

**А.С. КОБЕЦЬ  
О.М. КОБЕЦЬ  
А.М. ПУГАЧ**

**ТЕОРІЯ І РОЗРАХУНОК  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

**ПРАКТИКУМ**

**ДНІПРОПЕТРОВСЬК – 2011  
ВИДАВНИЦТВО “СВІДЛЕР А.Л.”**

УДК 631.3.001.24 (076.5)  
ББК 40.72  
К55

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

А.Д. ГАРЬКАВИЙ, доктор техн. наук, професор (Вінницький національний аграрний університет);

Л.М. ВАСИЛЬЄВ, доктор техн. наук, професор (Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова НАН України);

В.І. ДИРДА, доктор техн. наук, професор (Дніпропетровський державний аграрний університет).

*Рекомендовано Міністерством аграрної політики України для використання в навчально-виховному процесі як навчальний посібник під час підготовки фахівців ОКР “бакалавр” напряму 6.100102 “Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва” у вищих навчальних закладах II–IV рівнів акредитації (лист № 18-28-13/1722 від 25.11.2010 р.)*

КОБЕЦЬ А.С. Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин : практикум / КОБЕЦЬ А.С., КОБЕЦЬ О.М., ПУГАЧ А.М. – Дніпропетровськ : Вид-во “Свідлер А.Л.”, 2011. – 164 с.

Наведено основні теоретичні положення та методика аналітичного і графічного визначення параметрів, режимів використання робочих органів та механізмів сільськогосподарських машин. Запропоновано завдання для самостійного опрацювання і виконання, рекомендації щодо розв’язання типових задач.

Матеріали видання можуть бути використані студентами в курсовому проектуванні, у виконанні дипломних проектів та робіт, а також магістрами, аспірантами – в проведенні наукових досліджень, фахівцями – в практичній роботі.

УДК 631.3.001.24 (076.5)  
ББК 40.72

ISBN

© КОБЕЦЬ А.С.,  
КОБЕЦЬ О.М.,  
ПУГАЧ А.М.,  
2011

## ПЕРЕДМОВА

*Викладання дисципліни “Сільськогосподарські машини” передбачає здобуття студентами глибоких знань з теорії та розрахунку технологічних процесів і робочих органів машин, які необхідні для високоефективного використання технічних засобів механізації в агропромисловому виробництві, проведення глибоких досліджень, спрямованих на вдосконалення існуючих, створення нових машин і технологій.*

*Відповідно до освітньо-кваліфікаційних вимог фахівця агропромислового виробництва повинен уміти виконувати технічні, кінематичні, енергетичні та інші розрахунки машин та їх робочих органів і вузлів.*

*Навчальна програма дисципліни включає виконання розрахунково-графічних робіт з метою засвоєння основ теорії і розрахунку робочих процесів сільськогосподарських машин. Це і є однією зі складових практикуму, що пропонується.*

*Виконання роботи розпочинається з вивчення теорії і розрахунку робочих процесів машин, обґрунтованого підходу до вибору параметрів і режимів робочих органів залежно від конкретних умов роботи та осмисленого підходу до тієї чи іншої розрахунково-графічної роботи.*

*Під час виконання роботи студент має звернути увагу на особливості будови, технологічного процесу та умови використання робочих органів, механізмів та сільськогосподарських машин в цілому. При цьому необхідно враховувати технічні рішення, які реалізовані в конструкціях машин і використовуються на сучасній сільськогосподарській техніці.*

*Для поглибленого вивчення і закріплення матеріалу по окремих темах з визначення режимів роботи і параметрів сільськогосподарських машин запропоновано задачі, які студенти розв'язують самостійно.*

*У практикумі наведено методикку розв'язання типових задач за темами, що досліджуються.*

*Практикум складено відповідно до освітньо-кваліфікаційної характеристики та освітньо-професійної програми підготовки студентів за напрямом “Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва.*

# Тема 1. ПРОЕКТУВАННЯ ЛЕМЕШНО-ПОЛИЦЕВОЇ ПОВЕРХНІ КОРПУСА ПЛУГА

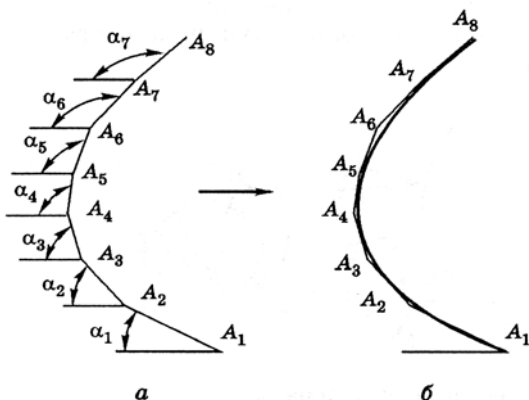
**Мета роботи:** засвоїти методуку та побудувати у трьох проекціях лемешно-полицеву поверхню корпусу плуга.

**Формат листа графічної частини – А1**  
**Рекомендований масштаб – 1:2,5**

## 1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

### 1.1. РОЗВИТОК ПОВЕРХНІ ПЛОСКОГО КЛИНА В КРИВОЛІНІЙНУ ПОВЕРХНЮ

Плоский дво- чи тригранний клин деформує скибу лише при підрізуванні й підніманні її на робочу поверхню клина. Надалі скиба переміщується по робочій поверхні клина без деформації. Більш інтенсивної деформації можна досягти тоді, коли скиба при переміщенні вгору потрапляє на робочу поверхню, встановлену під більшим кутом до горизонту.



