центробежными аппаратами / М.С. Хоменко // Тракторы и сельхозмашины. – № 19. – 1960.

IV. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «СІВАЛКА ПНЕВМАТИЧНА»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

На початку виконання завдання необхідно обґрунтувати актуальність теми курсової роботи в аспекті потреб суспільства в обсягах і якості виробництва продукції сільського господарства, зокрема рослинництва.

Описати сучасний рівень механізації процесу висіву насіння просапних та овочевих культур, тенденції розвитку конструкцій пневматичних сівалок у нашій країні та за кордоном [3, 4, 6, 17, 18]. Навести мету та завдання курсової роботи [17].

1. Способи сівби просапних та овочевих культур

Описати способи сівби заданої культури та вказати умови застосування того чи іншого способу. Визначити мету проведення точного висіву просапних культур (висів з точно заданим кроком пунктиру). Обрати ширину міжрядь *b*, м.

2. Огляд конструкцій просапних та овочевих сівалок і їх робочих органів

У цьому розділі необхідно навести техніко-технологічні характеристики просапних та овочевих сівалок вітчизняного і закордонного виробництва, указати основні робочі органи машин, їх призначення та конструктивні особливості. Проаналізувати існуючі типи механізмів приєднання посівних секцій до рами; вказати наявність та місце розташування загортальних пристроїв посівних секцій. Зробити

стислий огляд висівних апаратів, що застосовуються (виділити апарати пневматичного типу). Надати інформацію про типи і конструктивне виконання приводу диска пневматичних висівних апаратів.

Дати перелік і описати конструкції спеціальних робочих органів просапних та овочевих сівалок; указати їх призначення [3 – 6, 15].

3. Механіко-технологічні передумови до розробки пневматичної сівалки

3.1. Фізико-механічні властивості насіння

Навести в табличній формі фізико-механічні властивості насіння, що висівається [7, 11, 15]. Обрати максимальні Q_{max} та мінімальні Q_{min} норми висіву цих культур і пояснити, чим вони зумовлені [3].

3.2. Агротехнічні та експлуатаційні вимоги.

Описати агротехнічні вимоги до сівалки, що проектується, та до її робочих органів: висівних апаратів, насіннєпроводів, сошників, загортальних пристроїв. Навести експлуатаційні вимоги до просапних та овочевих сівалок [8, 9].

4. Обґрунтування та розрахунок основних параметрів пневматичної сівалки

4.1. Вихідні дані

Призначення сівалки, кількість рядків, тип підвіски.

Дані вибрати із таблиці 1 згідно з варіантом.

4.2. Розрахунок висівного диска

4.2.1. Визначити кількість отворів на висівному диску.

Для цього знайти шлях, який пройде сівалка за один оберт привідного колеса:

$$l = \frac{2\pi R_c}{\varepsilon},\ \text{м}, \tag{1}$$

де R_c – статичний радіус привідного колеса, м;

ε = 0,93. ..0,95 – коефіцієнт ковзання колеса по ґрунту.

Параметри привідного колеса вибрати відповідно до рекомендацій [7].

4.2.2.Кількість обертів N_k колеса сівалки у разі засіву одного гектара:

$$N_k = \frac{10^4}{b \cdot l}\ , \tag{2}$$

де b – ширина міжрядь, м;

l , м.

4.2.3. Мінімальна та максимальна кількість обертів висівного диска N_D для умовного засівання 1 га

«Умовного» – тому, що розрахунок ведуть за шириною міжрядь, а не за шириною захвату сівалки.

$$\begin{aligned} N_{D_{\min}} &= N_k i_{\min} \\ N_{D_{\max}} &= N_k i_{\max} \end{aligned}\ , \tag{3}$$

де $i_{\min}$, $i_{\max}$ – максимальне та мінімальне передатне число механізму приводу диска (на етапі проектування задаються $i_{\min}$ = 0,2, $i_{\max}$ = 0,8).

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

Варіант	Культура	Кількість рядків	Тип підвіски *
1	Кукурудза	6	1
2	Соняшник	6	2
3	Кукурудза	6	3
4	Соняшник	6	4
5	Соя	8	2
6	Соняшник	8	1
7	Кукурудза	12	4
8	Соняшник	12	1
9	Огірки	6	3
10	Капуста	6	1
11	Огірки	4	4
12	Редиска	6	2
13	Морква	6	1
14	Огірки	4	3
15	Томати	6	1
16	Огірки	4	4
17	Морква	6	1
18	Редиска	4	2
19	Морква	6	3
20	Капуста	4	2
21	Цукровий буряк	12	1
22	Цукровий буряк	8	2
23	Цукровий буряк	12	3
24	Цукровий буряк	8	4
25	Цукровий буряк	12	2
26	Кормовий буряк	6	2
27	Цукровий буряк	8	4
28	Кормовий буряк	8	1
29	Кукурудза	8	2
30	Кукурудза	6	4

* 1 – паралелограмна із задньою опорою; 2 – паралелограмна з передньою опорою; 3 – радіальна балансирна; 4 – паралелограмна балансирна.

4.2.4. Мінімальна та максимальна кількість отворів на висівному диску:

$$z_{\min} = \frac{Q_{\min}}{N_{D_{\min}}}$$
$$z_{\max} = \frac{Q_{\max}}{N_{D_{\max}}} \quad , \tag{4}$$

де $Q_{\min}$, $Q_{\max}$ – мінімальна та максимальна норми висіву насіння, шт./га.

Отримані значення $z_{\min}$ та $z_{\max}$ округлити до цілих чисел, що відповідатиме двом наборам висівних дисків.

4.2.5. Діаметр отворів на дисках визначити із співвідношення:

$$d = (0.6 \div 0.7) b_i \text{, м,} \tag{5}$$

де b_i – середня ширина насінин, що висіваються, м.

4.2.6. Розрахунковий крок розташування отворів на диску

$$2l_{\max} > t > 1,2d \text{,} \tag{6}$$

де $l_{\max}$ – максимальний розмір насінин, що висіваються, м.

4.2.7. Максимальна лінійна швидкість обертання висівного диска за кроком розташування на ньому отворів:

$$V_{D_{\max}} = \frac{V_{C_{\max}} t}{T_{\min} K} \prec (0,3...0,5) \text{, м/с,} \tag{7}$$

де K – кількість рядів комірок (на першому етапі розрахунків $K = 1$);

$V_{C_{\max}}$ – максимальна робоча швидкість сівалки, м/с;

$T_{\min} = 10^4 / bQ_{\max}$ – крок пунктиру, м;

t – розрахунковий крок розташування отворів на диску, м.

Знайдена швидкість обертання комірок диска не має перевищувати 0,3...0,5 м/с. Ця умова необхідна для якісного заповнення комірок диска.

Якщо умова (7) не виконується, то комірки на диску потрібно розташувати у два ряди ($K = 2$).

4.2.8. Діаметр розташування отворів (комірок) на висівному диску:

$$D_o = \frac{z_{\max}(t+d)}{\pi K}, \text{ м}, \qquad (8)$$

де t – розрахунковий крок розташування отворів на диску, м;

d – діаметр отворів на дисках, м.

4.3. Вибір конструкції висівного диска, ворушилки насіння та скидача «зайвих» насінин

Під час обґрунтування і вибору конструкцій цих робочих органів необхідно чітко знати призначення згаданих елементів [3, 6]. Дати обґрунтування вибраної конструкції кожного з указаних елементів.

4.4. Обґрунтування конструкції висівного апарата та сошника посівної секції

На рис. 1, як приклад, наведено схему пневматичного висівного апарата з горизонтальною віссю обертання.

Рівень насіння в живильній камері висівного апарата впливає на якість захоплення насіння комірками і тому має бути на 2…3 розміри насінини вище осі обертання висівного диска.

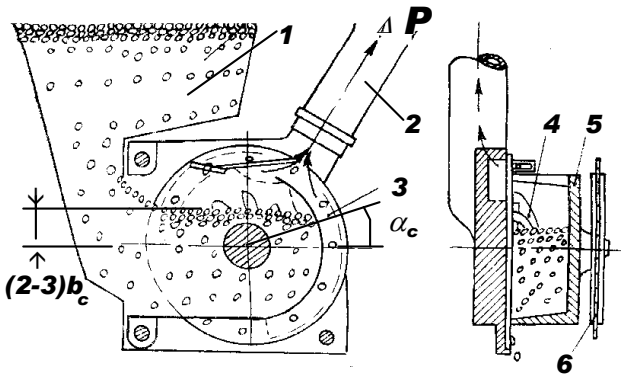


Рис.1. Пневматичний висівний апарат з горизонтальною віссю обертання: *1* – бункер для насіння; *2* – повітропровід; *3* – висівний диск; *4* – ворушилка насіння; *5*- корпус апарата; *6* – ведуча зірочка

Кут сходу насіння з висівного диска α_c визначає параметри вакуум-камери апарата. Його оптимальне значення перебуває в межах 30...40 градусів.

Взаємне розташування висівного апарата та сошника посівної секції має відповідати низці умов. На рис 2 наведено приклад.

Основні розміри визначити із умов:

$$H = H_c + \frac{D_0}{2} + (10...12), \text{ мм}, \tag{9}$$

$$H_c = (1{,}2...1{,}3)h_{\max}, \text{ мм}, \tag{10}$$

де $h_{\max}$ – максимальна глибина зароблення насіння в грунт.

Кут занурювання сошника в грунт визначити із співвідношення:

$$\alpha \geq 90^0 + \varphi, \tag{11}$$

де φ – кут ковзання ґрунту по сталі.

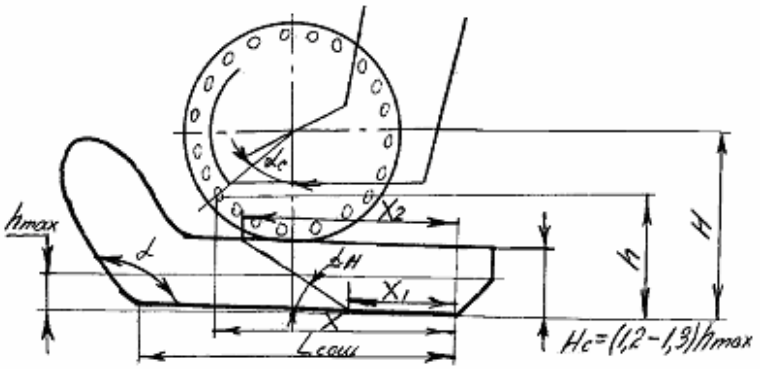


Рис.2. Схема взаємного розташування висівного апарата і сошника

Надалі необхідно визначити ширину сошника $B_{сош}$ з умови вільного проходу насіння та добрив між його стінками. Конструкція сошника має забезпечувати виконання агротехнічних вимог про взаємне розташування рядка насіння та добрив у ґрунті. Під час вибору довжини сошника $L_{сош}$ можна скористатися рекомендацією:

$$L_{сош} = (0{,}25 \ldots 0{,}30), \text{ м.}$$

Обріз щоки сошника має розташовуватися на відстані X від точки сходу насіння з висівного диска. Відстань X визначають з умов падіння насінини в борозенку:

$$X = V_{ox}\sqrt{\frac{2h}{g}}, \qquad (12)$$

де V_{ox} – горизонтальна складова максимальної лінійної швидкості обертання диска за діаметром розташування висівних отворів, м/с;

h – висота падіння насінини, м.

Кут нахилу насіннєспрямовувача сошника та його положення відносно осі обертання висівного диска вибирати з умови:

$$X_1 = 0.1X;$$
$$X_2 = (0.95 \div 1.1)X, \quad (13)$$

4.5. Обґрунтування конструкції та розрахунок параметрів посівної секції сівалки

Відповідно до заданого типу підвіски (тобто типу механізму приєднання посівної секції до рами сівалки та конструкції опорно-прикочувальних органів) навести схему взаємного розташування робочих органів посівної секції та обґрунтувати її конструкцію. Далі, виходячи з [7], підібрати необхідне прикочувальне колесо (коточок) посівної секції. Урахувати, що між прикочувальним коточком та корпусом посівної секції відстань повинна бути не менше:

$$L = h_{\max} \cdot tg(2\varphi) + D_{O.K.}$$

де $D_{O.K.}$ – діаметр опорного коточка.

Крім того, для випадку заднього розташування коточка врахувати відстань, необхідну для розміщення загортачів. Розробити конструкцію механізму регулювання глибини ходу сошника, яка повинна бути простою, забезпечувати зручність регулювання та мати шкалу глибини ходу сошника. На рис. 3 наведено схему можливого варіанта виконання такого механізму.

Механізм працює таким чином. Під час обертання ручки гвинтового механізму *7* опорне колесо *5* рухається відносно корпусу посівної секції і змінює глибину ходу сошника *2* у ґрунті. Глибину зароблення насіння контролюють за шкалою *6*.

Далі вибрати місце розташування та конструкцію загортачів *4*, виходячи з вимог якісного зароблення насіння на задану глибину. Обґрунтувати конструкції спеціальних робочих органів: грудковідвідних пристроїв *2*, шлейф-борінок *3*, пристроїв фіксації насіння в борозенці тощо.

Виконати розрахунок об'єму висівних бункерів (банок) для насіння, виходячи з того, що сумарний об'єм банок становить:

$$V = \frac{L_g Q_{\max} B}{\lambda \gamma 10^4}, \ м,^3 \qquad (14)$$

де L_g – довжина гону (близько 15000 м);

$Q_{\max}$ – максимальна норма висіву, в кг/га;

B – ширина захвату сівалки, м;

$\lambda = 0{,}9$ – коефіцієнт заповнення насіннєвих банок;

γ – об'ємна маса насіння, кг/м^3.

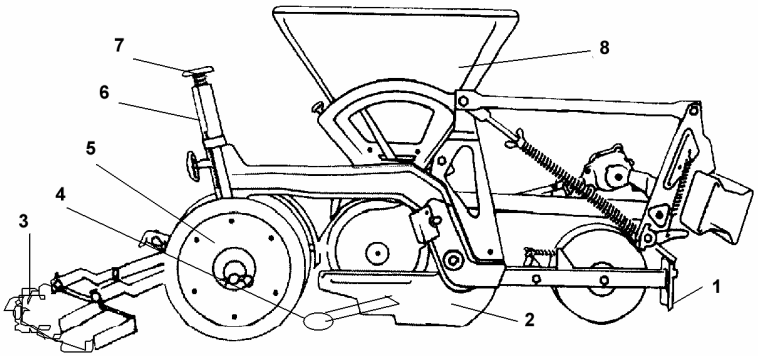


Рис. 3. Посівна секція просапної сівалки «Pneumasem П» (Франція):
1 – грудковідводжувач; *2* – сошник; *3* – шлейфборінка; *4* – загортач; *5* – опорне колесо; *6* – шкала; *7* – гвинтовий механізм; *8* – бункер

Об'єм однієї банки:

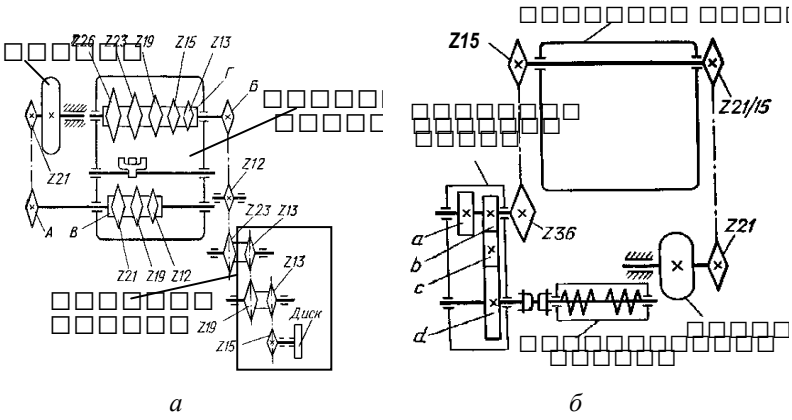
$$V_b = \frac{V}{n}, \text{ м}^3, \qquad (15)$$

де n – кількість рядків, що засіваються.

Відповідно до об'єму однієї банки вибрати її розміри.

4.6. Вибір і розрахунок схеми механізму приводу диска висівного апарата та механізму передач сівалки

Механізм передач сівалки має забезпечувати не менше 12…14 дискретних значень норми висіву насіння. Як приклад, на рис. 4 наведено схему приводу насіннєвисівних *(а)* та туковисівних *(б)* апаратів сівалки СУПН-8).



а *б*

Рис. 4. Схеми механізмів привода висівних апаратів сівалки СУПН-8:
а – насіннєвисівних; *б* – туковисівних

4.7. Розрахунок пневматичної системи сівалки

Робота пневматичного висівного апарата точного висіву ґрунтується на ефекті прилипання насіння до присмоктувальних отворів під дією повітряного потоку, що проходить крізь отвори.

Під час обертання диску з отворами і проходження його крізь масу насіння в живильній камері на насінину діє зусилля присмоктування. При цьому

до одного отвору може присмоктатися дві чи більше насінин. Щоб уникнути останнього, застосовують скидачі «зайвих» насінин (див. розділ 4.3).

Для захвату насіння отворами диска необхідно створити присмоктувальну силу, яка б подолала інерційні сили нерухомих насінин, що рухаються з меншою швидкістю, ніж швидкість присмоктувальних отворів, а також сили опору з боку маси насіння. Розглянемо сили, що діють на насіння в момент його присмоктування до отвору (рис. 5).

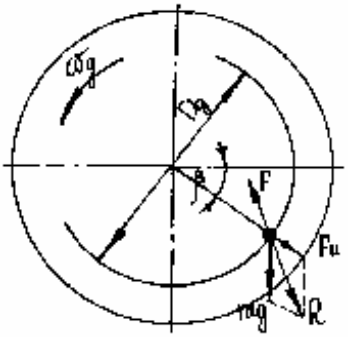


Рис. 5. Схема сил, що діють на насінину

На насінину діє сила тяжіння *mg*, сила інерції F_i та сила опору нерухомої насінини, яку можна враховувати коефіцієнтом K_1. Умова, необхідна для захвату насінини та винесення її з загальної маси:

$$F > RK_1, \text{Н}, \tag{16}$$

де *R* – результуюча сила;

F – проекція сили утримання насінини на лінію дії результуючої сили.

$$F = F_{pr} f, \text{Н}, \tag{17}$$

де F_{pr} – сила, що присмоктує насінину до отвору;

f – коефіцієнт тертя насінини по матеріалу диска.

Силу інерції визначити за формулою:

$$F_i = \frac{m\omega^2{}_\sigma D_d}{2}, \text{Н}, \tag{18}$$

де m – маса насінини, кг;

ω_σ – кутова швидкість обертання диска, рад/с.

Виходячи з формули (16) та (17) матимемо:

$$F_{pr} = \frac{RK_1}{f}., \text{ Н} . \tag{19}$$

Для розрахунків приймають: K_1 = 12...20 – для насіння кукурудзи; K_1 = 40...60 – для цукрового буряку (тобто для менших за розміром насінин приймають більші значення коефіцієнта K_1).

З іншого боку, силу присмоктування можна обчислити із співвідношення:

$$F_{pr} = \Delta P f_{\sigma tv}, \text{ Н}, \tag{20}$$

де ΔP – розрідження, Па;

f_{otv} – площа присмоктувального отвору, м^2, див. (5).

Враховуючи, що насінини не мають правильної геометричної форми та не повністю перекривають присмоктувальні отвори, необхідно ввести коефіцієнт K_2 = 0.4…0.7.

Виходячи з вищенаведеного, визначити необхідне розрідження у вакуумній камері висівного апарата:

$$\Delta P = \frac{F_{pr}}{K_2 f_{\sigma tv}}, \text{ Па}. \tag{21}$$

Якщо в завданні вказано дві культури, що висіваються, зробити розрахунок величини ΔP для кожної з них і в подальших розрахунках використовувати більше значення.

Визначити швидкість повітряного потоку в отворі висівного диска:

$$V = \alpha_a \sqrt{\frac{2\Delta P}{\mu}}, \text{ м/с}, \tag{22}$$

де α_a = 0,7 ...0,75 – коефіцієнт швидкості;

μ = 0,114 кг/м^3 – питома маса повітря за t = 20°С

та тиску 133,3 Па;

ΔP , Па.

Загальні витрати повітря крізь присмоктувальні отвори сівалки:

$$Q = knf_{\sigma v} VM \text{ , м}^3\text{/с}, \tag{23}$$

де k = 0,6 ...0,9 – коефіцієнт присмоктування (менші значення коефіцієнтів вибирати для менших за розміром насінин і навпаки);

n = (0,8…0,9) z_{max} – кількість отворів диска, що знаходяться в зоні дії вакуумної камери;

M – кількість висівних апаратів;

V, м/с.

Визначити площу всмоктувального патрубка пневматичного висівного апарата за формулою:

$$S = z_{\max} f_{\sigma v} \text{ , м}^2. \tag{24}$$

Визначити потужність N, необхідну для приводу вентилятора сівалки:

$$N = \frac{QH}{\eta_v \eta_p}, \text{ Вт }, \tag{25}$$

де η_v – ККД вентилятора (0,4...0,5);

η_p – ККД приводу (0,95 ...0,98);

H – повний напір вентилятора (у першому наближенні для розрахунків пневматичних сівалок можна прийняти H = (2,5 ...3,0) ΔP, Па;

Q – м^3/с.