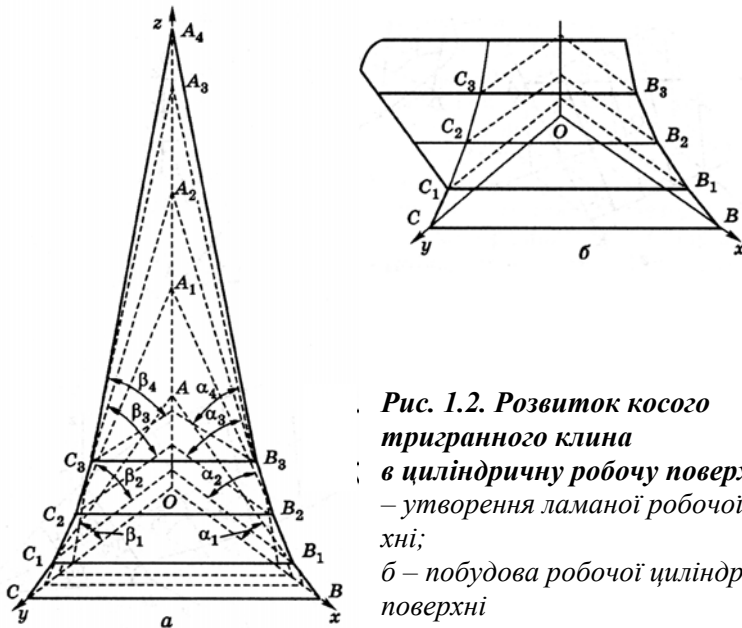
**Рис. 1.1. Розвиток простого плоского клина в криволінійну поверхню:**  
*а – утворення багатогранної поверхні;*  
*б – побудова криволінійної поверхні*

Розглянемо процес, коли скиба при переході з робочої поверхні  $A_1A_2$  (рис. 1.1,а) плоского двогранного клина, встановленого під кутом  $\alpha_1$ , потрапляє на поверхню  $A_2A_3$ , яка встановлена під кутом  $\alpha_2 > \alpha_1$ , потім на поверхню  $A_3A_4$ , встановлену під кутом  $\alpha_3 > \alpha_2$ , і т.д. Очевидно, що скиба, переміщуючись по таких поверхнях, про-

тягом всієї висоти зазнаватиме деформівної дії. Якщо цю поверхню зобразити плавною криволінійною лінією (рис. 1.1,б), то отримаємо клин із вгнутою робочою поверхнею, який по всій висоті піддаватиме скибу деформівній дії.

Проаналізуємо розвиток плоского тригранного клина в криволінійну поверхню. Як відомо, із трьох характерних кутів  $\alpha$ ,  $\beta$  і  $\gamma$  тригранного клина, маючи значення двох, легко встановити значення третього.

Якщо робочу грань  $ABC$  (рис. 1.2,а) плоского тригранного клина, який установлений під кутом  $\alpha_1$  у поздовжньо-вертикальній площині і під кутом  $\beta_1$  – у поперечно-вертикальній площині, на певній висоті переріжемо робочою гранню  $A_1B_1C_1$ , для якої  $\alpha_2 > \alpha_1$  і  $\beta_2 > \beta_1$ , то отримаємо робочу поверхню  $BB_1C_1C$ . Якщо грань  $A_1B_1C_1$  переріжемо на невеликій висоті гранню  $A_2B_2C_2$ , для якої  $\alpha_3 > \alpha_2$  і  $\beta_3 > \beta_2$ , то будемо мати робочу поверхню  $B_1B_2C_2C_1$ . Якщо грань  $A_2B_2C_2$  переріжемо гранню  $A_3B_3C_3$ , для якої  $\alpha_4 > \alpha_3$  і  $\beta_4 > \beta_3$ , то отримаємо робочу поверхню  $B_2B_3C_3C_2$ . Так само можна площину  $A_3B_3C_3$  перерізати гранню з більшими кутами  $\alpha$ ,  $\beta$  і т. д.

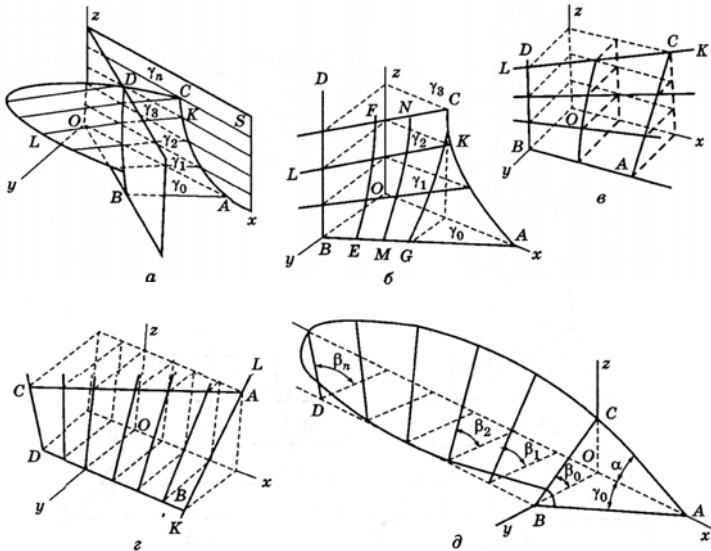


**Рис. 1.2. Розвиток косою тригранного клина в циліндричну робочу поверхню:** а – утворення ламаної робочої поверхні; б – побудова робочої циліндричної поверхні

У результаті аналізу одержимо ламану робочу поверхню, яка складається з плоских робочих граней зі збільшеними кутами  $\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$  і  $\beta_1 < \beta_2 < \beta_3$ . Якщо лінії  $CC_1C_2C_3$  і  $BB_1B_2B_3$  зобразимо плавними кривими, а відрізки  $CB$ ,  $C_1B_1$ ,  $C_2B_2$ ,  $C_3B_3$  вважатимемо твірними, то отримаємо криволінійну робочу поверхню (рис. 1.2,б), тобто поверхню, утворену при переміщенні твірної паралельно площині  $xOy$  за двома напрямними кривими. Така робоча поверхня має деформівну дію на скибу, що перебуває на ній.

Отримана таким чином лінійна поверхня може бути робочою поверхнею плужного корпусу (лемеша і полиці). Для такої поверхні важливим є те, що вона задовольняє одну з вимог до робочої поверхні плужного корпусу – вимогу лінійності, тобто на ній можна прокласти пряму лінію. Лінійні робочі поверхні менше залипають і їх легше виготовляти.

На плугах загального призначення найчастіше застосовують циліндроїдальні поверхні, а на плугах для оранки зв'язних ґрунтів – поверхні, подібні до коноїда, гіперболічного параболоїда чи гелікоїда.



**Рис. 1.3. Схеми утворення робочих поверхень різного типу:**  
*a* – циліндроїд; *б* – коноїд; *в* – гіперболічний параболоїд із вертикальною напрямною  $BD$ ; *г* – гіперболічний параболоїд із горизонтальною напрямною  $BD$ ; *д* – гвинтова поверхня

*Циліндроїдальна* поверхня утворюється переміщенням твірної  $LK$  (рис. 1.3,а) по напрямній  $AC$ , залишаючись паралельною горизонтальній площині  $xOy$ , за умови, що кут між нею та поздовжньо-вертикальною площиною в міру її піднімання змінюється. Якщо кут  $\gamma$  з переміщенням твірної залишається сталим, то утворена таким чином поверхня буде циліндричною.

*Коноїд* є різновидом гвинтової поверхні, яка утворюється при переміщенні твірної  $LK$  по кривій напрямній  $AC$  (рис. 1.3,б), розміщеній у площині  $xOz$ , і по прямій напрямній  $BD$ , розміщеній у площині  $yOz$ . Характерно, що лінії її перетину  $EF$ ,  $MN$ ,  $GC$  поперечно-вертикальними площинами  $EF$ ,  $MN$ ,  $GC$  є кривими лініями.

*Гіперболічний параболоїд* є просторовою циліндроїдальною поверхнею, що утворюється при переміщенні твірної  $LK$  (рис. 1.3,в) по двох прямих непаралельних напрямних  $AC$  і  $BD$ . Пряма  $AC$  розміщена у поперечно-вертикальній площині, а  $BD$  – у площині  $yOz$ . Твірна  $LK$  під час переміщення залишається у горизонтальному положенні. Характерним для цієї поверхні є те, що вона може бути утворена, якщо твірні  $AB$  і  $LK$  взяти за напрямні, а напрямну  $AC$  – за твірну (рис. 1.3,г), яка лежить у горизонтальній площині, а напрямна  $BD$  – у площині  $xOy$ . Твірна  $LK$  при переміщенні залишається паралельною площині  $yOz$ .

*Гелікоїд* відрізняється від гіперболічного параболоїда тим, що в нього одна з напрямних є гвинтовою лінією  $AC$  (рис. 1.3,д), а інша напрямна  $BD$  розміщена в площині  $xOy$ . Твірна  $BC$  залишається паралельною площині  $yOz$ .

Академік В.П. Горячкін, який досліджував плужні полиці, дійшов висновку, що циліндроїд у загальному вигляді дуже подібний до полиць сучасних плугів, при цьому серед них рідко трапляється чистий циліндроїд, а ще рідше – коноїд.

## 1.2. ОСНОВИ ПОБУДОВИ ЛЕМЕШНО-ПОЛИЦЕВОЇ ПОВЕРХНІ

На плужних корпусах сучасних плугів застосовують циліндроїдальні робочі поверхні. Залежно від характеру зміни параметрів  $\alpha$ ,  $\beta$  і  $\gamma$  розрізняють циліндричні, культурні, напівгвинтові і гвинтові робочі поверхні.

Розглянемо побудову циліндроїдальної робочої поверхні плужного корпуса на прикладі культурного і напівгвинтового корпусів.

Найвідомішими методами побудови циліндроїдальних поверхонь є методи професорів М.В. Сладкова і М.В. Щучкіна. Метод професора М.В. Сладкова ґрунтується на русі прямої твірної паралельно площині дна борозни по двох напрямних кривих. Одна з них лежить у площині польового обрізу корпусу, а інша – у паралельній їй площині і проходить через кінець лемеша. Професор М.В. Щучкін розробив метод побудови робочої поверхні культурного і напівгвинтового типу, користуючись однією напрямною, яка лежить у площині, перпендикулярній до леза лемеша, і зміною кута  $\gamma$  твірної зі стінкою борозни.

Нині найпоширенішим є метод професора М.В. Щучкіна. Відповідно до цього методу будують три проекції робочої поверхні плужного корпусу – поперечно-вертикальну (лобовий контур корпусу), горизонтальну і поздовжньо-вертикальну.

Таблиця 1.1

**Варіанти вихідних даних  
для проектування лемешно-полицевої поверхні корпусу плуга**

Варіант	$b$ , см	$k$	$\varepsilon$	$\gamma_0$	$\gamma_{min}$	$\gamma_{max}$
1	30	1,5	24	40	38	45
2	30	1,65	25	36	34	41
3	30	1,7	26	38	36	41
4	35	1,5	28	37	35	41
5	35	1,65	30	38	36	41
6	35	1,7	25	40	38	44
7	35	1,6	28	36	34	40
8	40	1,5	30	38	36	42
9	40	1,6	26	36	34	41
10	40	1,7	24	40	38	45
11	30	1,55	25	40	39	44
12	30	1,6	26	42	41	48
13	30	1,7	27	43	41	47
14	35	1,55	28	44	42	48
15	35	1,6	29	44	43	49
16	35	1,5	30	43	41	47
17	40	1,5	29	42	40	46
18	40	1,6	28	40	38	43
19	40	1,65	27	42	40	45
20	35	1,55	26	40	38	44

Результатом виконаної роботи є креслення лемешно-полицевої поверхні корпусу плуга, виконаного у трьох проекціях. Крім цього, виконуються розрахунки, необхідні для виконання креслень і побудови графіка зміни кута  $\gamma$ .