4.8. Проектування механізму приводу вентилятора

Привід вентилятора можна здійснити від ВВП трактора або від гідромотора, який живиться, у свою чергу, від гідросистеми трактора. У першому випадку необхідно вибрати тип механізму передачі крутного моменту від ВВП трактора на вал вентилятора та виконати її кінематичний розрахунок, виходячи з того, що ротор вентилятора має обертатися з частотою 3000...4000 об/хв. У другому випадку необхідно вибрати вид та типорозмір гідромотора приводу вентилятора і також вибрати тип передачі руху на вал вентилятора і зробити кінематичний розрахунок.

5. Розрахунок на міцність

Виходячи з потужності, необхідної на привід вентилятора, розрахувати на міцність одну із деталей приводу вентилятора (наприклад, вала).

6. Будова, процес роботи і технічне обслуговування пневматичної сівалки

Стисло навести матеріал, посилаючись на аркуші графічної частини і рисунки (наприклад, рисунок 5 і 6).

7. Охорона праці

Під час опрацювання цього розділу використовувати інструкції з експлуатації будь-якої марки пневмосівалки.

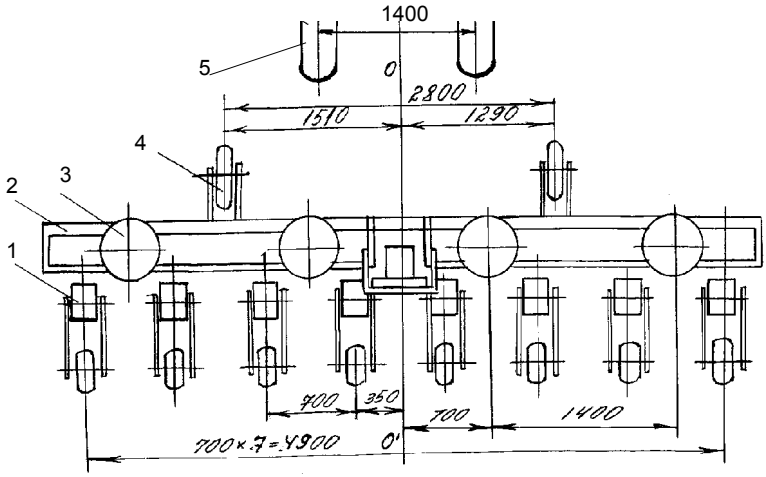


Рис. 5. Компонувальна схема проектованої пневматичної сівалки:
1 – посівна секція; *2* – рама; *3* – туковисівні апарати; *4* – опорно-привідні колеса сівалки; *5* – колеса трактора

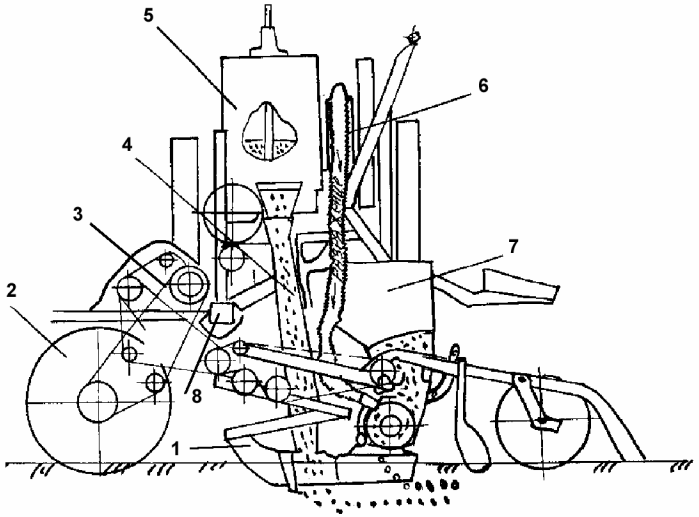


Рис. 6. Функціональна схема сівалки:
1 – посівна секція; *2* – опорно-привідне колесо; *3* – механізм передачі; *4* – тукопровід; *5* – туковисівний апарат; *6* – вентилятор; *7* – бункер; *8* – рама

8. Техніко-економічне обґрунтування

Навести розрахунок продуктивності сівалки за годину основного часу і за зміну, технічну характеристику, а також фактори, що зумовлюють переваги проектованої сівалки порівняно з існуючими.

Висновки

На підставі виконаних розробок, висловити особисті міркування щодо можливого застосування цієї чи іншої посівної техніки в господарстві.

Література

1. Сівалка універсальна пневматична начіпна СУПН-8А: Технічний опис та інструкція з експлуатації/ з-д «Червона Зірка». – Кіровоград, 2000. – 106 с.

2. Ясенецький В. А. Нова сільськогосподарська техніка / В.А. Ясенецький. – Київ : Урожай, 1986. – 288 с.

3. Бузенков Г. М. Машины для посева сельскохозяйственных культур / Г. М. Бузенков, С.А. Ма. – Москва : Машиностроение, 1976.– 272 с.

4. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин / [Бойко А. І., Свирень М.О., Шмат С.І., Ножнов М.М.]. – Київ : Міністерство АПК України. – 2003. – 204 с.

5. Платонов И. М. Оценка сеялок точного высева / И.М. Платонов // Тракторы и сельхозмашины. – 1975. – №6. – С. 20-23.

6. Кардашевский С.В. Высевающие устройства посевных машин / С.В. Кардашевский. – Москва : Машиностроение, 1967. – 127 с.

7. Клецкин М.И. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин : в 4 т. / М.И. Клецкин. – Москва : Машиностроение, 1967.

8. Сеялки кукурузные. Общие технологические условия : ГОСТ 6654-80. – Москва : Изд-во стандартов, 1980. – 18 с.

9. Сеялки свекловичные. Общие технологические условия : ГОСТ 7375-80. – Москва : Изд-во стандартов, 1980. – 20 с.

10. Сабликов М.В. Курсовое и дипломное проектирование по сельскохозяйственным машинам / М.В. Сабликов, М.В. Кузьмин. – Москва : Колос, 1973. – 191с.

11. Чичкин В.Н. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты: – Теория, конструкция и расчет / В.Н. Чичкин. – Кишинев : Штиинца, 1984. – 392 с.
12. Сисолін П. В. Висівні апарати сівалок / П.В. Сисолін, М.О. Свірень. – Кіровоград, 2004. – 160 с.
13. Техника сельскохозяйственная. Метод экономической оценки : ГОСТ 23728...ГОСТ 23730. – Москва : Изд-во стандартов, 1979. – 18 с.
14. Сеялки овощные : ГОСТ 10775-64. – Москва : Изд-во стандартов, 1964. – 16 с.
15. Машины для точного посева пропашных культур: Конструирование и расчет / [под ред. Л.В.Погорелого]. – Киев : Техника, 1987. – 152 с.
16. Беляев Е.А. Посевные машины / Е.А. Беляев. – Москва : Россельхозиздат, 1987. – 152 с.
17. Водолазов Н.К. Курсовое и дипломное проектирование по механизации сельского хозяйства / Н.К. Водолазов. – Москва : Агропромиздат, 1991. – 336 с.

V. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «КАРТОПЛЕСАДЖАЛКА»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Навести стислу характеристику сучасного стану садіння картоплі. Розкрити доцільність розробки картоплесаджалки, керуючись літературними джерелами [5, 6, 7] тощо. Сформулювати мету роботи.

1. Способи садіння картоплі

Опрацьовуючи цей розділ, описати можливі та існуючі способи садіння картоплі і комплекси машин. Оцінити кожний спосіб [5, 6, 12, 22, 23]. Навести класифікаційну схему технічних засобів для садіння картоплі [5, 7, 8, 12, 22, 23].

2. Аналіз конструкцій технічних засобів для садіння картоплі

Проаналізувати тенденції розвитку конструкцій картоплесаджалок. На основі аналізу літературних джерел дати характеристику та оцінити (виділити особливості або переваги і недоліки) конструкції та особливості робочих органів машин.

Для достовірності аналізу бажано навести цифри, технічні характеристики, технологічні і кінематичні схеми, особливості процесу роботи тощо. При цьому можна використати літературні джерела [2, 5, 8, 12, 20, 24].

Обґрунтувати доцільність використання садильного апарата ложечко-транспортерного (стрічкового) або елеваторного типу.

Сформулювати мету, задачі розробки, методи вирішення поставлених інженерних задач та стислі висновки (дати чіткі формулювання).

Приклад

Метою цієї роботи є підвищення ефективності (якості, продуктивності) процесу садіння картоплі шляхом удосконалення режиму роботи і параметрів садильного апарата картоплесаджалки;

Для досягнення мети визначено такі інженерні задачі розробки*:*

- удосконалити функціональну схему садильного апарата картоплесаджалки;
- удосконалити кінематичну схему садильного апарата картоплесаджалки;
- визначити параметри складових вузлів удосконаленого садильного апарата
- визначити параметри розташування ложечок на стрічці;
- спроектувати форму криволінійного профілю ложечки апарата;
- визначити можливу техніко-економічну ефективність удосконалення.

Методи вирішення поставлених інженерних задач:

- на основі літературних джерел і патентів обґрунтувати та визначити функціональну схему удосконаленого садильного апарата;
- виходячи із максимальної продуктивності саджалки, обґрунтувати і розрахувати взаємозв'язок між режимами роботи складових вузлів апарата;
- обґрунтувати і розрахувати необхідні параметри складових вузлів удосконаленої картоплесаджалки;
- обґрунтувати і спроектувати форму криволінійного профілю ложечки апарата;
- розрахувати можливу економічну ефективність удосконалення.

У пояснювальній записці дати повні відповіді на певний пункт щодо вирішення поставлених вами інженерних задач.

3. Механіко-технологічні передумови удосконалення (розробки) картоплесаджалки для фермерських господарств

3.1. Фізико-механічні властивості картоплі

Навести технологічні властивості, необхідні для обґрунтування і розрахунку основних параметрів картоплесаджалок. Посадкову картоплю переважно характеризують такими показниками [1, 2, 3, 5, 9, 22]:

- формою, геометричними розмірами та вагою;
- кутами тертя та природного укосу;
- пружністю та еластичністю;
- величиною паростків;
- наявністю сторонніх домішок в масі бульб.

3.2. Агротехнічні вимоги до картоплесаджалок

Навести вимоги, використавши літературні джерела [2, 6, 9, 22, 23].

4. Обґрунтування і розрахунок основних параметрів картоплесаджалок

Опрацьовуючи цей розділ, використати літературні джерела [2, 7, 8, 12, 20, 22, 23, 24].

4.1. Вихідні дані

Для всіх варіантів вихідними даними є:

тип агрегатування – начіпна; кількість рядків – 2 шт.; ширина міжряддя – 0,7 м; маса бульби в бункері – 250 кгс; кількість пошкоджень

бульб – до 5 %; кількість пропусків бульб – до 3 %; глибина заробки бульб – 15 см; фракції посадкової картоплі – 25...50, 51...80, 81...120 г.

Всі інші дані вибрати із табл. 1 згідно з варіантом.

4.2. Кінематичний розрахунок

Привід розраховують за умови роботи саджалки зі швидкістю садіння картоплі в інтервалі від 4 до 7 штук в секунду, що забезпечує садіння з мінімальними пропусками (до 5 %). Робота з більшою частотою недопустима, різко збільшуються пропуски.

4.2.1. Оптимальна робоча швидкість саджалки (трактора):

$$V = \frac{mh}{t}\ , \text{м/с}, \tag{1}$$

де V – робоча швидкість руху саджалки (трактора), м/с;

m – кількість бульб висаджених за 1 секунду, шт;

t = 1с;

h – крок садіння, м.

4.2.2. Оптимальна частота обертання ведучого барабана садильного апарата з відповідним кроком між ложечками на транспортері

$$n_б = \frac{P_л V}{h \pi D_б}, \text{ об/с}, \tag{2}$$

де $P_л$ – крок між ложечками на транспортері, м;

$D_б$ = 0,107 – діаметр ведучого барабана садильного апарата, м;

$D_к$ = 0,715 – діаметр опорно-приводного колеса, м.

4.2.3. Передатні числа механізму передач:

– загальне

$$i = \frac{n_к}{n_б} = \frac{h\, D_б}{P_Л\, D_к} \tag{3}$$

- першого ступеня:

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \tag{4}$$

- третього ступеня:

$$i_3 = \frac{Z_{12}}{Z_{11}} = \frac{Z_{14}}{Z_{13}} \tag{5}$$

- другого ступеня:

$$i_2 = \frac{Z_{7-10}}{Z_{3-6}} \tag{6}$$

Другий ступінь передачі складається з двох блоків зірочок по чотири в кожному блоці (Z_3, Z_4, Z_5, Z_6 та Z_7, Z_8, Z_9, Z_{10}). Тому передатних чисел для цього ступеня буде 16. Треба підібрати поєднання тільки двох відповідних зірочок (відомої та ведучої), що забезпечить необхідний крок.

Перевірити передатне число передач відповідно до даних табл. 1:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \tag{7}$$

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

Варіант	Крок садіння, h, см	Крок між ложечками, $P_Л$, см	К-сть бульб висаджених за 1 с, m, шт	Кут тертя сошника φ^0	Зусилля пружини сошника F, кгс	Маса сошника G, кгс	Тяговий пір одного диска загортача $R_{X'}$ кгс
1	15	6	7	25	20	10	20
2	18	6	7	25	20	10	20
3	21	6	7	25	20	10	20
4	24	6	7	25	20	10	20
5	27	6	7	25	20	10	20
6	30	8	7	25	25	11	21
7	33	8	6	25	25	11	21

Варіант	Крок садіння, h, см	Крок між ложечками, $P_Л$, см	К-сть бульб висаджених за 1 с, m, шт	Кут тертя сошника φ^0	Зусилля пружини сошника F, кгс	Маса сошника G, кгс	Тяговий пір одного диска загортача R_X, кгс
8	36	8	6	25	25	11	21
9	39	8	6	35	25	11	21
10	42	8	6	35	25	11	21
11	45	6	6	35	30	12	22
12	48	6	6	35	30	12	22
13	51	6	5	35	30	12	22
14	54	6	5	35	30	12	22
15	57	6	5	35	30	12	22
16	60	8	5	35	35	13	23
17	15	8	5	48	35	13	23
18	18	8	5	48	35	13	23
19	21	8	4	48	35	13	23
20	24	8	4	48	35	13	23
21	27	8	4	48	40	14	24
22	30	6	4	48	40	14	24
23	33	6	4	48	40	14	24
24	36	6	4	48	40	14	24
25	39	6	4	48	40	14	24
26	51	7	5	20	20	10	20
27	54	7	5	20	20	10	20
28	57	7	5	20	20	10	20
29	60	7	5	20	20	10	20
30	15	7	5	20	20	10	20

Таблиця 2

Кількість зубів на зірочках

№ зірочки	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}
Кількість зубів	23	17	21	16	13	11	10	22	23	24	14	13	14	13

Кількість зубів зірочок механізму передач (див. рис. 1)

4.3. Розрахунок тягового опору сошника

Корпус сошника 1 (рис. 2) жорстко закріплено до повідця 3, який обертається навколо нерухомої горизонтальної осі *О*, перпендикулярної до напрямку руху. Ця вісь перебуває позаду кромки *АБ* (сошник штовхають, а не тягнуть).

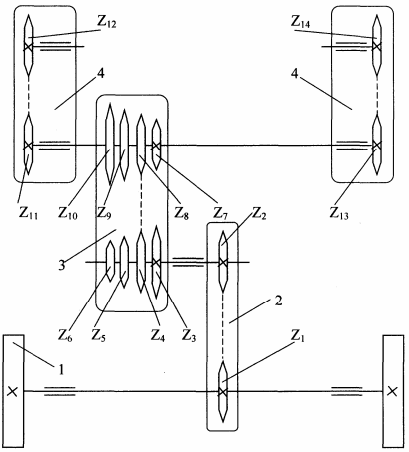


Рис. 1. Кінематична схема механізму передач картоплесаджалки КСН-2:
1 – опорно-привідне колесо; 2 – перший ступінь передачі; 3 – другий ступінь передачі (має два блоки зірочок); 4 – третій ступінь передачі (забезпечує привід стрічки садильного апарата); Z_1, Z_2… Z_{14} – зірочки

Під час поступального руху на сошник діють такі сили:

G_C – сила ваги сошника (згідно з варіантом), кгс ;

F – сила тиску пружини (згідно з варіантом), кгс;

N – рівнодійна сил опору ґрунту сошника, кгс ;

P_C – тяговий опір сошника, кгс .

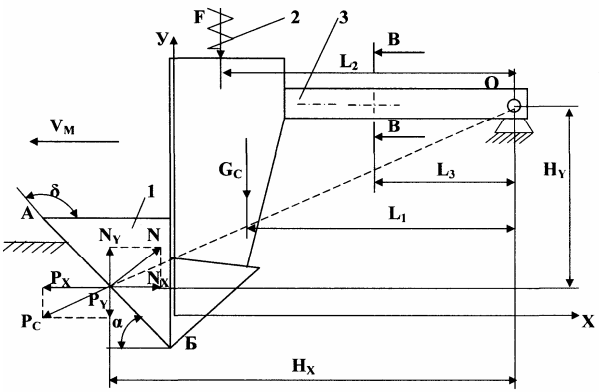


Рис. 2. Схема сил, які діють на сошник:
1 – корпус; *2* – пружина; *3* – повідець

Рівнодіюча сил опору N ґрунту спрямована нормально до лінії $АБ$ за кута δ входження різальної кромки сошника в грунт:

$$\delta = \pi + \varphi,$$

де φ – кут тертя ґрунту по матеріалу сошника, (згідно з варіантом).

Кут розміщення різальної кромки $АБ$ до напрямку руху:

$$\alpha = 2\pi - \delta.$$

Умова рівноваги сошника:

$$G_C \cdot L_1 + F \cdot L_2 = N_Y \cdot H_X - N_X \cdot H_Y \qquad (8)$$

де L_1 = 0,300 м; L_2 = 0,320 м; L_3 = 0,16 м; H_X = 0,455 м; H_Y = 0,175 м.

Виходячи з трикутника сил:

$$N_Y = N_X \cdot tg\ \alpha\,. \qquad (9)$$

Із рівняння (8):

$$N_x = \frac{G_C \cdot L_1 + F\, L_2}{tg\alpha - H_{Y\,Y}} \qquad (10)$$

Тоді рівнодійна сил опору ґрунту:

$$N = \sqrt{N_X^2 + N_Y^2} \qquad (11)$$

Тяговий опір сошника P_c визначаємо за спрощеною формулою:

$$P_c = \varepsilon \cdot \kappa \cdot N, \quad \text{кгс}, \qquad (12)$$

де ε – коефіцієнт, що об'єднує тертя і опір ґрунту, визначають дослідним шляхом, для глибини входження 0,15 м, ε = 0,9;

κ – конструктивний коефіцієнт, $\kappa = 1{,}2$.

4.4. Розрахунок сил опору сферичного загортального диска

Сферичний диск сприймає дію елементарних сил опору ґрунту, які виникають на різальній кромці, фасках і робочій поверхні. Для розрахунків дію елементарних сил приводять до двох перехресних сил (рис. 3).

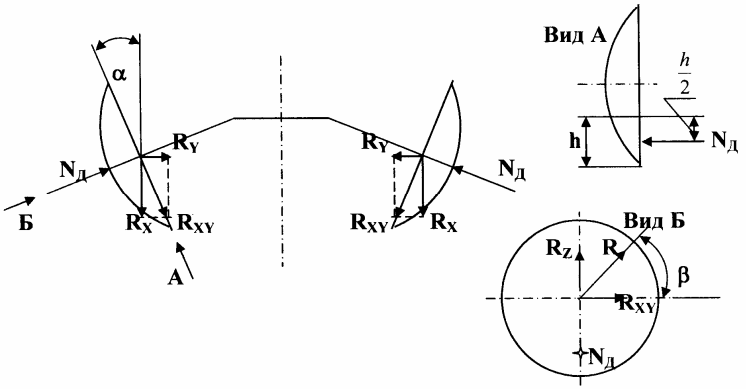


Рис. 3. Схема сил, які діють на дисковий загортач

Одна з цих сил R діє в площині диска і проходить через вісь обертання диска під кутом β до горизонтальної площини.

Сила опору робочої поверхні диска $N_Д$ паралельна вісі обертання і лежить на відстані половини глибини h хода дисків.

Незначне відхилення дисків від вертикалі в розрахунках не враховують.

Сили R і $N_Д$ можна характеризувати такими силами:

повздовжньою R_X; поперечною R_Y; вертикальною R_Z .

Сили опору визначити за такими формулами (згідно з варіантом):

$$R_Y = \xi \cdot R_X, \text{ кгс}$$

де ξ – коефіцієнт, який враховує діаметр диска, кут атаки і глибину обробки, згідно з дослідними даними, за діаметра диска 0,45 м, кута атаки 20^0 і глибини обробки 0,15 м, $\xi \approx 0{,}8$.

$$R_{XY} = R_X \cdot cos\alpha - R_Y \cdot sin\alpha\,, \quad \text{кгс},$$

де α – кут атаки 20^0;

$$R_Z = G + P_{ПР}\,, \text{ кгс},$$

де G – маса дискового загортача, (прийняти рівним 15 кгс);

$P_{ПР}$ – максимальне зусилля пружини для одного диска, (прийняти 90 кгс).

Рівнодійна сил опору:

$$R = \sqrt{R_z^2 + R_{xy}^2}\,, \text{ кгс},$$

Сила опору робочої поверхні диска $N_Д$:

$$N_Д = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2 - R_{XY}^2}\,, \text{ кгс},$$

4.5. Розрахунок тягового опору саджалки

Тяговий опір саджалки P складається з опору $P_К$ коченню коліс, опору $P_С$ сошників (8) і опору $P_{ХД}$ загортальних дисків:

$$P = P_К + P_С + P_{ХД}. \qquad (13)$$

Опір коченню колеса визначити за формулою:

$$P_К = \mu \cdot G_К\,, \qquad (14)$$

де GK – навантаження на колесо від загальної ваги машини, кгс (вибрати згідно з варіантом);

μ – коефіцієнт перекочування.