Під час виконання завдання використовують такі параметри:

$b$  – ширина захвату корпусу, см;

$k$  – відношення ширини захвату корпусу до глибини оранки;

$\varepsilon$  – кут нахилу леза лемеша відносно дна борозни;

$\gamma_0$  – кут постановки леза лемеша відносно стінки борозни;

$\gamma_{min}$  – кут постановки грудей полиці і відповідний мінімальному нахилу твірної циліндроїда до стінки борозни;

$\gamma_{max}$  – кут постановки крила полиці і відповідний найбільшому нахилу твірної циліндроїда до стінки борозни.

Дані для виконання завдань наведено в табл. 1.1.

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Відповідно до призначення корпус підрізає шар ґрунту, відділяє його від дна та стінки борозни, розпушує та обертає. Характер виконання зазначених операцій залежить від типу робочої поверхні полиці.

Тип робочої поверхні полиці залежить від різниці між кінцевим та початковим кутами нахилу твірної до стінки борозни

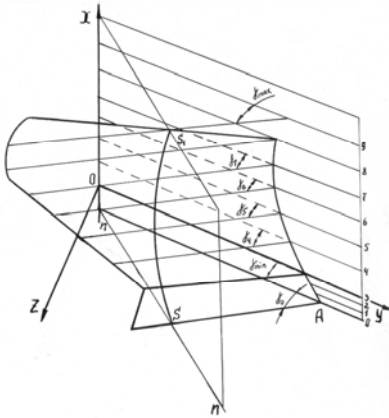
$$\Delta\gamma = \gamma_{max} - \gamma_{min} :$$

$\Delta\gamma = 0^\circ$  – циліндрична робоча поверхня;

$\Delta\gamma = 2-7^\circ$  – культурна робоча поверхня;

$\Delta\gamma = 7-15^\circ$  – напівгвинтова робоча поверхня.

Лемеш та полиця повинні утворювати єдину поверхню, тому їх проєктують як єдине ціле. Існує значна кількість методик графічної побудови робочих поверхонь корпусу плуга. Практично всі вони передбачають утворення поверхні шляхом переміщення у просторі прямої, яка отримала назву твірної. В ґрунтово-кліматичних умовах України найбільше поширення отримали корпуси з культурною робочою поверхнею. Для такої поверхні на практиці найчастіше використовують метод за допомогою прямої кривої ( $S-S_1$ ) і закону зміни кута  $\gamma_0-\gamma_{max}$  твірної до стінки борозни (рис. 1.4).



**Рис. 1.4.**  
**Схема будови поверхні корпусу**

На рис. 1.4 твірні показані у вигляді слідів перетину поверхні корпусу з площинами, що проведені паралельно дну борозни. Методика виконання креслення зводиться до знаходження згада-

них слідів перетину на відповідних проекціях полиці та лемеша.

Для гарантованого розміщення креслення на форматі необхідно виконати такі вимоги:

# по центру листа провести тонку вертикальну лінію, яка буде позначати стінку борозни;

# на відстані 250 мм від верхнього обрізу листа провести тонку горизонтальну лінію, яку уявимо як дно борозни на фронтальній проекції.

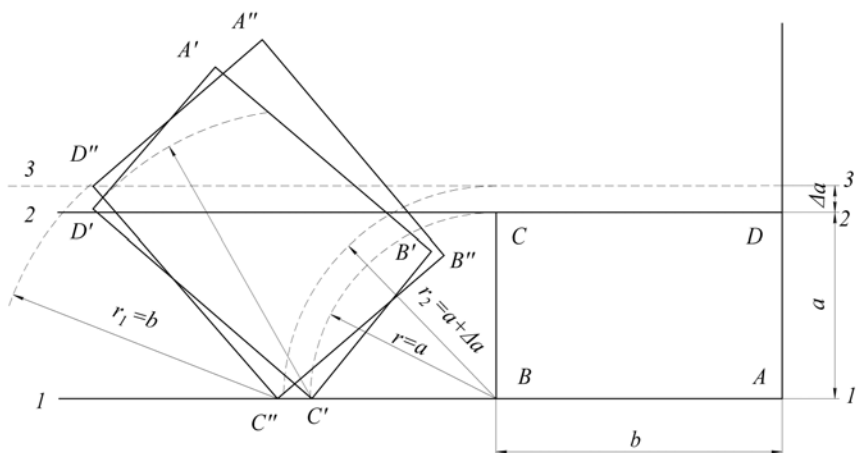
Проектування виконуємо без урахування передплужника.

За основу під час проектування приймаємо профіль борозни, в який вписується поперечно-вертикальна проекція корпусу.