Прийняти, що на колеса саджалки припадає вага $G_Б$ бульби в бункері і половина ваги G_M машини тобто:

$$G_K = G_Б + \frac{1}{2} G_M ,$$

де $G_Б$ – максимальна маса бульби в бункері, (прийняти 250 кгс);

G_M – конструктивна маса машини, (прийняти 450 кгс).

$$\mu = 0{,}86\sqrt[3]{\frac{G_k}{\rho_1 \cdot B \cdot D_k^{\,2}}} \quad ,$$

де ρ_1 – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, ($\rho_1 = 4$ Н/см^3);

B – ширина обода металевого колеса, (прийняти $B = 0{,}16$ м).

$$P_{ХД} = P_X \cdot n_1 , \qquad (15)$$

де n_1 – кількість загортальних дисків.

Питомий тяговий опір:

$$P_П = P/b, \quad \text{кгс/м},$$

де b – ширина захвату саджалки, м.

P, кгс.

4.6. Розрахунок на міцність повідця сошника

Визначити згинальний момент в розрахунковому перерізі *B-B* (див. рис. 2) за формулою:

$$M_A = \varepsilon \cdot N_X \cdot H_Y + F \cdot L_{FB} + G \cdot L_{GB} - \varepsilon \cdot N_Y \cdot H_{XB}, \text{ кгс м}, \qquad (16)$$

де $H_{XB} = H_X - L_3$; $L_{FB} = L_2 - L_3$; $L_{GB} = L_1 - L_3$.

Поперечна сила у розрахунковому перерізі *B-B*

$$Q_A = F + G_C - \varepsilon \cdot N_Y \text{ , кгс .} \tag{17}$$

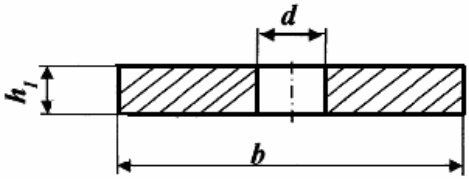


Рис. 4. Розміри перерізу *B – B* повідця сошника:
b = 45 мм – ширина; h_1 = 8 мм – товщина; *d* = 12 мм – діаметр отвору під вісь

Площа перерізу:

$$S = h_1 \ (b - d) \text{ , м}^2 . \tag{18}$$

Момент інерції перерізу:

$$J = \frac{h_1 \cdot b^3 - h_1 \cdot d^3}{12} , \quad \text{м}^4 . \tag{19}$$

Максимальне нормальне напруження в розрахунковому перерізі:

$$X = \frac{M_A}{W} \text{, Па.} \tag{20}$$

Дотичне напруження:

$$T = \frac{3Q_A}{2S} \text{, Па .} \tag{21}$$

5. Будова, процес роботи, наладка і ТО картоплесаджалки

Посилаючись на аркуші графічної частини і рисунки, стисло описати будову та процес роботи. Вказати основні регулювання та технічне обслуговування [1, 2, 7, 9].

6. Охорона праці

Опрацьовуючи це питання, використати літературні джерела щодо експлуатації будь-якої марки картоплесаджалки [4].

Описати заходи з охорони праці під час роботи на агрегаті.

7. Техніко-економічне обґрунтування

Розрахувати продуктивність розробленої саджалки. Навести її техніко-економічну характеристику і фактори, які впливають на підвищення ефективності роботи.

Висновки

На підставі виконаних розробок (вирішення поставлених інженерних задач) навести конкретні (дві-три) рекомендації, які можуть бути використані під час розробки нових конкурентоспроможних конструкцій картоплесаджалок.

Література

1. Комплексная механизация возделывания, уборки и хранения картофеля / [Верещагин Н.И. и др.]. – Москва : Колос, 1977.
2. Картофелесажалка навесная двухрядная КСН -2. Техническое описание и инструкция по по эксплуатации. – Николаев : КБ «Прогресс». 1992. – С. 55.
3. Кирилов Е.Н. Справочник механизатора-картофелевода / Е.Н. Кириллов. – Москва : Московский рабочий, 1983.
4. Лехман С.Д. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві / С.Д. Лехман, В.І. Рубльов. – Київ : Урожай. 1993.
5. Настечко П.М. Технологія виробництва картоплі / П.М. Настечко. – Київ : Урожай. 1985.
6. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины / Г.Д. Петров. – Москва : Машиностроение.1984.
7. Пшеченков К.А. Машины для возделывания и уборки картофеля / К.А. Пшеченков. – Москва : Россельхозиздат. 1984.

8. Практикум з технологічної наладки та усунення несправностей сільсь-когосподарських машин / [за ред. Г.Р. Гаврилюка]. – Київ : Урожай, 1995.

9. Постников Н.М. Картофелепосадочные машины / Н.М. Постников, З.С. Торбеев. – Москва, 1981.

10. Скороходов Е.А. Общетехнический справ очник / Скороходов Е.А., Законников В.П., Пакник А.Б. – Москва : Машиностроение, 1990.

11. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – Москва : Машиностроение, 1977.

12. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини / Сисолін П.В., Сало В.М., Кропивний В.М. – Київ : Урожай, 2001.

VI. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «КОСАРКА ІЗ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНИМ РУХОМ НОЖА»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Навести заходи уряду щодо зміцнення кормової бази для тваринництва, керуючись літературними джерелами [3, 7, 9] тощо. Обґрунтувати доцільність розробки саме косарки сегментно-пальцьового типу (СПТ) із зворотно-поступальним рухом ножа (ЗПРН).

1. Види кормів і технологія їх заготівлі

Розробляючи цей розділ, стисло описати види кормів, що одержують із трав, технології їх заготівлі, комплекс машин [3, 7, 9].

2. Аналіз конструкцій косарок

Стисло описати конструкцію і принцип дії косарок типу КС-2,1 і КРН-2,1, а також конструктивні відмінності інших косарок для заготівлі сіна та сінажу.

У кінці розділу навести аналіз огляду (діапазон кінематичних, геометричних і експлуатаційних параметрів, тенденції розвитку). Бажано представити аналіз у вигляді таблиць. При цьому можна використати літературні джерела [3, 7, 12, 24, 26].

3. Механіко-технологічні передумови розробки косарки

3.1. Фізико-механічні властивості трав як об'єкта збирання

Тут потрібно навести переважно технологічні властивості, необхідні для розробки розділу 4, а саме:

- кількість стебел на 1 м^2 (жито-пшениця – 450...600 шт/м^2; природні трави – 1170...4845 шт/м^2 тощо).
- жорсткість стебел трав (EI = 50...650 Н/см^2);
- робота на перерізання стебел (для зернових – 100...300 Нм/м^2 ; трав – 200...300 Нм/м^2);
- потужність на перерізання одного стебла (зріле жито – 2,3 Нм/с; зелене жито 1,75 Нм/с);
- зусилля на перерізання одного стебла (для пшениці від 2...6Н до 20 Н);
- тягове зусилля на 1 м ширини захвату різального апарата під час скошування (зернових – 400...500 Н/м; трав – 600...700 Н/м).

Слід також навести дані щодо розмірних характеристик рослин (висота, діаметр) та ін. [26].

3.2. Агротехнічні вимоги до косарок

Розробляючи це питання, використати літературні джерела [3, 7, 10, 15, 17]. Тут слід висвітлити такі питання:

- строки скошування трав (для злакових трав період колосіння, для бобових у період бутонізації, закінчувати скошування – до нового цвітіння);
- висота зрізу (у лісово-луговій зоні 5...6 см; степовій – 4 см, якщо трави природні; сіяних трав – 8...10 см);
- якість показника (чистий зріз, без огріхів, копіювати, укладати тощо).

4. Обґрунтування і розрахунок параметрів косарки

Розробляючи цей розділ, використати літературні джерела [3,9, 8, 12, 26].

4.1. Вихідні дані

Параметри різальної пари (рис. 1) крок пальців, крок сегментів і хід ножа $t_0 = t = S = 76{,}2$ мм; ширина захвату (B, м); швидкість руху машини ($V_м$, км/год).

Дані вибрати із таблиці 1 згідно з варіантом.

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

Варіант	Ширина захвату, B, м	Швидкість машини, $V_м$, км/год
1	1	5
2	2	6
3	2,5	9
4	1,5	9
5	2	6
6	2,1	7,2
7	2,4	7,2
8	1	7,2
9	2	5
10	2,5	5
11	2,4	5
12	1	5
13	1,5	8
14	2	10
15	2,1	12
16	2,2	10
17	2,3	10
18	2,4	6
19	2,5	6
20	1	6
21	2	7,2
22	2,3	11
23	1	5
24	1,5	8
25	1,8	9
26	2	12
27	2,1	11
28	2,3	12
29	2,4	10
30	2,5	12

4.2. Визначення основних параметрів косарки

4.2.1. Подача L, тобто шлях, який проходить косарка за один хід ножа (за час одного півоберту кривошипа):

$$L = \frac{30 \cdot V_M}{n}, \text{ м}, \qquad (1)$$

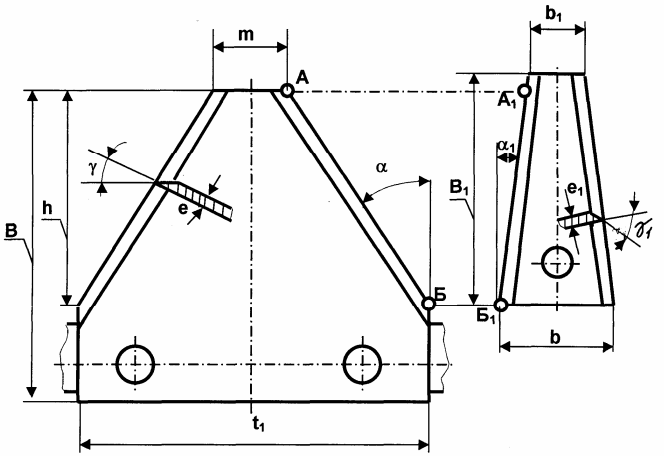
де $V_м$ – швидкість машини, м/с;

n – частота обертання кривошипа, об/хв.

Аналіз експериментальних досліджень показує, що задовільна висота стерні буде за виконання таких умов: $L \le 1{,}2\ h$ – для кінних косарок; $L \le 1{,}3\ h$ – для тракторних косарок; $L \le 1{,}5\ h$ – для жаток (де h – висота робочої частини сегмента).

Тоді:

$$L \le 1{,}3 \cdot h\,. \tag{2}$$



а *б*

Рис. 1. Параметри сегмента (*а*) і протирізальної частини (*б*):
B = 80 мм; e = 2 мм; b = 37 мм; $\gamma_1 = 60^0$; t_1 = 76 мм; $\alpha = 28^0$; b_1 = 21 мм; $\alpha_1 = 7^0$; m = 16 мм; $\gamma = 19^0$; e_1 =3 мм; B_1 = 59 мм; h = 55 мм

4.2.2. Частота обертання кривошипа n:

Згідно із залежністю (1):

$$n = \frac{30 \cdot V_M}{L}\text{, об/хв.} \tag{3}$$

4.2.3. Середня відносна швидкість ножа $V_{н.ср.}$:

$$V_{н.ср.} = \frac{S \cdot n}{30}, \text{ м/с}, \quad (4)$$

де S = 0,0762 м – хід ножа; n, об/хв.

$$S = 2 \cdot r,$$

де r – радіус кривошипа, м.

4.2.4. Максимальна відносна швидкість ножа $V_{н.\max}$:

$$V_{н.\max} = \omega \cdot r = \frac{\pi \cdot S \cdot n}{60}, \text{ м/с}, \quad (5)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа, 1/с;

r – радіус кривошипа, м;

n – частота обертання, об/хв.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ 1/с}.$$

4.2.5. Середня абсолютна швидкість ножа $V_{на.ср.}$:

$$V_{на.ср.} = \sqrt{V^2_{м} + V^2_{н.ср.}}. \quad (6)$$

4.2.6. Відносна швидкість різання, коли нижня точка Б сегмента (див. рис.1) збігається з нижньою точкою $Б_1$ *протирізальної пластини, тобто швидкість початку різання* $V_{пр}$:

$$V_{пр} = \omega \cdot \sqrt{\left[S - \frac{t_1 + b}{2}\right] \cdot \frac{t_1 + b}{2}}, \text{ м/с} \quad (7)$$

де ω, 1/с; S, t_1, b, м.

4.2.7. Відносна швидкість різання, коли верхня точка А сегмента (див. рис. 1) збігається з верхньою точкою А1 протирізальної пластини, тобто швидкість кінця різання Vкр:

$$V_{кр} = \omega \cdot \sqrt{\left[S - \frac{m - b_1}{2}\right] \cdot \frac{m - b_1}{2}}, \text{ м/с.} \qquad (8)$$

4.2.8. Швидкість початку і кінця різання Vпр, Vкр (перевірний розрахунок):

$$V_{пр} = \omega \cdot \sqrt{r^2 - x^2 n}, \text{ м/с,} \qquad (9)$$

$$V_{кр} = \omega \cdot \sqrt{r^2 - x^2 к}, \text{ м/с,} \qquad (10)$$

де $x_n = \frac{b}{2}$, м, (рис. 2); $x_к = \frac{t_1 - (m + b_1)}{2}$, м.

4.2.9. Швидкість початку і кінця різання Vпр, Vкр визначити графічним способом (рис. 2).

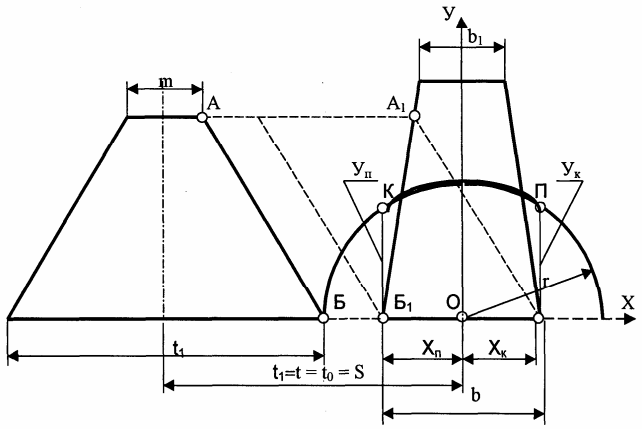


Рис. 2. Графік зміни відносної швидкості точок сегмента від його переміщення:

КП – графік; $У_п = V_{пр}$; $У_к = V_{кр}$; $t_1 = t$; $S = 2r$

4.2.10. Максимальна абсолютна швидкість різання $V_{a.\max}$:

$$V_{a.\max} = \sqrt{V^2{}_{м} + V^2{}_{н.\max}}\text{, м/с.} \qquad (11)$$

4.2.11. Мінімальна абсолютна швидкість різання $V_{a.\min}$:

$$V_{a.\min} = \sqrt{V^2{}_{м} + V^2{}_{кр}}\text{, м/с.} \qquad (12)$$

4.2.12. Умова швидкісного режиму роботи косарки:

$$V_{a.\min} \geq V_{ном} \qquad (13)$$

де – $V_{ном}$ = 2,15 м/с – рекомендована швидкість різання для косарок (скошування трав); $V_{ном}$ = 1,5 м/с – для жаток.

4.2.13. Потужність на привод різального апарата:

$$N = \frac{B \cdot V_{м} \cdot A}{75} \cdot 0{,}736\text{, кВт,} \qquad (14)$$

де B – ширина захвату косарки, м;

$V_{м}$ – швидкість машини, м/с;

A – питома робота на різання травостою, кгм/м^2; (A = 20...30 кгм/м^2).

4.2.14. Потужність на ВВП трактора $N_{ВВП}$

$$N_{ВВП} = \frac{N}{\eta_{пер}}\text{, кВт,} \qquad (15)$$

де $\eta_{пер}$ – ККД передач від ножа до ВВП (визначають із прийнятої кінематичної схеми приводу).

4.2.15. Кінематичний розрахунок

Знаючи частоту обертання кривошипа і ВВП (n = 540 об/хв), вибрати схему передач і розрахувати передатні відношення кожної передачі.

5. Енергетичний розрахунок агрегату

Опрацьовуючи цей розділ, використати підручники чи довідники: «Експлуатація МТП», «Трактори».

5.1. Потужність механічних втрат у трансмісії трактора:

$$N_{тр} = (1 - \eta_{тр}) \cdot N_e, \text{ кВт}, \tag{16}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна вибраного класу трактора, кВт.

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії трактора, для тракторів класу 1,4; 0,9; 0,6 – $\eta_{тр} = 0{,}8...0{,}9$.

Клас трактора вибрати орієнтовно, виходячи із технічних характеристик косарок.

5.2. Потужність на переміщення трактора разом з косаркою

$$N_f = \frac{(G_{тр} + G_к) \cdot f \cdot V_м}{270} \cdot 0{,}736, \text{ кВт}, \tag{17}$$

де $G_{тр}$, $G_к$ – відповідно вага трактора і косарки, кгс;

f – коефіцієнт опору перекочування агрегату (f = 0,08...0,1); $V_м$, км/год.

5.3. Потужність на буксування:

$$N_б = N_e \cdot \eta_{тр} \cdot \delta, \text{ кВт}, \tag{18}$$

де δ – коефіцієнт буксування (δ = 0,08…0,1).

5.4. Потужність на подолання схилів:

$$N_{сх} = \frac{(G_{тр} + G_{к}) \cdot i \cdot V_{м}}{270} \cdot 0{,}736, \quad \text{кВт}, \tag{19}$$

де i – величина схилу (i = 0,01...0,05);

$V_м$, км/год; $G_{тр}$, кгс; $G_к$, кгс.

5.5. Потужність на переміщення пальцьового бруса:

$$N_{п} = \frac{F \cdot V_{м}}{750} \cdot 0{,}736, \text{ кВт}, \tag{20}$$

де F – опір переміщенню пальцьового бруса по стерні:

$$F = f \cdot (Q_1 + Q_2) + B \cdot T, \text{ Н}, \tag{21}$$

де f – коефіцієнт тертя пальцьового бруса по ґрунту (f = 0,3…0,5);

Q_1 і Q_2 – зусилля тиску на грунт внутрішнього і зовнішнього башмака (Q_1 = 250...350 Н; Q_2 = 80...150 Н);

B – ширина захвату косарки, м;

T – опір проникнення різального апарата у смугу стеблостою, Н/м (T = 80...100 Н/м).

5.6. Сумарна потужність на привід агрегату:

$$\sum N = N_{ВВП} + N_{тр} + N_{f} + N_{сх} + N_{п}. \tag{22}$$

5.7. Коефіцієнт завантаження двигуна:

$$\eta = \frac{\sum N}{N_e}, \tag{23}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна трактора, кВт;

η = 0,8…0,9 – вважається нормальним.

6. Розрахунок на міцність спинки ножа

6.1. Вихідні дані

Вага ножа G, Н; ширина захвату B, м; переріз спинки ножа (ширина спинки b = 20 мм; висота h = 5 мм; діаметр отвору під заклепку d = 5 мм); радіус кривошипа r, мм; частота обертання кривошипа n, об/хв.

6.2. Розрахункове зусилля P:

$$P = P_i + P_o \text{ , Н,} \tag{24}$$

де P_i – сила інерції, Н;

P_o – зусилля опору ножа (на різання і тертя), Н.

$$P_i = m \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot r \text{ , Н.} \tag{25}$$

$$P_o = B \cdot Q_o \text{ , Н,} \tag{26}$$

де Q_o = 750 Н/м – питомий опір на різання і тертя;

g = 9,81 м/с^2; G = 42 Н (для косарок типу КС – 2,1);

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, 1/с; B, м; r, м.

6.3. Напруження на розтягування:

$$\sigma = \frac{P}{F_n} = \frac{P}{(b-d) \cdot h} \le [\sigma], \tag{27}$$

де $[\sigma]$ = 170...200 Н/мм^2 – допустиме напруження на розтягування;

b, d, h – розміри спинки, мм (рис. 3).

Умова міцності виконується (не виконується), зробити висновок.

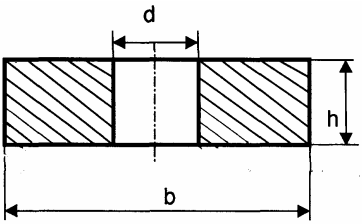


Рис. 3. Спинка ножа (поперечний переріз):
b = 20 мм – ширина; *h* = 5 мм – товщина; *d* = 5 мм – діаметр отвору під заклепку

7. Охорона праці

Опрацьовуючи цей розділ, використати інструкції з експлуатації будь якої-марки косарки.

Провести заходи з охорони праці під час роботи на агрегаті.

8. Будова, процес роботи, наладка і ТО косарки

Стисло навести матеріал, посилаючись на аркуші графічної частини і рисунки.

9. Техніко-економічне обґрунтування

Навести розрахунок продуктивності косарки та її характеристику.

Висновки

На основі виконаних розробок навести рекомендації, які можуть використовувати конструкторські організації під час розробки нових кормозбиральних машин.

Література

Наведена у кінці змісту розрахунково-пояснювальної записки до курсової роботи на тему: «Косарка ротаційна».

VII. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «ЖАТКА ВАЛКОВА»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Навести заходи уряду щодо збільшення виробництва зерна, користуючись матеріалами лекцій, періодичними виданнями та літературою [5, 10].

Обґрунтувати доцільність розробки валкової жатки (мета курсової роботи).