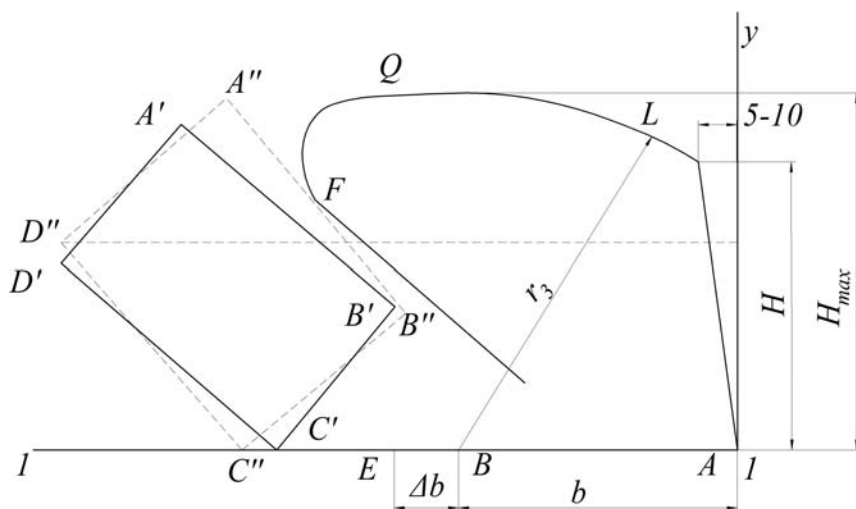
## **2.1. ПОБУДОВА ПРОФІЛЯ БОРОЗНИ ТА ПОПЕРЕЧНО-ВЕРТИКАЛЬНОЇ ПРОЕКЦІЇ (ЛОБОВОГО КОНТУРА) КОРПУСА**

Профіль борозни залежить від розмірів поперечного перерізу скиби, тобто від ширини захвату  $b$  корпусу та глибини оранки  $a$ , які знаходяться у співвідношенні  $b/a = k$ . Побудову профіля борозни виконуємо в певній послідовності.

1) За основу приймають лінію дна борозни  $l-l$ , на якій обирають точку  $A$ , відповідну проекції носка лемеша на поперечно-вертикальну площину. З точки  $A$  догори і вліво відкладають у вибраному масштабі відповідно значення глибини оранки  $a$  та ширини захвату корпусу  $b$  (рис. 1.5). Прямокутник  $ABCD$  і буде скибою, з якою взаємодіє корпус плуга під час оранки.



**Рис. 1.5. Побудова профілю борозни**



**Рис. 1.6. Побудова лобового контуру лемешно-полицевої поверхні**

2) Із точки  $B$  радіусом  $r = a$  роблять відмітку на лінії  $I-I$  т.  $C'$ . Із точки  $C'$  радіусом  $r_1 = b$  – відмітку на лінії  $2-2$ , яка відповідає поверхні неораного поля. На стороні  $C'D'$  будують прямокутник  $A'B'C'D'$ , який відповідає скибі  $ABCD$  у повернутому положенні без урахування деформації.

3) Щоб урахувати деформацію скиби, глибину оранки збільшують на  $\Delta a$ , величина якої залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту. Деформацію скиби приймають для розрахунків рівною 25 мм.

Щоб побудувати повернуту скибу з урахуванням деформації ґрунту з точки  $B$  радіусом  $r_2 = a + \Delta a$  проставляють відмітку на лінії  $l-l$ . З точки  $C''$  радіусом  $r_1 = b$  роблять відмітку на лінії  $3-3$  т.  $D''$ , і на стороні  $C''D''$  будують прямокутник  $A''B''B''C''$ , який відповідає повернутій скибі  $ABCD$  з урахуванням деформації  $\Delta a$ .

Побудову лобового контура (поперечно-вертикальної проекції) лемешно-полицевої поверхні корпусу плуга виконують у певному порядку.

1) Лінія  $l-l$  дна борозни співпадає з проекцією леза лемеша на поперечно-вертикальну площину. Довжину проекції леза лемеша відкладають із точки  $A$  (рис. 1.6). Вона дорівнює  $b + \Delta b$ , де  $\Delta b$  – величина необхідного перекриття корпусів плуга (враховує відхилення агрегату від прямолінійного руху), яку приймають для плугів загального призначення рівною 25–30 мм.

2) Лінію польового зрізу лемешно-полицевої поверхні будують по осі  $y$ . Для цього від точки  $A$  відкладають висоту польового зрізу  $H$ , яку приймають рівною  $H = b + \Delta H$ . Значення  $\Delta H$  залежить від глибини оранки. При  $a = 100-120$  мм  $\Delta H = 20-30$  мм, при  $a = 125-195$  мм  $\Delta H = 10-20$  мм, при  $a$  більше 200 мм  $\Delta H = 0$ . З урахуванням деформації ґрунту лінія польового зрізу в своїй верхній точці  $L$  відхиляється від вертикалі на 5–10 мм.

3) Верхній контур полицевої поверхні буде радіусом  $r_3$  з точки  $B$ . Величина радіуса  $r_3$  дорівнює діагоналі скиби з урахуванням деформації ґрунту  $\Delta a$ . Потім із точки  $L$  проводять дотичну до дуги, проведеної радіусом  $r_3$ .

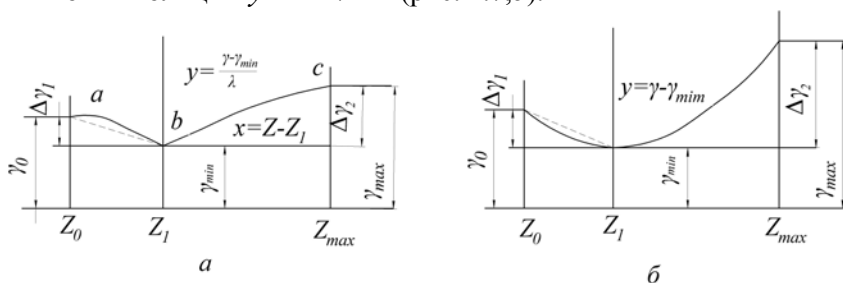
4) Борозний (правий) зріз полицевої поверхні будують паралельним верхній грані повернутої скиби  $A'B'C'D'$  (без урахування деформації  $\Delta a$ ). Для цього верхню грань скиби  $A''B''C''D''$  (з урахуванням деформації  $\Delta a$ ) ділять на дві рівні частини, із точки  $F$  проводять вниз лінію, паралельну грані  $A'B'$ . Лінія стику лемеша з полицею знаходиться після подальших побудовань напрямною кривою циліндроїда.

5) Верхню частину крила полиці  $QF$  окреслюють будь-якою плавною кривою.

## 2.2. ВИБІР ЗАКОНОМІРНОСТІ ЗМІНИ КУТА $\gamma$ , РОЗРАХУНОК ПРОМІЖНИХ ЙОГО ЗНАЧЕНЬ І ПОБУДОВА ГРАФІКА $\gamma = f(Z)$

Форму лемешно-полицевої поверхні визначають кутом нахилу лемеша до дна  $\varepsilon$  і стінки  $\gamma$  борозни, а також розташуванням грудей полиці  $\gamma_{min}$  та її крила  $\gamma_{max}$  відносно стінки борозни. Різниця у формі поверхні культурних і напівгвинтових полиць найбільш характерно відображається зміною кута  $\gamma$  нахилу горизонтальних твірних циліндроїда до стінки борозни залежно від висоти розташування їх над дном борозни.

Закономірність зміни кута  $\gamma$  для культурних полиць відображається рівнянням  $y = 6,2 X^2 / (X^2 + 100)$  (рис. 1.7,а), а для напівгвинтових полиць –  $y = X^2 / 2P$  (рис. 1.7,б).



**Рис. 1.7. Закон зміни кута  $\gamma$  залежно від висоти для полиць:**  
а – культурних; б – напівгвинтових

Для зручності в подальших побудованнях графік зміни кута  $\gamma = f(Z)$  будують в масштабі на лобовому контурі полиці. При побудові необхідно спочатку накреслити твірну з мінімальним нахилом до стінки борозни  $\gamma_{min}$ . Ця твірна розташована на висоті  $Z_1 = 50\text{--}100$  мм від дна борозни. Частина лемешно-полицевої поверхні, розташовану нижче помітки  $Z_1$  (рис. 1.8), розділяють по висоті на ціле число рівних частин (орієнтовно через 20–30 мм) і через ці відмітки наносять проєкції твірних. Угору від відмітки  $Z_1$  проєкції твірних наносять через 40–50 мм, охоплюючи всю поверхню полиці. Для зручності всі проєкції твірних номерують 1–1, 2–2, 3–3, ...,  $i$ – $i$ , розпочинаючи від нульової, яка проходить по лінії леза лемеша. Початок координат розташовують в точці, яка відповідає по висоті відмітці  $Z_1$ . У рівнянні  $y = 6,2 X^2 / (X^2 + 100)$  значення аргументу

розраховують по залежності  $X = Z - Z_1$ . Для твірних, які розташовані нижче відмітки  $Z_1$ , всі значення  $X$  будуть негативними, а для твірних, які розташовані вище відмітки  $Z_1$ , – позитивними. Лінія  $0-0$  початкової твірної співпадає з дном борозни і їй відповідає значення аргументу

$$X_0 = Z_0 - Z_1 = -Z_1. \quad (1.1)$$

Найвища відмітка  $Z_{max}$  відповідає  $H_{max}$ , а значення її аргументу

$$X_{max} = Z_{max} - Z_1. \quad (1.2)$$

По осі ординат відкладають значення величини збільшення кута  $\gamma$ :

$$\Delta\gamma = \gamma - \gamma_{min} = \lambda y, \quad (1.3)$$

де  $\lambda$  – вибраний масштаб, який для нижньої (лівої) вітки відповідає

$$\lambda_1 = (\gamma_0 - \gamma_{min}) / y_0, \quad (1.4)$$

а для верхньої (правої) вітки

$$\lambda_2 = (\gamma_{max} - \gamma_{min}) / y_{max}. \quad (1.5)$$

Використовуючи рівняння для визначення  $y$  і знаючи масштаб  $\lambda$ , можна знайти значення кута  $\gamma$  для твірних, розташованих на будь-якій висоті,

$$\gamma = \gamma_{min} + \Delta\gamma = \gamma_{min} + \lambda y = \gamma_{min} + \lambda \cdot 6,2 \cdot X^2 / (X^2 + 100). \quad (1.6)$$

### Приклад розрахунків кута $\gamma$ для культурних полиць [10].

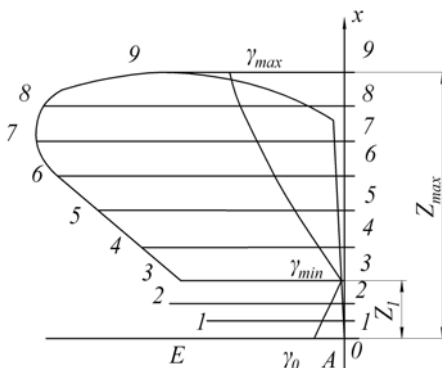
Задані параметри:  $\gamma_0 = 41^\circ$ ,  $\gamma_{min} = 39^\circ 30'$ ,  $\gamma_{max} = 45^\circ$ .

При побудові лобового контура полиці встановлено, що  $H_{max} = 33,5$  см. Приймаємо, що твірна під кутом  $\gamma_{min}$  розташована на висоті  $Z_1 = 7,5$  см від дна борозни.

*Розрахунок для нижньої (лівої) вітки:*

а) приймаємо значення інтервалу від  $Z_0 = 0$  до  $Z_1 = 7,5$  см через 2,5 см;

б) значення  $X_0$  для відмітки  $Z_0$  буде  $X_0 = Z_0 - Z_1 = -7,5$  см;



**Рис. 1.8. Побудова графіка зміни кута  $\gamma$**

в) ордината  $y_0$  для тієї ж відмітки  $Z_0$  буде

$$y_0 = 6,2 (-7,5)^2 / (-7,5)^2 + 100 = 22,3 \text{ см};$$

г) масштаб  $\lambda_1$  для нижньої вітки:

$$\lambda_1 = 41^\circ - 39^\circ 30' / 2,23 = 0,672^\circ \text{ на } 1 \text{ см};$$

д) проміжні значення кута  $\gamma$  для нижньої вітки представлені в табл. 1.2.