1. Способи збирання зернових культур

Опрацьовуючи цей розділ, описати можливі і існуючі способи збирання зернових культур та комплекси машин [4, 10, 20, 24, 26]. В літературі [4] наведено, крім того, нові індустріально-поточні технології збирання з обробкою урожаю на стаціонарі.

Оцінити кожний спосіб збирання.

2. Огляд конструкцій валкових жаток

Розробляючи цей розділ, можна використати літературу [4, 6]. У літературі [6] наведено типи валкових жаток і коротке їх описання.

У кінці розділу навести аналіз огляду, тобто вказати найбільш вживані параметри жаток і тенденції їх розвитку.

3. Механіко-технологічні передумови розробки валкової жатки

3.1. Технологічні властивості зернових культур як об'єкта збирання

Ці питання достатньо і повно висвітлено в літературі [6], дуже стисло [20, 24, 26], повно з матеріалами досліджень у [11].

3.2. Агротехнічні вимоги, що ставлять до валкових жаток.

Це питання достатньо повно висвітлено в літературі [24, 26].

4. Обґрунтування і розрахунок параметрів валкової жатки

4.1. Вихідні данні (табл. 1)

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

Варіанти	Поступальна швидкість машини, $V_м$, км/год	Кінематичний режим роботи мотовила, λ	Ширина захвату жатки, B, м	Урожайність зерна, $Q_з$, т/га	Співвідношення соломи до зерна за масою, β
1	9	1,2	6	4,5	1,5
2	9	1,3	6	3	1,5
3	11	1,4	6	4	1,5
4	8	1,5	10	2	2
5	8	1,6	4,2	5	1
6	8	1,7	5	7	1
7	8	1,5	5	8	1
8	8	1,2	4	8	1
9	13	1,3	6	4	2
10	7	1,4	4	3	1,5
11	12	1,2	4,9	5	1,5
12	9	1,6	6	6	2
13	9	1,3	6	2	1,5
14	11	1,2	6	3	1,8
15	7	1,2	10	3	1,9
16	7	1,3	4,2	6	1,5
17	7	1,4	5	7	1
18	12	1,2	6	5	1
19	7	1,6	4	4	1,5
20	11	1,3	4,9	4,5	1,5
21	6	1,5	4,2	3	1,2
22	6	1,6	4	6	1,1
23	6	1,7	3,5	6	1,1
24	6	1,4	2.1	4	1,5
25	8	1,6	6	2,5	1,7
26	9	1,4	6	4	1,5
27	6	1,2	6	2	1,2
28	7	1,4	4	6	1,5
29	12	1,3	4	2	1,5
30	7.2	1,2	6	4	1,2

Для розробки цього розділу передбачено такі дані: поступальна швидкість машини $V_м$, кінематичний режим роботи мотовила λ, ширина захвата жатки B, урожайність зерна $Q_з$, співвідношення соломи до зерна у хлібній масі β, хід ножа S, крок пальців t_0 , крок сегментів t (для усіх варіантів $S = t_0 = t = 76{,}2$ мм).

Прототип жатки вибирає виконавець і узгоджує з керівником.

4.2. Подільники

Вибрати тип подільника (гостроклиновий, шнековий тощо) залежно від прийнятих виконавцем роботи умов збирання, керуючись рекомендаціями [6].

4.3. Стеблопідіймачі

Вибрати стеблопідіймачі (пружинний, шарнірно-пружинний) згідно із рекомендаціями [6].

4.4. Мотовило

4.4.1. Радіус мотовила R:

$$R \le \frac{U \cdot l_{\max}}{3(U - V_м)}, \text{ м}, \qquad (1)$$

де U – колова швидкість мотовила, м/с; $U = \lambda \cdot V_м$;

$l_{\max}$ – максимальна довжина стебла, м (виконавець вибирає сам),

$V_м$ – поступальна швидкість машини, м/с.

4.4.2. Частота обертання мотовила n:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \text{ об/хв}, \qquad (2)$$

де ω – кутова швидкість мотовила, 1/с:

$$\omega = \frac{U}{R}.$$

4.4.3. Висота встановлення мотовила H над різальним апаратом:

$$H = l_{\max} - h + R\frac{V_м}{U}, \text{ м}, \tag{3}$$

де h – висота встановлення різального апарата над рівнем поля, м (вибирає виконавець).

4.4.4. Оптимальний винос мотовила відносно різального апарата b:

$$b = R \cdot \sin\frac{\arcsin(1 - \frac{V_м^{\,2}}{U^2})}{2}, \tag{4}$$

4.4.5. Ступінь дії мотовила на хлібну масу η:

$$\eta = \frac{Z}{2\pi}\left[\arcsin\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2}\right], \tag{5}$$

де Z – кількість планок мотовила (вибирає виконавець).

Залежність (5) використовують у випадку, коли вал мотовила розміщено над різальним апаратом (в одній вертикальній площині).

4.5. Різальний апарат

4.5.1. Частота обертання кривошипа $n_к$:

$$n_к = \frac{30 \cdot V_{ср}}{S}, \text{об/хв}, \tag{6}$$

де $V_{ср}$ – середня швидкість ножа, м/с;

S – хід ножа, м.

$V_{ср}$ = 2,15 м/с – для трав; $V_{ср}$ = 1,5 м/с – для зернових культур.

4.5.2. Подача:

$$L = V_м \cdot t = V_м \cdot \frac{30}{n_к}, \text{ м}, \tag{7}$$

де $V_м$, м/с; $n_к$, об/хв.

Якщо $S = t_0 = t$ = 76,2 мм – максимальна допустима подача,

L = 70...100 мм.

4.6. Транспортер

4.6.1. Товщина шару стебел H_c на транспортері:

$$H_c \le H - \sqrt{(R+\delta)^2 - (b_{\max} + c)^2} - i \text{ ,м,} \qquad (8)$$

де δ – відстань від траєкторії граблини мотовила до верхнього шару стебел, м (рис. 1);

c – відстань від ножа до кромки транспортера, м;

i – відстань від спинки ножа до кромки транспортера, м;

δ = 50...100 мм; c = 80 мм; i = 50 мм (вибрати із конструктивних міркувань).

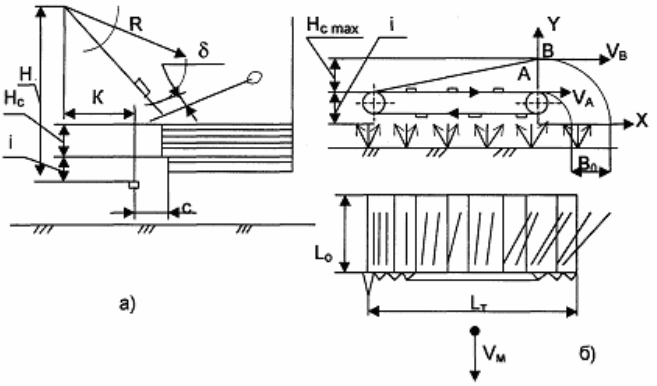


Рис. 1. Укладання зрізаних стебел на транспортер і їх переміщення:
а – вид збоку ; *б* – вид ззаду

4.6.2. Швидкість транспортера $V_{тр}$ із умов безперервного процесу:

$$V_{тр} = \frac{Q \cdot B \cdot V_{м}}{l \cdot H_{c} \cdot \rho \cdot 10^{4}}, \text{м/с}, \quad (9)$$

де Q – урожайність хлібної маси, кг/га;

B – ширина захвату жатки, м;

l – довжина стебла, м;

ρ – щільність укладки хлібної маси, кг/м^3, ρ = 20…25 кг/м^3;

$V_м$, м/с; l, H_c, м;

$$Q = Q_З + Q_З \cdot \beta;$$

4.6.3. Швидкість пасово-планчастого транспортера із умови проковзування стебел $V'_{тр}$:

$$V'_{тр} = \sqrt{2\left[f_1 \cdot k - f_2 \cdot (1-k)\right] \cdot l_0 \cdot g}, \text{ м/с}, \quad (10)$$

де f_1, f_2 – коефіцієнт тертя стебел, відповідно по транспортеру і нахилу;

k – доля маси стебел, що їх сприймають паси транспортера;

l_0 – величина шляху проковзування стебел по транспортеру, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Під час розрахунків прийняти: f_1 = 0,6; f_2 = 0,15; l_0 = 0,6 м; k =0,8.

4.6.4. Швидкість полотенного транспортера з умов проковзування ($V''_{тр}$):

$$V''_{тр} \le \sqrt{2 \cdot f_1 \cdot l_o \cdot g} \quad (11)$$

Остаточно вибрати швидкість транспортера $V''_{тр}$ після розрахунку за формулами (9–11), приймаючи до уваги таке. Збільшення швидкості

транспортера призводить до збільшення шляху, на якому накопичуються стебла, що погіршує рівномірність валка.

4.7. Викидне вікно

Ширина викидного вікна трипотокової жатки B_0:

$$B_o > \mu \cdot V_{mp.o} \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot H_{c.\max}}{g}}, \text{ м}, \qquad (12)$$

де $V_{mp.o}$ – прийнята швидкість транспортера, м/с;

μ = 1,3...1,9 – коефіцієнт, що залежить від стану стеблостою (менші значення приймати на рідкому і короткому стеблостою);

α – коефіцієнт проковзування (прийняти α = 0,8);

$H_{c.\max}$ – максимальна висота шару стебел на транспортері перед викиданням у вікно ($H_{c.\max}$ = 0,1...0,3 м; узгодити із результатом H_c , формули 8);

g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Ширина викидного вікна B_o двопотокової жатки

$$B_o > V_{mp.o} \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot H_{c.\max}}{g}}, \text{ м}.$$

5. Кінематичний розрахунок

Вибрати схему приводу робочих органів жатки що проектується. При цьому слід орієнтуватися на схему прототипу жатки, що випускає промисловість, або розробити самостійно.

Знаючи частоту обертання мотовила, кривошипа і швидкість транспортера, розрахувати передатне відношення кожної передачі приводу.

6. Енергетичний розрахунок

6.1. Потужність на привід мотовила $N_м$:

$$N_м = \eta \cdot \frac{m \cdot U^2}{2 \cdot 75} \cdot 0{,}736 \text{, кВт,} \qquad (13)$$

де m – секундна масова подача хлібної маси;

U – колова швидкість мотовила, м/с;

η – ступінь дії мотовила на хлібну масу.

$$m = \frac{q}{g}, \frac{кг \cdot с}{м},$$

де q – секундна подача хлібної маси до різального апарата, кг/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2;

$$q = Q \cdot B \cdot V_м \cdot 10^{-4}, \text{ кг/с,}$$

де Q, кг/га; B, м; $V_м$, м/с.

6.2. Потужність на привід ножа $N_н$

$$N_н = \frac{P \cdot V_{ср}}{75} \cdot 0{,}736 \text{, кВт,} \qquad (14)$$

де $V_{ср}$ – середня швидкість ножа, м/с;

P – зусилля для переміщення ножа, кгс,

$$P = B \cdot Q_o + \frac{G \cdot \omega^2_k \cdot r}{g}, \text{ кгс,}$$

де B – ширина захвату жатки, м;

Q_o – питомий опір різанню, кгс/м (Q_0 = 75 кгс/м);

G – маса (вага) ножа, кгс (1 м довжини ножа дорівнює 2 кгс);

$\varpi_к$ – кутова швидкість кривошипа, 1/с;

r – радіус кривошипа, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Потужність на привід транспортера $N_{тр}$

$$N_{тр} = \frac{m \cdot V_{тр}^2}{2 \cdot 75} \cdot 0{,}736 \text{, кВт,} \qquad (15)$$

де $m = \frac{q}{g} = \frac{Q \cdot B \cdot V_м}{g \cdot 10^{-4}}, \frac{кг \cdot с}{м}$;

$V_{тр}$, м/с.

6.4. Сумарна потужність ∑N на привід робочих органів жатки без урахування ККД:

$$\sum N = N_м + N_н + N_{тр} \text{, кВт.} \qquad (16)$$

7. Розрахунок на міцність

Виконати розрахунок на міцність деталі чи деталей, узгоджуючи з керівником роботи (наприклад, розрахунок на міцність спинки ножа).

8. Охорона праці

Навести заходи з охороні праці під час роботи на жатному агрегаті.

Під час опрацювання цього розділу бажано скористатися інструкцією з експлуатації будь-якої марки валкової жатки.

9. Будова, процес роботи, наладка та технічне обслуговування валкової жатки

Стисло представити матеріал, посилюючись на графічну частину, рисунки та таблиці.

10. Техніко-економічні показники

10.1. Навести розрахунок продуктивності валкової жатки за годину чистої роботи W:

$$W = 0{,}1 \cdot B \cdot V_{м}, \text{ га/год}, \tag{17}$$

де B, м; $V_м$, км/год.

Продуктивність за зміну $W_{зм}$:

$$W_{зм} = 0{,}1 \cdot B \cdot V_{м} \cdot T \cdot \tau, \text{ га/зм}, \tag{18}$$

де T – годин у зміні;

τ – коефіцієнт використання часу зміни ($\tau = 0{,}8$ – прийняти);

B, м; $V_м$, км/год.

10.2. Навести технічну характеристику

Висновки

Навести висновки і рекомендації, які можуть використати конструкторські організації під час розробки жатних машин.

Література

Наведена у кінці змісту розрахунково-пояснювальної записки до курсової роботи на тему: «Косарка ротаційна».

VIII. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «КОСАРКА РОТАЦІЙНА»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Навести заходи уряду із зміцнення кормової бази для тваринництва, керуючись літературними джерелами [2, 3, 7, 9, 10, 26]. Тут же обґрунтувати доцільність розробки саме ротаційної косарки для заготівлі кормів.

1. Види кормів і технологія їх заготівлі

Під час опрацювання цього розділу стисло описати види кормів, що виробляють із трав, технології їх заготівлі, комплекс машин [2, 3, 7, 9, 24, 86].

2. **Огляд конструкцій ротаційних косарок**

Описати конструктивні відмінності косарок КРН-2,1А; КРН-2,1; КРС-2,0; КРР-1,85; РМ-2; КР-2,1; (СРСР, Україна) і косарок зарубіжного виробництва, використовуючи патенти (авторські свідоцтва) за реферативним журналом «Тракторы, с.-х. машины и орудия».

У кінці розділу навести аналіз огляду (діапазони кінематичних, геометричних і експлуатаційних параметрів, тенденцій розвитку).

При цьому можна використовувати ще літературні джерела [9, 23].

3. Механіко-технологічні властивості передумови розробки косарки

3.1. Фізико-механічні властивості рослин (трав) як об'єкта збирання

Тут потрібно навести переважно властивості, необхідні для розробки розділу 4. Рекомендовано літературні джерела [9, 26].

3.2. Агротехнічні і експлуатаційні вимоги до ротаційних косарок

Під час опрацювання цього питання використати матеріали лекцій і літератури [9, 26].

4. Обґрунтування і розрахунок параметрів косарки

4.1. Вихідні дані

Вид рослин, що скошують; необхідна швидкість для безпідпірного зрізування ($V_р$, м/с); швидкість агрегату ($V_м$, км/год); ширина захвату (B, м); урожайність (Q, т/га). Дані взято із табл. 1 згідно з варіантом.

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

Варіанти	Вид рослин	Швидкість для без- підпірного зрізування, $V_р$, м/с	Швидкість агрегату, $V_м$, км/год	Ширина захвату, B, м	Урожайність, Q, т/га
1	Тимофіївка	60	15	2,1	20
2	Тимофіївка	60	12	2,1	25
3	Тимофіївка	50	10	1,6	30
4	Тимофіївка	65	9	3	20
5	Конюшина	65	12	2	25
6	Конюшина	65	10	1,6	15
7	Конюшина	45	9	1,6	20
8	Конюшина	45	12	2	30
9	Конюшина	45	15	2	15
10	Конюшина	70	9	2	20
11	Лугові	70	12	3	30
12	Лугові	75	12	4	25
13	Лугові	65	10	2	25
14	Лугові	80	15	2	15
15	Лугові	60	12	2,1	30
16	Люцерна	50	9	4	40
17	Люцерна	55	12	4	30
18	Люцерна	60	15	2	30
19	Люцерна	65	9	1,6	40
20	Люцерна	45	15	1,6	25
21	Костриця	80	8	1,6	30
22	Костриця	70	10	2	40
23	Костриця	60	12	1,8	40
24	Костриця	65	15	2	30
25	Костриця	45	12	1,6	50
26	Очерет	40	5	2	30
27	Очерет	45	6	1,6	20
28	Очерет	40	6	2	30
29	Овес	60	7,2	1,8	20
30	Овес	65	9	2	20

4.2. Визначення основних параметрів косарки [9, 13, 14, 23]

4.2.1. Кількість роторів

Кількість роторів Z вибирати згідно з рекомендаціями [9, 23] і оглядом конструкцій косарок.

4.2.2. Радіус ротора (елемента, на якому закріплені ножі)

Орієнтовний радіус r_1:

$$r_1 = \frac{B}{2 \cdot Z}. \tag{1}$$

Уточнений (дійсний) радіус визначити із геометричних передумов (рис. 1).

Так, для двороторної косарки:

$$B = 3 \cdot l + 4 \cdot r + \Delta$$

звідки:

$$r = \frac{B - 3 \cdot l - \Delta}{4}, \tag{2}$$

де l – довжина робочої частини ножа (40...60 мм);

Δ – зазор між елементом, де закріплені ножі, і кінцем ножа (Δ = 20 мм).

4.2.3. Кутова швидкість ротора ω [13, 14]:

$$\omega \geq \frac{V_p + V_м}{R}, \text{ 1/с}, \tag{3}$$

де R – радіус ротора за кінцевою точкою ножа, $R = r + l$, м;

V_p і $V_м$, м/с;

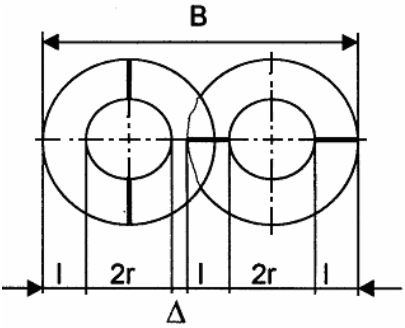


Рис. 1. До визначення радіуса ротора

Частота обертання ротора *n*:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \text{ об/хв}, \tag{3}$$

де ω, 1/с.

$$n \geq \frac{30}{\pi} \cdot \left[\frac{V_p + V_м}{R} \right], \text{ об/хв}. \tag{4}$$

4.2.4. Кількість ножів на роторі m:

$$m = \frac{2 \cdot \pi \cdot V_p}{\omega \cdot l}, \tag{5}$$

де $V_м$, м/с; ω, 1/с; l, м.

Теоретичні передумови визначення *m* див. [23].

4.2.5. Коефіцієнт використання зони зрізування $K_з$:

$$K_з = \frac{F_{зр}}{F_{з.зр}} = \frac{8 \cdot R \cdot V_м}{\omega \cdot m \cdot l \cdot (R + l)}, \tag{6}$$

де $F_{зр}$ – площа зрізу при фазі робочого ходу, що здійснюється одним ножем за один оберт ротора;

$F_{з.зр.}$ – площа зони зрізу без врахування повторного пробігу ножів.

Що більше $K_{з,}$ то раціональніше вибрано параметри різального апарату.

Діапазон $K_з$ = 0,5...0,8.

4.2.6. Коефіцієнт максимального використання довжини робочої частини ножа $K_н$:

$$K_н = \frac{2 \cdot \pi \cdot V_м}{m \cdot \omega \cdot l}. \quad (7)$$

Що більше $K_{н,}$ то раціональніше вибрано параметри ножа, $K_н$ = 0,6...0,9.

4.2.7. Зусилля на перерізання одного стебла $P_{зр}$:

$$P_{зр} = 0,3 \cdot e^{-0,05 V_p} \cdot d^{\frac{3}{2}}, \text{ кгс}, \quad (8)$$

де d – діаметр стебла, мм,

V_p, м/с;

Залежність (8) одержана якщо d = 4...8 мм; ніж – типу сегмента; V_p = 20...80 м/с.

4.2.8. Потужність, необхідна на перерізання стебел одним ротором $N_{зр}$:

$$N_{зр} = \frac{P_{зр} \cdot K' \cdot m' \cdot V_к}{75} \cdot 0,736, \text{ кВт}, \quad (9)$$

де $V_к$ – максимальна колова швидкість ножа, $V_к = \omega \cdot R$, м/с;

$K^{/}$ – кількість стебел, які водночас зрізує ніж, тобто кількість стебел які, можуть розміститися на робочій частині ножа (при цьому треба враховувати $K_н$ і d);

$m^{/}$ – кількість водночас працюючих ножів (так за $m = 2$, $m^{/} = 1{,}5$; за $m = 4$, $m^{/} = 2{,}5$), визначається із діаграми різання;

$P_{зр}$, кг·с;

4.2.9. Потужність, що витрачається на відкидання зрізаної маси одним ротором $N_в$:

$$N_{в} = \frac{m^{//} \cdot V^2_{в}}{2} = \alpha \cdot \frac{q}{g} \cdot \frac{V^2_{в}}{2 \cdot 75} \cdot 0.736, \text{ кВт}, \qquad (10)$$

де $m^{//} = q/g$ – секундна подача трав'яної маси, кг/с;

α – коефіцієнт подачі;

$g = 9.81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння;

q – секундна подача трав'яної маси, кг/с;

$V_в$ – швидкість, з якою відкидаються стебла, м/с.

Секундна подача трав'яної маси:

$$q = Q \cdot 2 \cdot R \cdot V_м,$$

де Q – урожайність трав'яної маси, кг/м^2;

$2R$ – ширина захвату одного ротора, м;

$V_м$, м/с.