*Розрахунок для верхньої (правої) вітки:*

а) приймаємо значення інтервалу від  $Z_1$  до  $Z_{max}$  через 5 см;

б) значення  $X_{max}$  для відмітки  $Z_{max}$  дорівнюватиме  $X_{max} = Z_{max} - Z_1 = 33,5 - 7,5 = 26$  см. У даному випадку значення  $X_{max}$  не кратне величині прийнятого інтервалу (5 см), тому верхня твірна, яка проходить через найвищу точку полиці, знаходиться від нижньої сусідньої твірної на відстані неповного інтервалу (подавши розрахунки можна вести за вибраного інтервалу і використувати іншу його величину);

Таблиця 1.2

**Проміжні значення кута  $\gamma$  для нижньої вітки**

$Z$	0	2,5	5,0	7,5
$X$	-7,5	-5,0	-2,5	0
$y$	2,23	1,24	0,36	0
$\Delta\gamma$	1,50°	0,83°	0,24°	0
$\Delta\gamma$	1°30'	0°50'	0°14'	0
$\gamma$	41°00'	40°20'	39°44'	39°30'

в) ордината  $y_{max}$  для відмітки  $Z_{max}$  буде

$$y_{max} = 6,2 \cdot 26^2 / (26^2 + 10) = 5,4 \text{ см};$$

г) масштаб  $\lambda_2$  для верхньої вітки

$$\lambda_2 = 45^\circ - 39^\circ 30' / 5,4 = 1,018^\circ \text{ на } 1 \text{ см};$$

д) проміжні значення кута  $\gamma$  для верхньої вітки наведено в табл. 1.3.

За проведеними розрахунками проміжних значень кута  $\gamma$  на польовому зрізі лобового контура полиці будують графік  $\gamma = f(Z)$  у вибраному лінійному масштабі (наприклад 1° в 10 мм).

Для напівгвинтових полиць закономірність зміни кута  $\gamma$  відображається рівнянням

$$y = X^2 / 2P. \quad (1.7)$$

**Проміжні значення кута  $\gamma$  для верхньої вітки**

$Z$	7,5	12,5	17,5	22,5	27,5	32,5	33,5
$X$	0	5	10	15	20	25	26
$\gamma$	0	1,24	3,10	4,29	4,96	5,34	5,40
$\Delta\gamma$	0	1,26°	3,16°	4,37°	5,05°	5,43°	5,50°
$\Delta\gamma$	0	1°16'	3°10'	4°22'	5°03'	5°26'	5°30'
$\gamma$	39°30'	40°46'	42°40'	43°52'	44°33'	44°56'	45°00'

У розрахунках проміжних значень кута  $\gamma$  обчислюють окремо для лівої та правої вітки кривої значення параметрів  $P'$  та  $P$ , величину яких вибирають залежно від масштабу  $\omega$  для кута  $\gamma$ . Масштаб приймають  $\omega = 1$ . Використовуючи рівняння для визначення  $u$  і знаючи масштаб  $\omega$ , знаходять значення кута  $\gamma$  для будь-яких твірних, розташованих на висоті  $X$ ,

$$\gamma = \gamma_{min} + \omega u = \gamma_{min} + \Delta\gamma = \gamma_{min} + X^2 / 2P. \quad (1.8)$$

Параметр  $2P$  для нижньої вітки графічної залежності визначають за рівнянням  $2P = x_0^2 / \gamma_0 - \gamma_{min}$ , для верхньої вітки  $2P = x_{max}^2 / \gamma_{max} - \gamma_{min}$ ;

Порядок розрахунків проміжних значень кута  $\gamma$  для напівгвинтових полиць такий самий, як і для культурних.

**2.3. ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСА  $R$  ТА ПОБУДОВА НАПРЯМНОЇ КРИВОЇ ЦИЛІНДРОЇДА**

Напрямною кривою поверхні є парабола, яку будують на дузі кола радіуса  $R$ . Величина цього радіуса має бути такою, щоб скиба під час роботи корпусу могла повністю розміститися на полиці і не пересипатися через її верхній обріз. У розрахунках використовують різні методи визначення радіуса  $R$ . Для спрощення цих розрахунків можна приймати

$$R = (1,35 - 1,74) b. \quad (1.9)$$

Напрямну криву циліндроїда будують в певній послідовності.

1) Вниз від лобового контура лемешно-полицевої поверхні проводять лінію  $x-x$  (рис. 1.9), яка і буде горизонтальною проекці-