Оскільки стебла відкидаються переважно не ножем, а елементом, що несе ножі (диском, барабаном), маємо:

$$V_B = \omega \cdot \frac{R}{4}.$$

За урожайності трав'яної маси Q = 100...200 ц/га, α приймають рівним одиниці. Це стосується також і у разі розрахунку косарок барабанного типу.

За розрахунку косарок, конструктивно виконаних як КРН-2,1 і урожайності Q = 200…400 ц/га α = 0,5...0,7.

4.2.10. Потужність холостого ходу одного ротора N_{xx}:

$$N_{xx} = A \cdot \omega^3 \cdot 0{,}736 \text{, кВт,} \qquad (11)$$

де A – коефіцієнт, що враховує опір повітря (залежить від конфігурації барабана, диска). Для косарки типу КРН-2,1 $A = (0{,}1...0{,}2)10^6$.

4.2.11. Потужність на роторах N_p:

$$N_p = Z \cdot (N_{зр} + N_в + N_{xx}) \qquad (12)$$

4.2.12. Потужність на ВВП трактора $N_{ВВП}$:

$$N_{ВВП} = \frac{N_p}{\eta_{пер}}, \qquad (13)$$

де $\eta_{пер}$ – ККД передачі від роторів до ВВП (визначається із прийнятої кінематичної схеми приводу роторів).

4.2.13. Кінематичний розрахунок

Знаючи частоту обертання роторів і ВВП, вибрати схему передач і розрахувати передатні відношення кожної передачі.

5. Енергетичний розрахунок агрегату

Опрацьовуючи цей розділ, використати підручники чи довідники з дисциплін «Експлуатація МТП» та «Трактори і автомобілі»

5.1. Потужність механічних втрат в трансмісії трактора $N_{тр}$:

$$N_{тр}(1-\eta_{тр})\cdot N_e, \text{ кВт}, \tag{14}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна вибраного класу трактора, кВт.

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії трактора, для класу 1,4 – $\eta_{тр}$ = 0,8...0,9.

Клас трактора вибрати орієнтовно, виходячи із технічних характеристик ротаційних косарок.

5.2. Потужність на переміщення трактора разом з косаркою (врахувати начіпна чи причіпна):

$$N_f = \frac{(G_{тр} + G_к)\cdot f \cdot V_м}{270}\cdot 0.736, \text{ кВт}, \tag{15}$$

де $G_{тр}$ – маса (вага) трактора, кг;

$G_к$ – маса (вага) косарки, кг;

f – коефіцієнт опору перекочування агрегату (f = 0,08...0,1);

$V_м$, км/год.

5.3. Потужність на буксування $N_б$:

$$N_б = N_в \cdot \eta_{тр} \cdot \delta, \tag{16}$$

де δ – коефіцієнт буксування (δ = 0,05...0,12).

5.4. Потужність на подолання схилів $N_{сх}$:

$$N_{сх} = \frac{(G_{тр} + G_x) \cdot i \cdot V_м}{270} \cdot 0{,}736, \text{ кВт}, \tag{17}$$

де i – величина схилу (i = 0,01...0,05);

$V_м$, км/год.

3.5.5. Потужність на гаку $N_г$:

$$N_г = \frac{P_г \cdot V_м}{270} \cdot 0.736, \text{кВт}, \tag{18}$$

де $P_г$ – зусилля на гаку, кгс;

$V_м$, км/год.

$$P_г = B \cdot K_1, \text{ кг}$$

де B – ширина захвату, м;

K_1 – питомий опір, кг/м (K_1 = 40...60 кг/м).

$V_м$, км/год.

5.6. Сумарна потужність на привід косарки $\sum N$:

$$\sum N = N_{ВВП} + N_{тр} + N_f + N_\delta + N_{сх} + N_г \tag{19}$$

5.7. Коефіцієнт завантаження двигуна

$$\eta = \frac{\sum N}{N_e} \tag{20}$$

η = 0,8…0,9 – вважається нормальним.

6. Розрахунок на міцність

Під час опрацювання цього розділу використати підручники, довідники чи методичні розробки з дисципліни «Деталі машин».

Виконати розрахунок на міцність (вала ротора, диска тощо) згідно із завданням викладача.

Розрахунок виконати орієнтовний скорочений.

7. Охорона праці

Під час опрацювання цього розділу використати інструкції з експлуатації будь-якої марки ротаційної косарки.

Навести описання заходів з охорони праці під час роботи на агрегаті.

8. Будова, процес роботи і ТО косарки

Стисло навести матеріал, посилаючись на аркуші графічної частини і рисунки.

9. Техніко-економічне обґрунтування

Навести розрахунок продуктивності косарки, що розроблена, технічну характеристику, а також фактори, що зумовлюють переваги ротаційної косарки порівняно з косарками сегментно-пальцьового типу.

Висновки

На основі виконаних розробок навести рекомендації, які можуть використовувати конструкторські організації під час розробки нових кормозбиральних машин.

Література

1. Босой Е.С. Машины для уборки трав на сено (Теория и расчёт). Курс лекций / Е.С. Босой. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1974. – 169 с.

2. Справочник по механизации кормопроизводства / [Грачёва Л.И. и др.] ; под ред. Л.И. Грачёвой – Киев : Урожай, 1989. – 168 с.

3. Довідник з механізації кормо виробництва / [за ред. В.Ю.Поєдинка]. – Київ : Урожай, 1980. – 216 с.

4. Жалкин Э.В. Технология уборки зернвох комбайновыми агрегатами / Э.В. Жалкин, А.Н. Савченко. – Москва : Россельхозиздат, 1985. – 207 с.

5. Зерноуборочные комбайны / [Серый Г.Ф., Косилов Н.И., Ярмашев Ю.Н., Русанов А.И.]. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 232 с.

6. Иванцов В.Н. Валковые жатки/ В.Н. Иванцов, О.И. Солощенко. – Москва : Машиностроение, 1984. – 200 с.

7. Комплексная механизация кормопроизводства. [Белов Г.Д. и др.] ; под ред. И.А. Долгова. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 351 с.

8. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.Н. Летошнев. – Москва – Ленинград : ГИСЛ 1955. – 767 с.

9. Особов В.И. Снегоуборочные машины и комплексы / В.И. Особов, Г.К. Васильев. – Москва : Машиностроение, 1983. – 304 с.

10. Погорілець О.М. Зернозбиральні комбайни / О.М. Погорілець, Г.І. Живолуп. – Київ : Урожай, 1994. – 232 с.

11. Рустамов С.И. Физико-механические свойства растений и совершенствование режущих аппаратов уборочных машин / С.И. Рустамов. – Киев : Высш. шк., Гол. изд., 1981. – 172 с.

12. Справочник конструктора с.-х. машин ; [под ред. М.И. Клецкина]. – Москва : Машиностроение, 1968. – 743 с.

13. Фомин В.И. Исследования бесподпорного среза трав / В.И. Фомин // Тр. ВИСХОМ. – 1962. – Вып. 39. – 51с.

14. Фомин В.И. Некоторые вопросы геометрии режущего аппарата сегментно-дискового типа / В.И. Фомин // Тр. ВИСХОМ. – 1962. – Вып. 39. – 25 с.

IX. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «ТРІЄР ЦИЛІНДРИЧНИЙ»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Навести заходи уряду щодо збільшення виробництва зерна, сутність понять «продовольче», «фуражне» і «насіннєве» зерно та що передбачає післязбиральна обробка зерна. Для цього використати матеріали лекцій, періодичні видання та літературу [2, 4, 5, 22]. Тут же обґрунтувати доцільність розробки трієра (мета курсової роботи).

1. Способи очищення і сортування зерна. Технічні засоби

Опрацьовуючи цей розділ, описати, за якими властивостями зерна і домішок відбувається їх розподіл, та технічні засоби, що використовують за певного розподілу [22]. Оцінити кожний із наведених способів.

2. Огляд конструкцій трієрів

Розробляючи цей розділ, використати літературу [2, 4, 22, 26].

У літературі [13] більш детально розглянуто будову і принцип роботи різних типів трієрів.

У кінці розділу проаналізувати огляд (вказати найбільш поширені параметри і тенденції розвитку трієрних машин).

3. Механіко-технологічні передумови розробки циліндричного трієра

3.1. Технологічні властивості зерна як об'єкта обробки

Це питання достатньо і повно висвітлено в літературі [5 і 6].

3.2. Агротехнічні вимоги, що ставляться до машин післязбиральної обробки зерна

Це питання достатньо висвітлено у літературі [22].

4. Обґрунтування і розрахунок параметрів циліндричного трієра

Вихідні дані та варіанти наведено в табл. 1 і 2.

Таблиця 1

Вихідні дані

Показники	Значення
1. Продуктивність трієра, кг/год	$Q = 3000$
2. Кількість коротких домішок у суміші, %	$N = 7$
3. Кут між нормалями до циліндра і поверхні комірки, град	$\gamma = 85$
4. Кут тертя зернової суміші по поверхні циліндра, град	$\varphi = 31$
5. Коефіцієнт використання комірок	$c = 0{,}025$
6. Діаметр комірки, мм	$d = 6$
7. Щільність (об'ємна маса) зерна певної культури, кг/дм^3	$\rho = 0{,}69$

Таблиця 2

Варіанти вихідних даних

Варіанти	Продуктивність трієра, Q, кг/год	Культура, яку очищають	Кількість коротких домішок у суміші, N, %	Кількість довгих домішок у суміші, N, %	Вологість суміші W, %	Кут, що перевищує кут тертя по поверхні жолоба, φ_o, град.	Об'ємна маса, ρ, кг/м^3
1.	1000	Пшениця		6	18	40	730
2.	1500	Жито		6	20	45	670
3.	2000	Овес	7		22	50	300
4.	2500	Ячмінь	6		25	55	480
5.	3000	Рис	6		18	40	470
6.	3500	Гречка		6	20	45	460
7.	1000	Гречка	6		22	50	550
8.	1500	Рис	7		25	55	500
9.	2000	Ячмінь	7		18	40	500
10.	2500	Овес	8		20	45	350
11.	3000	Жито		7	22	50	700
12.	3500	Пшениця		7	25	55	750
13.	1000	Пшениця		8	18	40	800
14.	1500	Жито		8	18	45	750
15.	2000	Овес	9		20	50	400
16.	2500	Ячмінь	8		22	55	600
17.	3000	Рис	8		25	40	550
18.	3500	Гречка		9	18	45	500
19.	4000	Пшениця		9	20	50	850

Варіанти	Продуктивність трієра, Q, кг/год	Культура, яку очищають	Кількість коротких домішок у суміші, N, %	Кількість довгих домішок у суміші, N, %	Вологість суміші W, %	Кут, що перевищує кут тертя по поверхні жолоба, φ_o, град.	Об'ємна маса, ρ, кг/м^3
20.	4500	Жито		10	22	55	680
21.	5000	Овес	10		25	40	500
22.	4000	Ячмінь	9		18	45	680
23.	4500	Рис	10		20	50	550
24.	5000	Гречка		10	18	55	480
25.	4000	Жито		9	20	40	700
26.	1000	Пшениця		6	18	45	700
27.	1500	Жито		6	20	40	600
28.	2000	Овес	7		22	45	350
29.	2500	Ячмінь	6		25	55	400
30.	3000	Рис	6		18	45	500

Для всіх варіантів прийняти:
кут між нормалями до циліндра і комірки $\gamma = 85^0$;
кут тертя зерна по поверхні циліндра $\varphi = 30^0$;
коефіцієнт використання комірок $c = 0{,}025$.

4.1. Кінематичний режим роботи трієра [7]:

$$k = \frac{w^2 R}{g} = \frac{\sin(\alpha - \gamma - \varphi)}{\sin(\varphi + \gamma)}, \qquad (1)$$

де α – центральний кут між вертикальним діаметром циліндра і радіусом циліндра верхньої точки зони випадання зерен із комірки (рис. 1);

w – кутова швидкість циліндра, 1/с;

R – радіус циліндра, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Центральний кут між вертикальним діаметром циліндра і радіусом циліндра верхньої точки зони випадання зерен із комірки має бути

$$90^0 < \alpha < 180^0.$$

Він перебуває в межах $\alpha = 120 \ldots 150^0$. Приймати $\alpha = 140^0$.

Тоді:

$$k = \frac{\sin(140^o - (85^o + 31^o)}{\sin(31^o + 85^o)} = \frac{\sin 24^o}{\sin 116^o} = \frac{\sin 24^o}{\sin(90^o + 26^o)} = \frac{\sin 24^o}{\cos 26^o} =$$

$$\frac{0{,}434}{0{,}899} = 0{,}505.$$

Для насіння зернових колосових культур k = 0,4…0,7, для дрібного насіння k = 0,3…0,4 [13].

4.2. Кількість коротких домішок, які захоплюють комірки трієра за одиницю часу:

$$q_k = \frac{Q \cdot N}{100}, \text{ кг/год} \qquad (2)$$

$$q_k = \frac{3000 \cdot 7}{100} = 210 \text{ кг/год} = \frac{210}{3600} = 0{,}058 \text{ кг/с}.$$

Залежність (2) отримаємо:

$$\left.\begin{array}{l} Q - 100\% \\ q_k - 7\% \end{array}\right\} \quad q_k = \frac{Q \cdot N}{100}.$$

4.3. Кількість комірок на одному квадратному метрі поверхні циліндра [7]

$$z = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{10^6}{(d + 2m)^2}, \qquad (3)$$

де d – діаметр комірки, мм (табл. 3).

$2m = 0{,}47\sqrt{d}$ – величина перемички між комірками.

Таблиця 3

Розміри комірок трієрів

Культура	Діаметр комірок для відокремлення домішок d, мм	
	коротких	довгих
Пшениця, гречка	5	8,5
Жито	6	9,5
Ячмінь	6,3	11,8
Овес, кукурудза	8,5	-
Рис	6	-
Льон	3,5	5
Просо	-	3,5
Конюшина рожева	-	1,6

Тоді $2m = 0{,}47\sqrt{6} = 1{,}15$ мм, а:

$$z = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{10^6}{(6+1{,}15)^2} = 22870 \frac{комірок}{м^2}.$$

4.4. Довжина L і радіус R циліндра [7]:

$$L^2 R = \frac{q_k \cdot 10^6}{c \cdot d^3 z \cdot \sqrt{kg}}, \text{ м}^3, \qquad (4)$$

де $q_k = 0{,}058$ кг/с; $\rho = 0{,}69$ кг/дм^3; $d = 6$ мм;

$z = 22870$ ком/м^2; $k = 0{,}505$; $g = 9{,}81$ м/с^2; $c = 0{,}025$.

Тоді:

$$L^2 R = \frac{0{,}058 \cdot 10^6}{0{,}025 \cdot 0{,}69 \cdot 6^3 \cdot 22870 \cdot \sqrt{0{,}505 \cdot 9{,}81}} = 0{,}310 \text{ м}^3.$$

Прийняти радіус циліндра згідно зі стандартом із ряду: $R =$ 200, 250, 300, 400 мм (табл. 4).

Прийняти радіус циліндра згідно зі стандартом із ряду: $R =$ 200, 250, 300, 400 мм (табл. 4).

Оскільки $L^2 R = 0{,}310 \text{м}^3$, то $L^2 = \frac{0{,}310}{R} = \frac{0{,}310}{0{,}4} = 0{,}775$ м^2,

а $L = \sqrt{0{,}775} = 0{,}85$ м, L прийняти кратним 0,75 (табл. 4). Отже $L = 1{,}5$ м; $R = 0{,}4$ м.

Таблиця 4

Розміри циліндрів трієрів

Довжина циліндра, мм	Діаметр циліндра, мм			
	400	500	600	800
750	+	+		
1500	+	+	+	
2250	+	+	+	+
3000	+	+	+	+

4.5. Частота обертання трієрного циліндра

$$n = \frac{30w}{\pi}, \text{ об/хв}, \tag{5}$$

де w – кутова швидкість трієрного циліндра, 1/с.

$$w = \sqrt{\frac{k \cdot g}{R}} = \sqrt{\frac{0{,}505 \cdot 9{,}81}{0{,}4}} = 3{,}2 \quad 1/\text{с}. \tag{6}$$

Залежність (6) витікає із залежності (1) визначення кінематичного режиму роботи трієрного циліндра, $k = \frac{w^2 R}{g}$, а залежність (5) із виразу $w = \frac{\pi n}{30}$.

Тоді $n = \frac{30 \cdot 3.2}{3{,}14} =$ 30 об/хв.

4.6. Середнє значення центрального кута $\alpha_{ср}$ (рис. 1) зони випадання зерна із комірок циліндра [7]

$$\alpha_{ср} = \arcsin k + \frac{\pi}{2} = \arcsin 0{,}505 + \frac{\pi}{2} = 120^o. \tag{7}$$

Координати характерних точок траєкторій руху зерна з нижньої і верхньої межі зони випадання.

У момент випадання зерна із комірки циліндра, зерно має швидкість комірки

$$V = w \cdot R. \tag{8}$$

Напрямок цієї швидкості зумовлюється кутом β_1 з нижньої межі зони випадання і кутом β_2 з верхньої межі зони випадання (див. рис. 1).

Вибираємо прямокутну нерухому систему координат, початок якої розмістимо у точці M_1.

Розкладемо швидкість V на дві складові у напрямку осей x і y:

$$\left.\begin{aligned} V_x &= wR\sin\beta_1 \\ V_y &= wR\cos\beta_1 \end{aligned}\right\}. \tag{9}$$

Швидкість зерна у будь-який наступний момент визначається як і для тіла, кинутого під кутом до горизонту:

$$\left.\begin{aligned} V_x &= wR\sin\beta_1 \\ V_y &= wR\cos\beta_1 - gt \end{aligned}\right\}. \tag{10}$$

Переміщення зерна у напрямку осей x і y описують рівняннями:

$$\left.\begin{aligned} x &= V_x \cdot t = (wR\sin\beta_1)t, \\ y &= V_y \cdot t - \frac{gt^2}{2} = (wR\cos\beta_1)t - \frac{gt^2}{2} \end{aligned}\right\}. \tag{11}$$

Щоб підібрати необхідну форму жолоба і кут встановлення його кромки, необхідно побудувати траєкторії руху зерна, що випадають на крайніх межах кутів β_1 і β_2 зони їх випадання.

Для цього достатньо обчислити координати точок (рис. 1):

- точки a (a' і a'' вершини парабол);

- точки b (b' і b'' симетрично розміщених точкам M_1 і M_2);

- точки c (c' і c'', де парабола пересікає горизонтальний діаметр циліндра);

- точки e (e' і e'', де траєкторія зустрічається з поверхнею циліндра.

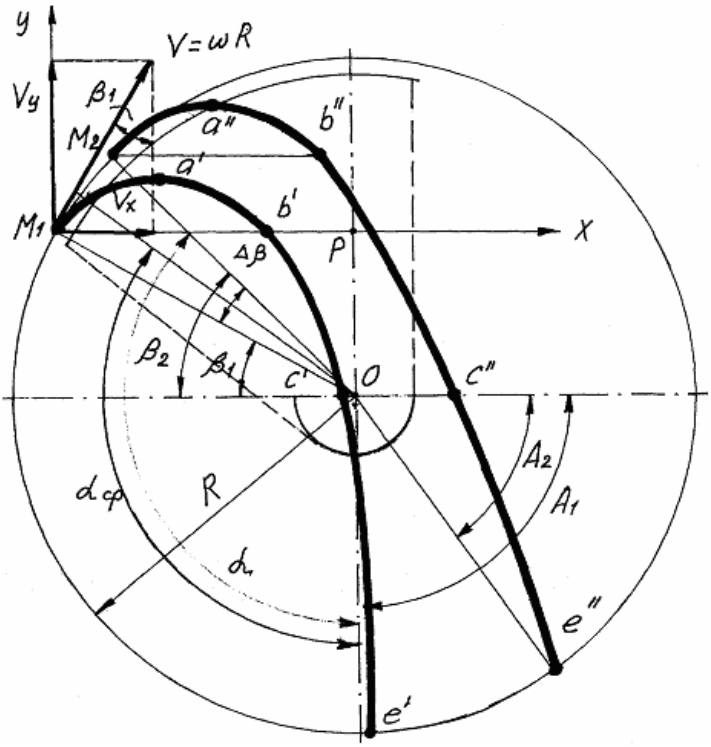


Рис. 1. Траєкторії руху зерна за нижньої і верхньої зон його випадання із комірок трієра

Для точки a:

$$Vy_a = 0 = wR\cos\beta - gt_a. \tag{12}$$

Звідки:

$$t_a = \frac{wr\cos\beta}{g}. \tag{13}$$

Підставивши значення t_a у рівняння (11), отримаємо:

$$x_a = \frac{(wR)^2 \sin\beta\cos\beta}{g} = \frac{(wR)^2 \sin 2\beta}{2g}. \tag{14}$$

$$y_a = \frac{(wR)^2 \cos^2 \beta}{g} - \frac{g(wR\cos\beta)^2}{2g^2} = \frac{w^2 R}{g}\left(\frac{R\cos^2 \beta}{1} - \frac{R\cos^2 \beta}{2} = \right. \tag{15}$$

$$\frac{k \cdot R\cos^2 \beta}{2}.$$

Для точки b, симетричній точці M:

$$\left.\begin{aligned} x_b &= 2x_a = kR\sin 2\beta \\ y_b &= 0 \end{aligned}\right\}. \tag{16}$$

Для точки c

$$y_c = -R\sin\beta \qquad (\text{із } \Delta M_1 OP), \tag{17}$$

$$y_c = (wR\cos\beta)t_c - \frac{gt_c^2}{2} \qquad \text{згідно з рівнянням (11)}$$

Тоді:

$$-R\sin\beta = (wR\cos\beta)t_c - \frac{gt_c^2}{2}, \tag{18}$$

$$\text{а} - \quad t_{c1,2} = \frac{wR\cos\beta}{g} \pm \sqrt{\frac{w^2R^2\cos\beta}{g^2} + \frac{2R\sin\beta}{g}}\ . \tag{19}$$

Або:

$$t_{c1} = \frac{wR}{g}\cos\beta + \sqrt{\cos^2\beta + \frac{2\sin\beta}{k}}, \tag{20}$$

$$t_{c2} = \frac{wR}{g}\cos\beta - \sqrt{\cos^2\beta + \frac{2\sin\beta}{k}}. \tag{21}$$

Згідно з попередніми розрахунками підходить перше значення кореня, тобто t_{c1} (див. рівняння 20).

Підставивши значення t_{c1} у рівняння (11), одержимо:

$$x_c = wR\sin\beta\left(\frac{wR}{g}\cos\beta + \sqrt{\cos^2\beta + \frac{2\sin\beta}{k}} = \right.$$

$$R\sin\beta\left(k\cos\beta + w\sqrt{\cos^2\beta + \frac{2\sin\beta}{k}}\right), \tag{22}$$

$$y_c = -R \sin \beta . \tag{23}$$

Для точки e координати визначити із таких міркувань [10 стор. 460]**:**

$$\cos(\beta - A) = 2k \sin \beta - 1 . \tag{24}$$

Кут β_1 (нижню межу зони випадання) визначають із рівняння (7) і [7 стор. 53]:

$$\begin{aligned} &\alpha_{cp} = \arcsin k + 90^o , \\ &\alpha_{cp} - 90^o = \beta_1 = \arcsin k, \\ &\beta_1 = \arcsin 0{,}505 = 30^o 25' . \end{aligned} \tag{25}$$

Кут β_2 (верхню межу зони випадання) визначають згідно з рекомендаціями [7 стор. 53]

$$\beta_2 = \beta_1 + \Delta\beta, \tag{26}$$

де $\Delta\beta = 6^o$

$$\beta_2 = 30^o 25' + 6^o = 36^o 25' .$$

Підставивши значення β_1 і β_2 у рівняння (14, 15, 16, 17 і 22), отримаємо координати точок траєкторій польоту зерна з нижньої і верхньої межі зони випадання.

Якщо $\beta_1 = 30^o 25'$:

$x_{a'} = 0{,}1$ м; $\quad y_{a'} = 0{,}009$ м;

$y_{b'} = 0{,}2$ м; $\quad y_{b'} = 0$ м;

$x_{c'} = 0{,}3$ м; $\quad y_{c'} = -0{,}25$ м, а $A_1 = -89^o$.

Якщо $\beta_2 = 36^o 25'$:

$x_{a''} = 0{,}12$ м; $y_{a''} = 0{,}08$ м;

$x_{b''} = 0{,}24$ м; $y_{b''} = 0$;

$x_{a''} = 0{,}32$ м; $y_{c''} = -0{,}3$ м, а $A_2 = -73^o$.

Згідно з отриманими значеннями координат побудувати траєкторії польоту зерна із нижньої і верхньої меж випадання (див. рис. 1), а потім і поперечний переріз жолоба (рис.2), попередньо визначивши радіус жолоба r, діаметр $d_ш$ і крок S шнека.

4.7. Радіус жолоба:

$$r = \frac{D}{2}\sin(\varphi_o - \beta_1), \text{ м}, \tag{27}$$

де D діаметр циліндра, м;

φ_o – кут, що перевищує кут тертя зерна по стінці жолоба (див. табл. 1);

β_1 – кут нижньої межі зони випадання зерна із комірок циліндра.

4.8. Діаметр шнека (і крок його спіралі) жолоба визначити, виходячи із продуктивності шнека:

$$Q_ш = 60\rho \cdot \varepsilon \cdot \psi \frac{\pi d_ш^2}{4} n_ш \cdot S, \text{ кг/год}, \tag{28}$$

де ρ – щільність матеріалу (об'ємна маса), що транспортується, кг/м^3 (для коротких домішок прийняти ρ = 400…600 кг/м^3);

ε – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору ($\varepsilon = 0{,}2…0{,}3$) [9];

ψ – коефіцієнт швидкості ($\psi = 0{,}9$);

$n_ш$ – частота обертання шнека, об/хв ($n_ш$ прийняти рівною частоті обертання циліндра, тобто $n_ш = n$);

$d_ш$ – діаметр шнека, м;

S – крок спіралей шнека, м;

$Q_ш$ – продуктивність шнека, кг/год ($Q_ш = Q$ для вівсюжних трієрів, $Q_ш$ = 0,15 для кукільних трієрів).

Оскільки шнека жолоба зумовлюється радіусом r жолоба (див. рис. 2), то із залежності (28) визначити крок S його спіралей.

Як правило, діаметр шнека приймають із стандартного ряду:

$$d_ш = 60; 90; 130; 150; 180; 200; 250; 300 \text{ та } 400 \text{ мм}.$$

В очистках зернозбиральних комбайнів діаметр шнека і крок спіралі однакові [9]. У шнеках розвантажувальних пристроїв зернозбиральних комбайнів d і S можуть не збігатися (табл. 5) [9].

Таблиця 5

Технічні дані шнеків розвантажувальних пристроїв

Параметр	Комбайн				
	СК-5	СКД-6	«Дон-1500»	«White-9700»	«John Deere 8820»
Діаметр шнека, мм:					
горизонтального	250	247	250	280	200
похилого	250	245	250	280	300
Крок спіралі шнека, мм:					
горизонтального	200	200	250	225	178
похилого	260	260	250	235	320
Частота обертання шнека, хв$^{-1}$:					
горизонтального	288	351	434	600	340
похилого	288	351	667	600	470
Кількість горизонтальних шнеків	1	1	1	1	2

5. Накреслити схему взаємного розміщення жолоба, циліндра і шнека (у масштабі) у такій послідовності:

- накреслити коло діаметром $D = 2R$ (див. рис. 2) циліндра і коло радіусом r жолоба та коло діаметром $d_ш$ шнека із зазором c=10…15 мм з одного і того самого центра;

- з центра цих кіл під кутом β_1 (початок зони випадання зерна) провести промінь до перетину з колом діаметра D (точка A);
- з точки A провести дотичну до радіуса r жолоба, а також дотичну до цього кола паралельно вертикальному діаметру циліндра. Кут між дотичною до кола радіусом r жолоба, проведеного з точки A і горизонтальним діаметром циліндра дорівнюватиме куту φ_o;
- між дотичними провести дугу з центра кіл на відстані a не менше 5 мм.

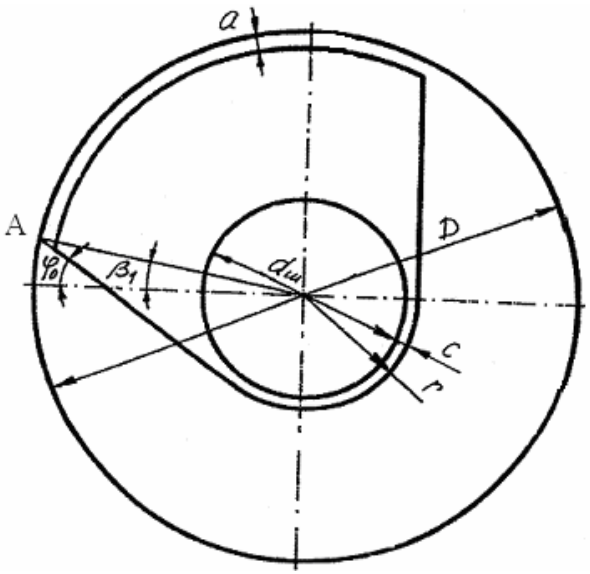


Рис. 2. Взаємне розміщення жолоба і шнека у циліндричному трієрі

6. Енергетичний розрахунок

6.1. Потужність на привід трієрного циліндра визначити за формулою [8]:

$$N_ц = 0{,}25Q \cdot 0{,}736, \text{ кВт}, \tag{29}$$

де Q – продуктивність трієра, т/год.

6.2. Потужність на привод шнека визначити за формулою [9]:

$$N_{ш} = \frac{Q_{ш}(L_1 \cdot \varepsilon_{ш} + H) \cdot \eta_{ш}}{367}, \text{ кВт}, \quad (30)$$

де $Q_{ш}$ – продуктивність шнека, кг/с;

L_1 – проекція довжини шнека на горизонталь, м ($L_1 = L$);

$\varepsilon_{ш}$ – коефіцієнт, що враховує опір переміщенню матеріалу по кожуху ($\varepsilon_{ш} = 1{,}2$);

H – висота підйому матеріалу, м ($H = 0$);

$\eta_{ш}$ – коефіцієнт, що враховує похил шнека ($\eta_{ш} = 1$).

6.3. Сумарна потужність на привод трієрного циліндра без урахування ККД:

$$N_1 = N_{ц} + N_{ш} = 0{,}25Q \cdot 0{,}736 + \frac{Q_{ш} \cdot L \cdot \varepsilon_{ш}}{367}, \text{ кВт}. \quad (31)$$

6.4. Потужність на привід трієрного циліндра з урахуванням ККД:

$$N = \frac{N_1}{\eta_3}, \text{ кВт}, \quad (32)$$

де η_3 – загальний ККД передач.

7. Кінематичний розрахунок

Вибрати схему приводу трієрного циліндра [22 стор. 377], наприклад рис. 3. Знаючи частоту обертання циліндра і шнека та потужність на привід, підібрати електродвигун, розрахувати передатне відношення кожної передачі приводу.

8. Розрахунок на міцність

Виконати розрахунок на міцність деталі чи складанної одиниці за узгодженням з керівником роботи (наприклад [5 стор. 63], розрахунок на міцність вала шнека). При цьому діаметр вала обчислити орієнтовно за крутним моментом.

9. Охорона праці

Навести заходи щодо охорони праці під час експлуатації трієра. Опрацьовуючи цей розділ, бажано скористатися інструкцією із експлуатації будь-якої складної зерноочисної машини (типу СМ-4) чи трієрного блока.

10. Будова, процес роботи, наладка
та технічне обслуговування трієра

Стисло навести матеріал, посилаючись на графічну частину, рисунки та таблиці розрахунково-пояснювальної записки, наприклад рис. 3 і 4.

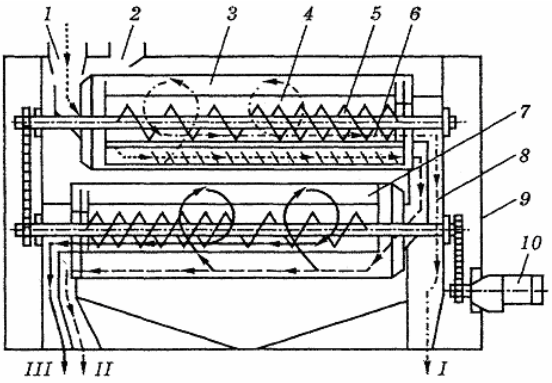


Рис. 3. Функціональна схема трієрного блока К-236А:
1 – завантажувальне вікно; 2 – патрубок; 3 – кукільний трієрний циліндр; 4 – лотік; 5 – шнек; 6 – мішалки; 7 –- вівсюжний трієрний циліндр; 8 – канал; 9 – корпус; 10 – електродвигун; I, II, III – виходи

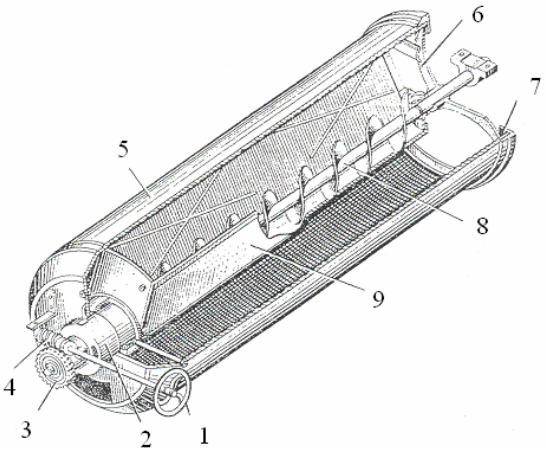


Рис. 4. Трієрний циліндр:
1 – маховичок регулювання нахилу жолоба; 2 – випускна головка жолоба;
3 – черв'ячне колесо; 4 – черв'як; 5 – циліндр; 6 – кільце із спицями;
7 – діафрагма; 8 – шнек; 9 – жолоб

11. Техніко-економічні показники трієра

Навести технічну характеристику трієра, попередньо визначивши дійсну продуктивність $Q_м$ трієра.

Продуктивність трієра за годину часу зміну:

$$Q_м = \tau_{зм} \cdot q_о, \text{ га/год зм}, \tag{33}$$

де $\tau_{зм}$ – коефіцієнт використання робочого часу ($\tau_{зм}$=0,80…0,85) [21];

$q_о$ – пропускна здатність трієра з врахуванням вологості зернової суміші:

$$q_о = K_к \cdot q_н (1 - \frac{W_1 - 16}{100} \cdot 3), \text{ т/год}, \tag{34}$$

де $K_к$ – коефіцієнт еквівалентності, який враховує вид культури, що очищається;

$q_н$ – номінальна пропускна здатність у тонах за годину за вологості $W_1 \le 16\%$ і показника ε_p чистоти розподілу не нижче допустимого.

У такому випадку $q_н = Q$, де Q = 3 т/год (вихідні дані);

W_1 – вологість зернової суміші (W_1 = 20% прийняти).

Значення $K_к$ для різних культур: пшениця і горох – 1,0; жито і кукурудза – 0,9; ячмінь – 0,8; гречка і рис – 0,5; просо і соняшник – 0,3; насіння трав – 0,2 і овочів – 0,1 [21 стор. 554].

Тоді для пшениці:

$$q_o = 1 \cdot 3(1 - \frac{20-16}{100} \cdot 3) = 2{,}64 \text{ т/год } = 2640 \text{ кг/год, а}$$

$$Q_м = 0{,}82 \cdot 2640 = 2164 \text{ кг/год.}$$

Висновки

Навести висновки та рекомендації, які можуть бути використані конструкторськими організаціями при розробці трієрних машин

Література

1. Григорьев С.М. Сельскохозяйственные машины и орудия. Практикум / Григорьев С.М., Лурье А.Б., Мельников С.В. – Москва – Ленинград : Сельхозгиз, 1957. – 384 с.

2. Комаристов В.Ю. Довідник з механізації післязбиральної обробки зерна / В.Ю. Комаристов, М.М. Петренко. – Київ : Урожай, 1990. – 184 с.

3. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. Теория, расчет, проектирование и испытание / М.Н. Летошнев. – Москва – Ленинград.: Сельхозгиз, 1955. – 764 с.

4. Машины для послеуборочной обработки зерна /[Оксин Б.С, Горбачов И.В., Терехин А.А., Соловьев В.М.]. – Москва : Агропромиздат, 1987. – 238 с.

5. Павловский Г.Т. Очистка, сушка и активное вентилирование зерна / Г.Т. Павловский, С.Д. Птицын. – Москва : Высш. школа, 1968. – 224 с.

6. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів : підручник / [Царенко О.М. та ін.] ; за ред. Яцупа. – Київ : Мета, 2003. – 448 с.

7. Роженцев В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины В.А. Роженцев. – Москва : 1980. – С. 10; 52, 53.

8. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / [Александров В.И.и др.] ; под ред. М.И. Клецкина. – Москва : Машиностроение, 1967. – . –

Том 2. – 1967. – 830 с.

9. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування / [Сисолін П.В. та ін.] ; за ред. М.І. Черновола. – Київ : Урожай, 2002. – . –.

Кн. 2. Машини для рільництва. – 2002. – 202 с.

10. Сельскохозяйственные машины и технологический расчет / [Турбин Б.Г. и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1967, – 494 с.

X. КУРСОВА РОБОТА НА ТЕМУ: «КАРТОПЛЕСОРТУВАЛЬНИЙ КУНКТ»

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

Необхідно обґрунтувати актуальність теми курсової роботи, навести заходи, які забезпечують впровадження індустріальних технологій вирощування та збирання картоплі завдяки підвищенню рівня механізації всіх операцій, зокрема очищення картоплі від домішок, сортування на фракції і завантаження в тару, транспортні засоби або сховища [3, 22, 23, 26]. Поставити мету та завдання курсової роботи.

1. Способи післязбиральної обробки картоплі

Описати сучасний рівень механізації післязбиральної обробки картоплі.

Комплексна (потокова) післязбиральна обробка охоплює первинну (польову) післязбиральну обробку і механізоване зберігання. Після зберігання проводять передпосадкову обробку картоплі або вторинну (товарну) обробку для реалізації.

Описати загальні операції, які виконують за відомих способів обробки [1, 22, 26].

2. Огляд конструкцій машин і обладнання для післязбиральної обробки картоплі

Стисло описати машини та обладнання для післязбиральної обробки картоплі (сортувальні пункти, системи конвеєрів, бункери-нагромаджувачі, завантажувачі тощо), особливості їх компонування, будови та процесу роботи. Навести функціональні, кінематичні або інші схеми машин і агрегатів.

Класифікувати машини за такими ознаками: тип машини, компоновка, її призначення і конструкторське виконання. Навести класифікаційну схему, марки сучасних сортувальних пунктів і ліній. Використовувати рекомендовану літературу, а також патенти (авторські свідоцтва), журнали «Техніка в АПК», «Картопля та овочі», каталогу сільськогосподарської техніки, інструкції та проспекти техніки із цього напряму .

Розділ має включати рисунки, схеми, таблиці, графіки.

Техніко-економічні показники машин подати у вигляді таблиці в кінці розділу.

Рекомендовані літературні джерела [1, 21, 22, 26].

3. Механіко-технологічні передумови розробки картоплесортувального пункту

3.1 Фізико-механічні властивості картоплі як об'єкта післязбиральної обробки і зберігання

Картопля, яка після механізованого збирання поступає на післязбиральну обробку і зберігання, характеризується: формою, геометричними розмірами, масою, щільністю, коефіцієнтом тертя (кочення та ковзання), пружністю, здатністю до пошкоджень та іншими властивостями.

Навести ті характеристики, які найбільш впливають на процес товарної обробки картоплі [1]

3.2 Агротехнічні та експлуатаційні вимоги до машин і обладнання для післязбиральної обробки картоплі

У цій главі навести агротехнічні вимоги, зокрема: засміченість вороху картоплі у вихідному матеріалі; розмір бульб відповідних фракцій;

відхилення від суміжних фракцій; кількість пошкоджень; точність сортування та інші.

4. Вибір схеми, обґрунтування та розрахунок основних параметрів і режимів роботи картоплесортувального пункту

4.1. Вихідні дані

Для розробки цього розділу передбачено такі вихідні дані: продуктивність Q, т/год; питома продуктивність q, т/год·м; середній діаметр бульб дрібної фракції $d_д$, мм і середньої – $d_с$, мм; насипна вага картоплі γ, кг/м^3 (табл. 1).

Теоретичний коефіцієнт точності сортування дрібної фракції $r_д$ = 0,6...0,72, середньої – $r_с$ = 0,6...0,68. Інтенсивність подачі дрібної фракції $\rho_д$ = 42...45 кг/с·м^2, середньої – $\rho_с$ = 26...29 кг/с·м^2. Коефіцієнт заповнення робочої поверхні ψ = 0,7...0,8.

4.2. Вибір технологічної схеми картоплесортувального пункту

Технологічну схему картоплесортувального пункту прийняти аналогічною відомим схемам на вибір виконавця.

Основними факторами, які характеризують загальну компоновку пункту (набору обладнання) і технологічну послідовність розташування є продуктивність, характеристика вхідного і вихідного матеріалу, ступінь зниження затрат праці, економічна ефективність і забезпечення умов праці працівників.

Таблиця 1

Варіанти вихідних даних

№ варіанта	Продуктивність, Q, т/год	Питома продуктивність, q, т/год· м	Середній діаметр бульб фракції, мм		Насипна вага картоплі, γ, кг/м^3
			Дрібної, $d_д$	Середньої, d_c	
1	15	13	36	60	650
2	18	16	37	61	650
3	20	18	38	62	650
4	22	20	39	63	650
5	25	23	40	63	650
6	16	13	41	65	650
7	17	16	42	66	650
8	18	15	43	67	650
9	23	20	44	68	650
10	24	21	45	69	650
11	25	22	46	70	700
12	23	13	47	71	700
13	24	16	40	60	700
14	25	18	48	72	700
15	26	19	35	58	700
16	27	25	51	78	700
17	28	26	44	65	700
18	29	25	37	63	700
19	30	28	45	69	700
20	24	15	48	74	700
21	25	16	52	80	750
22	21	15	38	64	750
23	24	20	42	68	750
24	25	21	50	76	750
25	26	22	40	65	750
26	28	26	48	72	750
27	20	16	52	84	750
28	25	23	42	68	750
29	18	15	44	70	750
30	27	24	38	65	750

Під час обґрунтування загальної схеми картоплесортувального пункту і обладнання тепер частіше використовують модульний принцип.

Обов’язковою умовою модульного принципу компонування пункту є використання уніфікованого індивідуального приводу і погодження всіх модулів за основними габаритними розмірами, місцями кріплення,

розташуванням місць входу або виходу картоплі, робочою шириною, продуктивністю та іншими параметрами.

4.3. Розрахунок приймального бункера

Для приймання картоплі від транспортних засобів, завантажених навалом залежно від типу машин або обладнання, використовують бункери.

Основними параметрами приймального бункера є його ємкість (об'єм) $V_б$, габаритні розміри і швидкість переміщення рухомого дна.

Ці параметри мають забезпечувати, з одного боку, безперервне приймання картоплі яка поступає, з іншого – відповідну продуктивність під час завантаження, і може бути визначена з таких міркувань.

Об'єм $V_б$ (в т) приймального бункера має бути не менше середнього об'єму одиничного транспортного засобу $M_{ср}$ і водночас забезпечувати роботу переважної ланки (комбайна або пункта) впродовжі максимум одної робочої зміни, тобто має виконуватися умова:

$$M_{ср} \le V_б \le Q_{см}\, z/n, \qquad (1)$$

де $Q_{см}$ – змінна продуктивність комбайна або пункту, т;

z – кількість комбайнів або пунктів у системі;

n – кількість приймальних каналів.

4.4. Вибір та обґрунтування основних параметрів завантажувального транспортера

Завантажувальний транспортер подає ворох картоплі з приймального бункера на робочі органи картоплесортувального пункту. За конструкцією транспортери поділяють на дві групи: 1 – із

просіювальним полотном; 2 – суцільним. Перші бувають прутковими або планчастими, їх застосовують їх на машинах невеликої продуктивності. Другі виконують із суцільного полотна, їх використовують на високопродуктивних картоплесортувальних пунктах.

Довжина транспортера $L_{тр}$ різна і обумовлена компоновкою картоплесортувального пункту. Як правило, $L_{тр}$ =1,3...2,5 м. Кут нахилу транспортера $\alpha_{тр}$ = 35...50°. Для того щоб картопля, яка подається, не скочувалася, що може призвести до її пошкодження, на полотні слід встановити лопатки. Крок лопаток t = 130…160 мм, а їх висота – не менше 60 мм.

Ширина завантажувального транспортера має дорівнювати ширині наступного робочого органу, що забезпечує рівномірне завантаження.

Швидкість руху полотна завантажувального транспортера 0,4...0,8 м/с, яку вибирають відповідно до продуктивності.

4.5. Вибір схеми та основних параметрів сепарувальних робочих органів

Сепарувальні робочі органи просіювального типу використовують: з елеваторним полотном, пасові, грохотні, роликові і дискові. Останні два – найбільш поширені (додаток 1).

Роликові і дискові сепарувальні робочі органи принципово не відрізняються один від іншого і складаються із набору валів, на яких змонтовано ролики або диски. Основними параметрами роликового або дискового сепаратора є : D – діаметр роликів (дисків); C – зазор між ними; n – частота обертання; L – довжини і B – ширина сепаратора.

4.6. Обґрунтування основних параметрів гірки з пальчастою поверхнею

Гірки з пальчастою поверхнею застосовують для відокремлення рослинних решток і дрібних ґрунтових домішок. Вони по суті є стрічковими транспортерами, які рухаються вгору (додаток 2). Для усунення ефекту залипання ґрунтовими домішками, їх поверхні виконують пальчастими (шипованими). За такого виконання поверхні дрібні ґрунтові домішки провалюються поміж пальцями, а рослинні рештки утримуються на їх кінцях, як результат поліпшується їх відокремлення.

Кут нахилу робочої поверхні для відокремлення бульб від рослинних решток визначити із залежності:

$$\alpha_г = arctg\frac{7f - 5tg\varphi}{2},\ град, \qquad (2)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання по пальчастій поверхні;

φ – кут тертя кочення бульб по гумі, град.

Для задовільної роботи гірки суттєве значення має вибір координати місця подачі вороху на гірку і загальної її довжини.

Відстань від осі верхнього валу до місця подачі визначити із залежності:

$$L_п > \frac{7v_п^2}{10g(\sin\alpha_г - tg\varphi)},\ м, \qquad (3)$$

де – $v_п$ – лінійна швидкість полотна гірки, $v_п$ = 1...1,1 м/с.

Загальна довжина гірки $L_г$ (відстань між осями валів), яка забезпечує відокремлення не тільки рослинних решток, але і великої кількості дрібних ґрунтових домішок, має бути в межах 1,2...1,5 м.

4.7. Обґрунтування та розрахунок роликової сортувальної поверхні

Сортувальні робочі поверхні є різних типів, найчастіше використовують фігурні ролики.

До основних параметрів фігурних роликів (додаток 3) належать: D – діаметр ролика; C – робочий зазор між роликами; b – крок проточок фігурних роликів.

У фігурних роликів за діаметр D прийняти їх найменший діаметр, а за робочий зазор C – відстань між поверхнями роликів у площинах найменших діаметрів.

Робочі зазори для дрібної $C_д$ і середньої фракції $C_с$ прийняти рівними середнім діаметрам бульб відповідних фракцій (див. вихідні дані).

Радіус проточки для відповідних фракцій:

$$R_{пр.д} = C_д/2, \qquad R_{пр.с} = C_с/2. \tag{4}$$

Діаметр ролика для дрібної фракції прийняти:

$$D_д = 1{,}1 d_д. \tag{5}$$

Діаметр ролика для середньої фракції:

$$D_с = D_д + C_д - C_с \tag{6}$$

Зовнішній діаметр роликів для відповідних фракцій:

$$D_{з.д} = D_д + C_д - a,\ D_{з.с} = D_с + C_с - a, \text{ причому } D_{з.д} = D_{з.с} = D_з \tag{7}$$

Відстань між валами обертання роликів для відповідних фракцій:

$$l_д = C_д + D_{з.д,} \qquad l_с = C_с + D_{з.с,} \qquad \text{до того ж } l_д = l_с = l. \tag{8}$$

Крок проточок жолобків для відповідних фракцій:

$$t_д = C_д + в, \qquad t_с = C_с + в. \tag{9}$$

Ширина сортувальної поверхні:

$$B = Q/q \text{, м.} \tag{10}$$

Кількість роликів на одному валу для відповідних фракцій:

$$n_д = B/t_д, \qquad n_с = B/t_с. \tag{11}$$

Загальна довжина сортувальної поверхні:

$$L = L_д + L_с, \text{ м,} \tag{12}$$

де $L_д$ і $L_с$ – відповідно для дрібної та середньої фракцій.

$$L_д = \frac{Q\ln(1-r_д)l}{\psi n_д \pi R^2 \rho_д}, \qquad L_с = \frac{Q\ln(1-r_с)l}{\psi n_с \pi R^2 \rho_с}.$$

Кількість валів з роликами для відповідних фракцій:

$$z_д = L_д/l, \qquad z_с = L_с/l. \tag{13}$$

Фактична довжина сортувальної поверхні:

$$L_ф = l(z_д + z_с). \tag{14}$$

Швидкість переміщення бульб на сортувальній поверхні:

$$v_б = \frac{Q}{Bd_с\psi\gamma} \text{, м/с.} \tag{15}$$

Частота обертання роликів:

$$n_p = \frac{60v_б}{\pi d_c k}, \text{ об/хв}, \tag{16}$$

де k – коефіцієнт, який враховує прокручування (буксування) бульб на роликах.

4.8. Вибір та обґрунтування параметрів перебиральних столів

Із сортувальної поверхні картопля надходить на перебиральні столи (рухомі поверхні) з боків яких розміщені робітники і відбирають вручну домішки та некондиційні бульби.

За видом робочої поверхні відрізняють дискові, роликові, стрічкові, планчасті і пруткові перебиральні столи.

Основними параметрами стрічкових перебиральних столів є: $L_{\text{п.с.}}$ – довжина стола; $B_{\text{р}}$ – робоча ширина стола; $V_{\text{л}}$ – швидкість руху робочої поверхні (стрічки); $Q_{\text{п}}$ – продуктивність.

$$L_{n.c} \geq al + c_1 + c_2, \text{ м}, \tag{17}$$

де a – кількість місць для працівників (якщо працівники розташовані з двох сторін враховується половина робочих місць);

l – довжина робочої зони одного працівника, м;

c_1 – довжина завантажувальної ділянки полотна, м;

c_2 – відстань що не обслуговується від кінця останньої зони до краю полотна, м; приймають $c_1 = 0{,}2...0{,}8$ м, $c_2 = 0{,}1...0{,}2$ м.

$$a = Q_n x_n / q,$$

де q – продуктивність працівників, $q = 0{,}3...0{,}7$ т/год.

Якщо швидкість полотна 0,2...0,3 м/с середня розрахункова продуктивність одного працівника 70...110 одиниць бульб за хвилину. Довжина робочої зони для одного працівника 0,7...0,8 м.

4.9. Кінематичний розрахунок

На функціональній схемі картоплесорувального пункту (аркуш 1) визначити місця розташування приводів робочих органів у рух для виконання технологічного процесу. Враховуючі, що майже всі робочі органи мають порівняно невисоку частоту обертання (100...250 об/хв), використовують електродвигуни у виконанні з черв'ячним редуктором, мотор-редуктором або мотор-барабаном. Найчастіше встановлюють окремі мотор-редуктори невеликої потужності (0,8...2,2 кВт).

Враховуючи, що швидкості руху робочих органів відомі, підібрати мотор-редуктори та механізми передачі, які б відповідали частоті обертання привідних валів. Схематично показати їх на аркуші 1, порахувати загальне передатне відношення між мотор-редуктором і привідним валом, а також між проміжними механізмами (ланцюгові, клинопасові та інші передачі).

5. Розрахунок потужності для приводу робочих органів

Загальна потужність приводу картоплесортувального пункту:

$$N_з = (N_1 + N_2 + ... + N_i)/\eta, \text{ кВт}, \qquad (18)$$

де N_1, N_2, N_i – потужності для приводу окремих робочих органів, кВт;

η – загальний ККД приводу.

Потужність приводу транспортерів визначити із залежності:

$$N = (0,003Q_т H + 0,0015\, Q_т L_г + 0,03 L_г B_т V_т)\, k_1, \text{ кВт}, \qquad (19)$$

де $Q_т$ – продуктивність транспортера, т/год;

H – висота транспортування бульб, м;

$L_г$ – довжина горизонтальної проекції транспортера, м;

$B_т$ – робоча ширина транспортера, м;

$V_т$ – швидкість транспортера, м/с;

k_1 – коефіцієнт, який враховує вплив довжини транспортера.

Потужність, необхідна для приводу роликових та дискових сепарувально-сортувальних робочих органів, визначити через питому продуктивність (q = 0,02...0,05 $\frac{кВт}{т/год}$), тоді $N_1 = Q\,q$.

6. Розрахунок на міцність

Опрацьовуючи цей розділ, використовувати літературу з дисциплін «Деталі машин» та «Опір матеріалів».

Деталь, яку розраховують на міцність, узгоджується з керівником курсової роботи.

7. Будова, процес роботи, наладка і ТО картоплесортувального пункту

Стисло описати будову, посилаючись на графічну частину курсової роботи, а також підготовку та процес роботи картоплесортувального пункту. Навести основні вимоги до конструкції і робочих органів. Указати основні регулювання.

8. Заходи з охорони праці

Навести загальні заходи з охорони праці під час роботи картоплесортувального пункту, а також заходи безпеки під час монтажу і наладки. Особливу увагу звернути на підготовку обслуговуючого персоналу.

9. Техніко-економічні показники

Навести стислу технічну характеристику та розрахункові економічні показники проектованого картоплесортувального пункту.

Порівняльне оцінювання економічної ефективності виконують згідно з додатковим завданням керівника роботи.

Висновки

Навести висновки, які випливають з виконаної роботи, а також рекомендації, які можуть використовувати розробники або експлуатаційники картоплесортувального пункту.

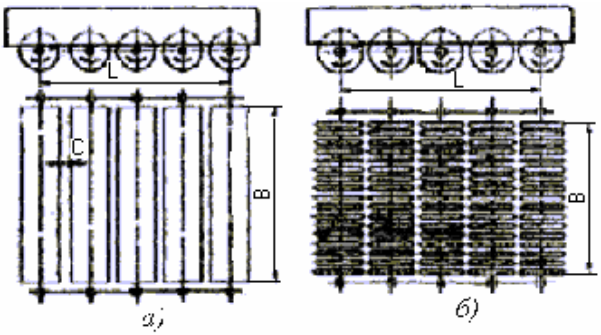
Література

1. Колчин Н. Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей / Н.Н. Колчин. – Москва, 1982.

2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации КСП-15Б. – Рязань, 1985.

3. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины / В.В. Красников. – Москва : Колос, 1981.

Додаток 1



Схеми сепарувальних робочих органів:
а – роликового типу; *б* – дискового типу

Додаток 2

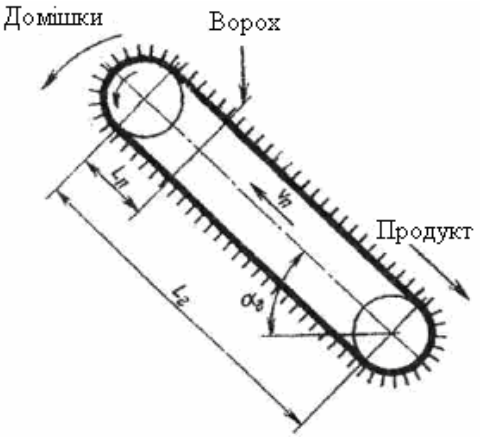


Схема гірки з пальчастим полотном

Додатки

Додаток А

ЗРАЗОК ТИТУЛЬНОГО АРКУША

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Механіко-технологічний факультет

Кафедра сільськогосподарських машин та системотехніки

ім. акад. П.М.Василенка

КОСАРКА РОТАЦІЙНА

Розрахунково-пояснювальна записка до курсової роботи

(01.01.12.00.00.000 ПЗ)

Студент **Іванчук А.В.**

Курс

група

Керівник **доц. Шевченко І.П.**

Київ 2017

Додаток Б

ЗРАЗОК ЗАВДАННЯ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Механіко-технологічний факультет

Кафедра сільськогосподарських машин та системотехніки

ім. акад. П.М. Василенка

ЗАВДАННЯ

до курсової роботи

студенту Іванчуку Анатолію Володимировичу

курс_____ група_____

Тема: Косарка ротаційна

Вихідні дані: культура – тимофіївка, швидкість безпідпірного зрізування Vp = 60 м/с, швидкість агрегату $Vм$ = 15 км/год, ширина захвату B = 2,1 м, врожайність Q = 20 т/га.

Перелік графічного матеріалу

1. Аркуш 1. Схема кінематико-технологічна.
2. Аркуш 2. Ротор. Складальний кресленик.

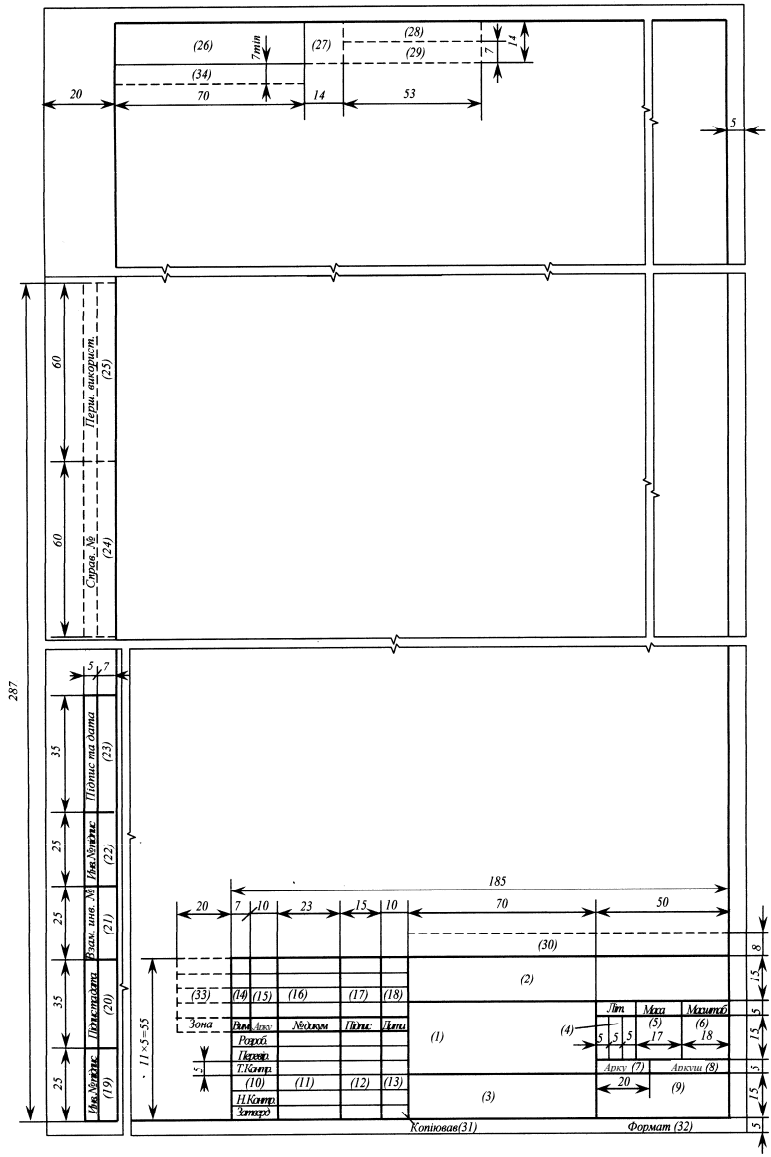
Дата видачі завдання: 02.02.2017. Термін здачі роботи: 15.05.2017.

Керівник _____ доц. Шевченко І.П.

Студент _____ Іванчук А.В.

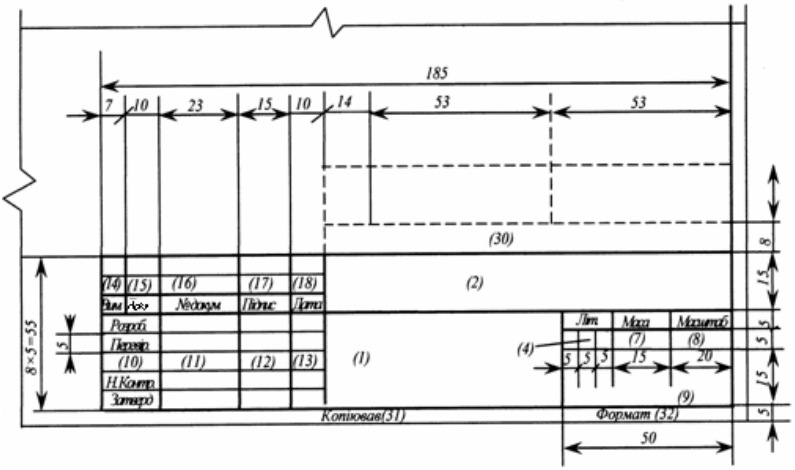
Додаток В

ОСНОВНИЙ НАПИС НА АРКУШАХ ГРАФІЧНОГО ДОКУМЕНТА

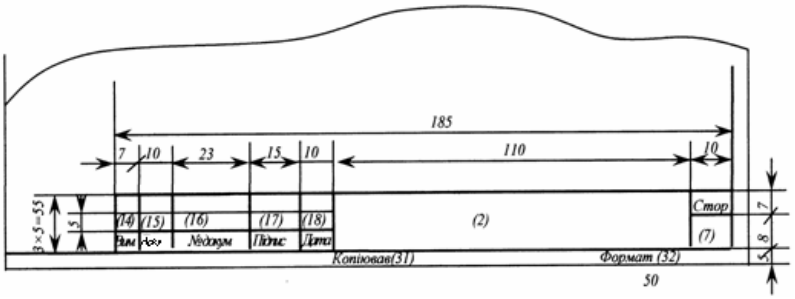


Додаток Г

ОСНОВНИЙ НАПИС НА АРКУШАХ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ



а

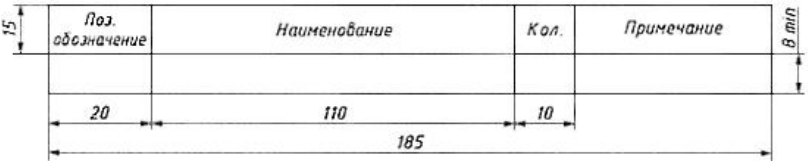


б

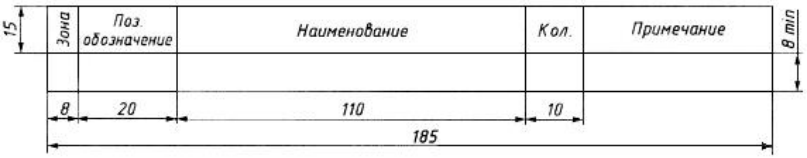
а – для першого аркуша; *б* – для подальших аркушів

Додаток Д

ФОРМИ ТАБЛИЦЬ ЕКСПЛІКАЦІЙ



а



б

а – без графи «Зона» *; б* – з графою «Зона»

Додаток Е

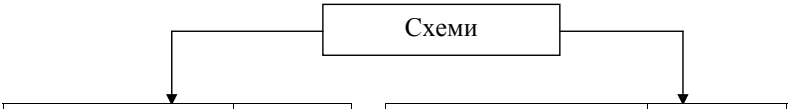
ШИФРИ ДОКУМЕНТІВ, ЩО ВХОДЯТЬ ДО СКЛАДУ ДИПЛОМНОГО (КУРСОВОГО) ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

Назва документа	Шифр документа
Відомість дипломного проекту	ПД
Габаритний кресленик	ГК
Графік	ГР
Кресленик загального вигляду	ВЗ
Складальний кресленик	СК
Монтажний кресленик	МКР
Ремонтний кресленик	Р
Ремонтний складальний кресленик	РСК
Операційна карта	ОК
Маршрутна карта	МК
Схема технологічна	ТХ
Схема електрична	Е
Схема кінематична	К
Схема гідравлічна	Г
Схема пневматична	П
Схема з охорони праці	ОП
Розрахунок	РР
Таблиця	ТБ
Техніко-економічні показники проекту	ПЕ
Генеральний план	ГП
Пояснювальна записка	ПЗ

Додаток Ж

ВИДИ І ТИПИ СХЕМ ТА ЇХ ЛІТЕРНИЙ І ЦИФРОВИЙ КОДИ

(ГОСТ 2.701-2008)

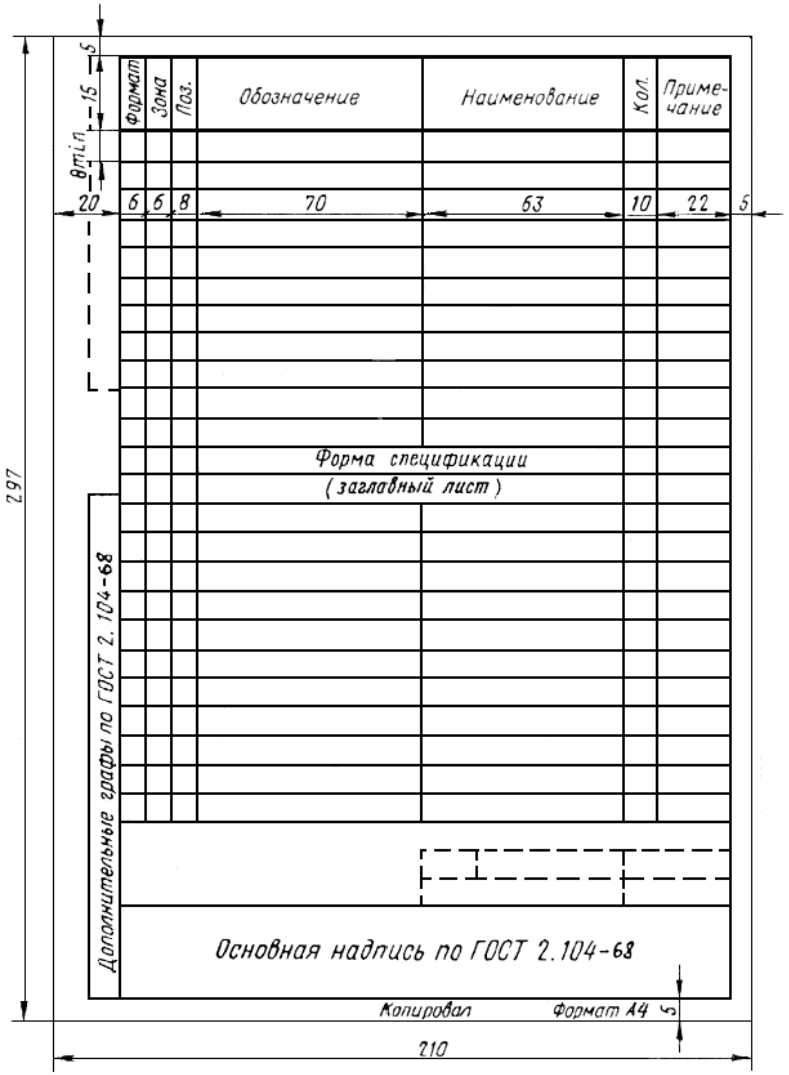


Вид	Літерний код
Електричні	Е
Гідравлічні	Г
Пневматичні	П
Газові (крім пневматичних)	Х
Кінематичні	К
Вакуумні	В
Оптичні	Д
Енергетичні	Р
Комбіновані	С
Розподілу	Є

Тип	Цифровий код
Структурні	1
Функціональні	2
Принципові	3
З’єднань	4
Підключень	5
Загальні	6
Розташування	7
Об’єднані	0

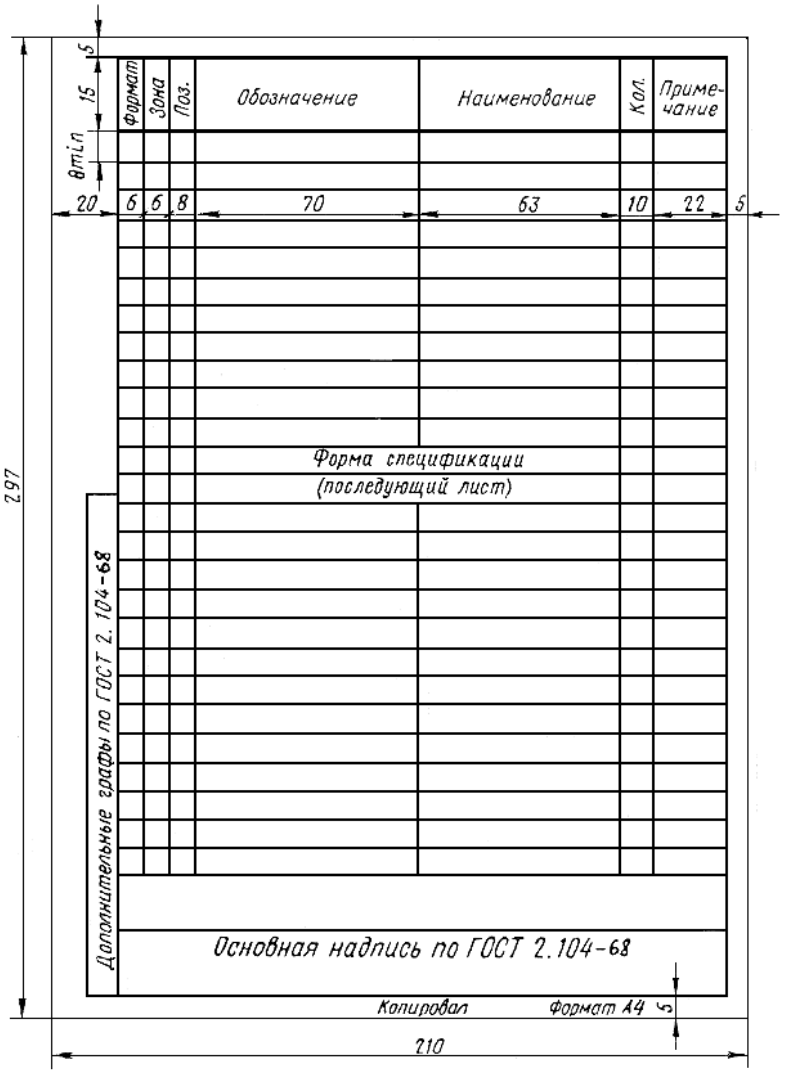
Додаток И

ФОРМИ СПЕЦИФІКАЦІЙ. ЗАГОЛОВНА СТОРІНКА



Додаток Й

ФОРМИ СПЕЦИФІКАЦІЙ. НАСТУПНА СТОРІНКА



Додаток К

ЗРАЗОК ОФОРМЛЕННЯ РИСУНКА

Кінематична схема приводу транспортера представлена на рис. 1.1.

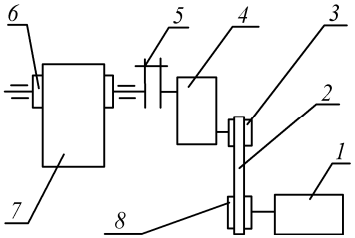


Рис. 1.1. Кінематична схема приводу транспортера:
1 – електродвигун; *2* – передача клинопасова; *3* – шків ведений; *4* – редуктор; *5* – муфта; *6* – барабан привідний; *7* – стрічка транспортера; *8* – шків ведучий

Додаток Л

ЗРАЗОК ОФОРМЛЕННЯ ТАБЛИЦІ

Таблиця 1.1

Технічна характеристика аеродинамічних сепараторів

Марки машин	Без циклона					З циклоном	
	Продуктивність, т/год			Потужність, кВт	Маса, кг	Потужність, кВт	Маса, кг
	Попереднє очищення	Первинне очищення	Калібрування				
1	2	3	4	5	6	7	8
САД-4	6	4	2	1,8	225	2,5	342
САД-5	8	5	2,5	1,8	230	2,5	347
САД-7	12	7	3,5	5,8	557	7,8	983
САД-10	14	10	5	5,8	562	7,8	988
САД-10-01*	15	10	5	19	1601		
САД-15	16	15	7	7,8	616	9,8	1042
САД-20	40	20	10	11,5	843	15,8	1534
САД-30	50	30	15	11,5	864	15,8	1563
САД-40	60	40	20	11,5	1080	15,8	1832
САД-50	70	50	25	15,5	1133	19,8	1886
САД-100	150	100	40	31	2950	37	4524
САД-150	200	150	50	31	2985	37	4560

Додаток М

ВИМОГИ ДО БІБЛІОГРАФІЧНОГО ОПИСУ ЛІТЕРАТУРИ

Приклади бібліографічних записів[*]

Елементи, виділені *курсивом*, є факультативними. Проміжки між знаками та елементами запису є обов'язковими і використовують для розрізнення знаків пунктуації.

Загальне позначення матеріалу (в цьому випадку *[Електронний ресурс]* наводиться у списках літератури за наявності відомостей про видання на різних матеріальних носіях та з різними способами подання інформації).

Книги
Однотомний документ

Один автор

1. Коренівський Д. Г. Дестабілізуючий ефект параметричного білого шуму в неперервних та дискретних динамічних системах / Д. Г. Коренівський. – Київ : Ін-т математики, 2006. – 111 с.

2. Матюх Н. Д. Що дорожче срібла-золота / Наталія Дмитрівна Матюх. – Київ : Асамблея діл. кіл : Ін-т соц. іміджмейкінгу, 2006. – 311 с.

Два автори

3. Матяш І. Б. Діяльність Надзвичайної дипломатичної місії УНР в Угорщині / І. Матяш, Ю. Мушка. – Київ : Києво-Могилян. акад., 2005. – 397 с.

4. Ромовська З. В. Сімейне законодавство України / З. В. Ромовська, Ю. В. Черняк. – Київ : Прецедент, 2006. — 93 с.

5. Суберляк О. В. Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів : *підруч. [для студ. вищ. навч. закл.]* / О. В. Суберляк, П. І. Баштанник ; *М-во освіти і науки України, Ін-т інновац. технологій і змісту освіти*. – Львів : Растр-7, 2007. – 375 с.

Три автори

6. Акофф Р. Л. Идеализированное проектирование: как предотвратить завтрашний кризис сегодня. Создание будущего организации / Акофф Р. Л., Магидсон Д., Эддисон Г. Д. ; *пер. с англ.*

[*] http://www.ukrbook.net/zakony/prykl_bib_zap.pdf ("Державна наукова установа "Книжкова палата України імені Івана Федорова")

Ф. П. Тарасенко. – Днепропетровск : Баланс Бизнес Букс, 2007. – 265 с.

Чотири автори і більше авторів

7. Методика нормування ресурсів для виробництва продукції рослинництва / [Вітвіцький В. В., Кисляченко М. Ф., Лобастов І. В., Нечипорук А. А.] ; *Укр. НДІ продуктивності АПК М-ва аграр. політики України*. – Київ : НДІ «Украгропромпродуктивність», 2006. – 106 с. : табл.

8. Психология менеджмента / [Власов П. К., Липницкий А. В., Лущихина И. М. Макшанов С. И., Маничев С. А., Никифоров Г. С.] ; *под ред. Г. С. Никифорова.* – [3-е изд.]. – Харків : Гуманітар. центр, 2007. – 510 с.

або

9. Методика нормування ресурсів для виробництва продукції рослинництва / [Вітвіцький В. В. та ін.] ; *Укр. НДІ продуктивності АПК М-ва аграр. політики України.* – Київ : НДІ «Украгропром-продуктивність», 2006. – 106 с. : табл.

10. Психология менеджмента / [Власов П. К. и др.] ; *под ред. Г. С. Никифорова*. – [3-е изд.]. – Харків : Гуманітар. центр, 2007. – 510 с.

Без автора

11. Історія Свято-Михайлівського Золотоверхого монастиря / [авт. тексту В. Клос]. – Київ : Грані-Т, 2007. – 119 с.

Багатотомний документ

12. Історія Національної академії наук України, 1941–1945 / [упоряд. Л. М. Яременко та ін.] ; *НАН України, Нац. б-ка України ім. В. І. Вернадського, Ін-т архівознав., Ін-т укр. археографії та джерелознав. ім. М. С. Грушевського.* – Київ : Нац. б-ка України ім. В. І. Вернадського, 2007– . –.

Ч. 2 : Додатки. – 2007. – 573 с.

або

13. Історія Національної академії наук України, 1941–1945. Ч. 2. Додатки / [упоряд. Л. М. Яременко та ін.] ; *НАН України, Нац. б-ка України ім. В. І. Вернадського, Ін-т архівознав., Ін-т укр. археографії та джерелознав. ім. М. С. Грушевського.* – Київ : Нац. б-ка України ім. В. І. Вернадського, 2007. – 573 с.

14. Межгосударственные стандарты : *каталог : в 6 т.* / [сост. Ковалева И. В., Рубцова Е. Ю. ; ред. *Иванов В. Л.*]. – Львов : НТЦ «Леонорм-Стандарт», 2005– . –.

Т. 1. – 2005. – 277 с.

Матеріали конференцій, з'їздів

15. Економіка, менеджмент, освіта в системі реформування агропромислового комплексу : *матеріали Всеукр. конф. молодих учених-аграрників [«Молодь України і аграрна реформа»], (Харків, 11–13 жовт. 2000 р.)* / М-во аграр. політики, Харків. держ. аграр. ун-т ім. В. В. Докучаєва ; *редкол. : В. М. Нагаєв [та ін.]*. – Харків : Харків. держ. аграр. ун-т ім. В. В. Докучаєва, 2000. – 167 с.

16. Оцінка й обґрунтування продовження ресурсу елементів конструкцій : *пр. конф., 6–9 черв. 2000 р., Київ. Т. 2* / відп. ред. В. Т. Трощенко. – Київ : НАН України, Ін-т пробл. міцності, 2000. – С. 559–956.

Словники

17. Географія : *словник-довідник* / [авт.-уклад. Ципін В. Л.]. – Харків : Халімон, 2006. – 175 с.

18. Тимошенко З. І. Болонський процес в дії : *слов.-довід. основ. термінів і понять з орг. навч. процесу у вищ. навч. закл.* / З. І. Тимошенко, О. І. Тимошенко ; Європ. ун-т. – Київ : Європ. ун-т, 2007. – 57 с.

Законодавчі та нормативні документи

19. Кримінально-процесуальний кодекс України : *за станом на 1 груд. 2005 р.* / Верховна Рада України. – Офіц. вид. – Київ : Парлам. вид-во, 2006. – 207 с.

20. Медична статистика : *зб. нормат. док.* / М-во охорони здоров'я України, Голов. упр. охорони здоров'я та мед. забезп. м. Києва, Київ. міськ. наук. інформ.-аналіт. центр мед. статистик ; *упоряд. та голов. ред. В. М. Заболотько.* – Київ : МНІАЦ мед. статистики : Медінформ, 2006. – 459 с.

21. Про рекомендації парламентських слухань «Захист прав інтелектуальної власності в Україні: проблеми законодавчого забезпечення та правозастосування» [Текст] : постанова Верховної Ради України від 27 червня 2007 р. № 1243-V // Відомості Верховної Ради України. – 2007. – № 45. – С. 1992–1996.

Стандарти

22. Графічні символи, що їх використовують на устаткуванні. Покажчик та огляд (ISO 7000:2004, IDT) : ДСТУ ISO 7000:2004. – [Чинний від 2006–01–01]. – Київ : Держспоживстандарт України, 2006. – IV, 231 с. – (Національний стандарт України).

23. Якість води. Словник термінів : ДСТУ ISO 6107-1:2004 – ДСТУ ISO 6107-9:2004. – [Чинний від 2005–04–01]. – Київ : Держспоживстандарт України, 2006. – 181 с. : *табл*. – (Національні стандарти України).

24. Вимоги щодо безпечності контрольно-вимірювального та лабораторного електричного устаткування. Ч. 2-020. Додаткові вимоги до лабораторних центрифуг (EN 61010-2-020:1994, IDT) : ДСТУ EN 61010-2-020:2005. – [Чинний від 2007–01–01]. – Київ : Держспоживстандарт України, 2007. – IV, 18 с. : *табл*. – (Національний стандарт України).

Автореферати дисертацій

25. Новосад І. Я. Технологічне забезпечення виготовлення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : *спец. 05.02.08 «Технологія машинобудування»* / Новосад Іван Ярославович ; *Тернопіл. держ. техн. ун-т ім. Івана Пулюя.* – Тернопіль, 2007. – 20 с.

26. Нгуен Ші Данг. Моделювання і прогнозування макроекономічних показників в системі підтримки прийняття рішень управління державними фінансами : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : *спец. 05.13.06 «Автоматиз. системи упр. та прогрес. інформ. технології»* / Нгуен Ші Данг ; *Нац. техн. ун-т України «Харків. політехн. ін-т*». – Київ, 2007. – 20 с.

Частина книги, періодичного, продовжуваного видання

27. Козіна Ж. Л. Теоретичні основи і результати практичного застосування системного аналізу в наукових дослідженнях в області спортивних ігор / Ж. Л. Козіна // Теорія та методика фізичного виховання. – 2007. – № 6. – С. 15–18.

28. Гранчак Т. Інформаційно-аналітичні структури бібліотек в умовах демократичних перетворень / Т. Гранчак, В. Горовий // Бібліотечний вісник. – 2006. – № 6. – С. 14–17.

29. Третьяк В. В. Возможности использования баз знаний для проектирования технологии взрывной штамповки / В. В. Третьяк, С. А. Стадник, Н. В. Калайтан // Современное состояние использования импульсных источников энергии в промышленности : междунар. науч.-

техн. конф, 3–5 окт. 2007 г. : тезисы докл. / Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т». – Харків, 2007. – С. 33.

Електронні ресурси

30. Богомольний Б. Р. Медицина екстремальних ситуацій *[Електронний ресурс] : [навч. посіб. для студ. мед. вузів III–IV рівнів акредитації]* / Б. Р. Богомольний, В. В. Кононенко, П. М. Чуєв. – Електрон. дані. – Одеса : Одес. медуніверситет, 2001. – 1 електрон. опт. диск (CD-R) ; 12 см. — (Бібліотека студента-медика). – Систем. вимоги: Pentium ; 32 Mb RAM ; Windows 95, 98, 2000, XP ; MS Word 97-2000. – Назва з екрана.

31. Бібліотека і доступність інформації у сучасному світі: електронні ресурси в науці, культурі та освіті *[Електронний ресурс] : (підсумки 10-ї Міжнар. конф. «Крим-2003»)* / Л. Й. Костенко, А. О. Чекмарьов, А. Г. Бровкін, І. А. Павлуша // Бібліотечний вісник. – 2003. – № 4. – С. 43. – Режим доступу до журн. : http://www.nbugov.ua/articles/2003/03klinko.htm. – Назва з екрана.

ЗМІСТ

Передмова 3
Загальні вказівки 3
Рекомендована література....5
І. Курсова робота на тему:
«Фреза для обробітку ґрунту» (*В.М. Мартишко*)....7
ІІ. Курсова робота на тему: «Культиватор для суцільного обробітку ґрунту»
(*Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич*) 18
ІІІ. Курсова робота на тему: «Тукорозкидач відцентрового
типу» (*В.М.Мартишко, Ю.О. Гуменюк*)....40
IV. Курсова робота на тему: «Сівалка пневматична» (*Л.В. Аніскевич,
В.М. Мартишко*) 66
V. Курсова робота на тему: «Картоплесажалка»
(*Д.Г. Войтюк, Ю.О. Гуменюк*)....84
VI. Курсова робота на тему: «Косарка із зворотно-поступальним
рухом ножа» (*М.С. Волянський*) 98
VII. Курсова робота на тему: «Жатка валкова» (*Д.Г. Войтюк*)....109
VIII. Курсова робота на тему: «Косарка ротаційна» (*Ю.О. Гуменюк,
М.С. Волянський*)....119
IX. Курсова робота на тему: «Трієр циліндричний» (*М.С. Волянський*)....130
X. Курсова робота на тему: «Картоплесортувальний пункт»
(*В.М. Мартишко*) 148
ДОДАТКИ 162
Додаток А. Зразок титульного аркуша 163
Додаток Б. Зразок завдання 164
Додаток В. Основний напис на аркушах графічного документа....165
Додаток Г. Основний напис на аркушах пояснювальної записки 166
Додаток Д. Форми таблиць експлікацій 167
Додаток Е. Шифри документів, що входять
до складу дипломного (курсового) проекту (роботи) 168
Додаток Ж. Види і типи схем та їх літерний і цифровий коди 169
Додаток И. Форми специфікацій. Заголовна сторінка 170
Додаток Й. Форми специфікацій. Наступна сторінка....171
Додаток К. Зразок оформлення рисунка....172
Додаток Л. Зразок оформлення таблиці 173
Додаток М. Вимоги до бібліографічного опису літератури....174

Навчальне видання

Войтюк Дмитро Григорович
Аніскевич Леонід Володимирович
Волянський Михайло Станіславович
Мартишко Віктор Миколайович
Гуменюк Юрій Олегович

Сільськогосподарські машини

Навчальний посібник

Видання за авторським редагуванням
Відповідальний за випуск М.С. Волянський

Підписано до друку 12.12.2017 Формат 60х84/16.
Папір офсет. №1. Гарнітура Times New Roman. Друк офс.
Наклад примірників, Зам. № 29

ДУ «НМЦ «Агроосвіта»
Київ-151, вул. Смілянська,11
тел. 249-94-04

180