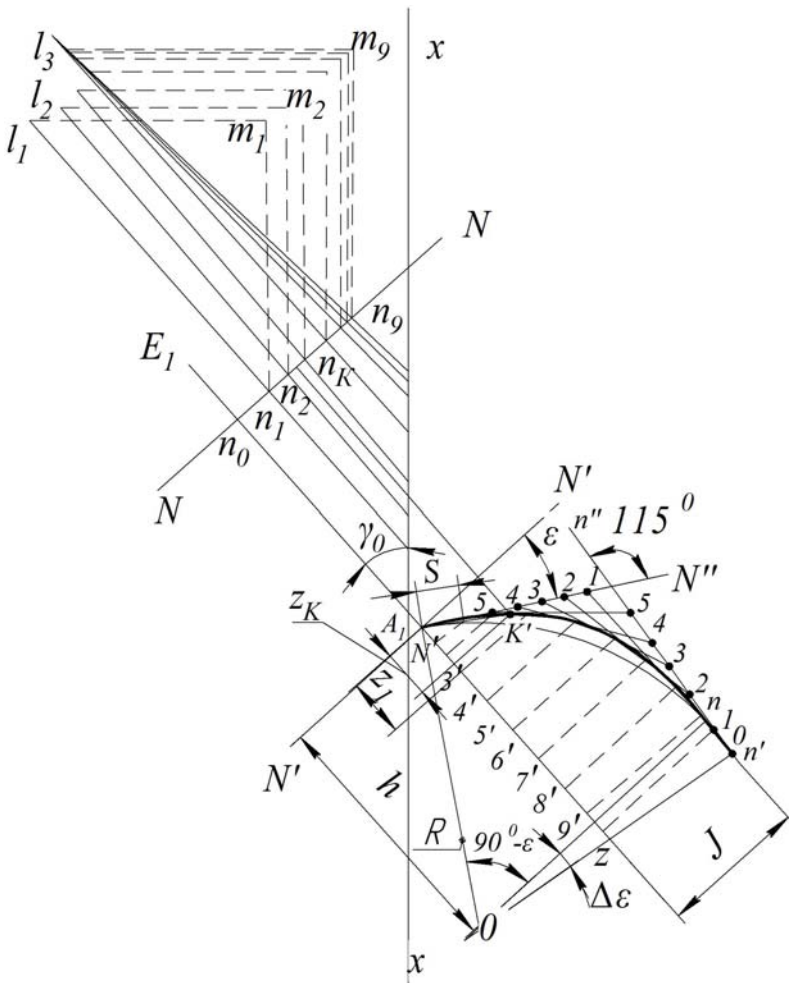
єю стінки борозни. Потім із точки  $A_1$ , яка буде проекцією носка лемеша, під кутом  $\gamma_0$  до стінки борозни проводять лінію, яка є проекцією “нульової” твірної лемешно-полицевої поверхні. З лобового контура на цю лінію проектують точку  $E$ , і лінія  $A_1E_1$  являє собою горизонтальну проекцію леза лемеша.

2) Перпендикулярно лінії  $A_1E_1$  на відстані  $\frac{2}{3}$  довжини леза лемеша від точки  $A_1$  (для культурних полиць і через правий кінець леза для напівгвинтових) проводять слід  $N-N$  вертикальної січної площини, в якій лежить напрямна крива.

3) Напряму криву краще креслити на допоміжній проекції. Для цього “нульову” твірну  $A_1E_1$  продовжують вниз і на деякій відстані від точки  $A_1$  (2–3 см) відмічають точку  $N'$ , з якої проводять перпендикуляр  $N'-N'$ , що позначає дно борозни.

4) Лемеш відносно дна борозни знаходиться під кутом  $\varepsilon$ , і для його зображення з точки  $N'$  проводять лінію  $N'N''$  під кутом  $\varepsilon$ . Щоб провести дугу, на якій будують напрямну криву циліндроїда, знаходять положення центра  $O$ . Для цього з точки  $N'$  проводять перпендикуляр до лінії  $N'N''$  і з точки  $N'$  відкладають відрізок  $N'O$ , рівний радіусу  $R = (1,35-1,74) b$ . Потім із точки  $O$  проводять дугу  $N'n$  радіусом  $R$ . Довжина дуги  $N'n$  приймається такою, щоб радіус  $R$ , який з'єднає точку  $n$  з центром  $O$ , був паралельним дну борозни. Для кращого повороту скиби рекомендується довжину дуги  $N'n$  збільшити на величину, яка обумовлюється центральним кутом  $\Delta\varepsilon$  (для культурних полиць приймають  $\Delta\varepsilon = 4-5^\circ$ , для напівгвинтових  $\Delta\varepsilon = 8-10^\circ$ ). Точку  $n'$  з урахуванням збільшення дуги на кут  $\Delta\varepsilon$  з'єднують з точкою  $O$ . Дуга  $N'n'$  слугує для побудови напрямної кривої циліндроїда.

5) Для побудови напрямних із точки  $N'$  на прямій  $N'N''$  відкладають відрізок  $S$ , довжина якого відповідає ширині плоскої частини лемеша: для  $a = 100-150$  мм  $S = 30$  мм; для  $a = 150-180$  мм  $S = 40$  мм; для  $a = 180-250$  мм  $S = 50$  мм; для  $a = 250-270$  мм  $S = 60$  мм. Потім із точки  $n'$  проводять дотичну  $n'n''$  до дуги  $N'n'$  до перетину з прямою  $N'N''$ . Для перевірки правильності побудови перевіряють кут між дотичними  $n'n''$  і  $N'N''$ . Для культурних полиць він дорівнює  $115^\circ$ , для напівгвинтових –  $110^\circ$ . Відрізки дотичних  $n'n''$  і  $(N'n''-S)$  розділяють на будь-яке рівне число частин, нумерують їх і з'єднують між собою (лінії  $1-1, 2-2, 3-3, \dots, i-i$ ). Необхідну параболу викреслюють як охоплюючу всіх цих допоміжних прямих.



**Рис. 1.9. Побудова напямної кривої і горизонтальних проєкцій твірних**

б) Значення вильоту  $J$  і висоти  $h$  напямної кривої знаходять з креслень, а перевірку проводять за формулами:

$$J = R (1 - \sin \varepsilon); \quad (1.10)$$

$$h = R \cos \varepsilon. \quad (1.11)$$

#### 2.4. ПОБУДОВА ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ПРОЕКЦІЇ ЛЕМІШНО-ПОЛИЦЕВОЇ ПОВЕРХНІ

Для побудови горизонтальної проекції необхідно спочатку визначити положення в плані кожної твірної. Для цього на прямій  $N'z$  (рис. 1.9) роблять відмітки  $1', 2', 3', \dots, i'$  з такими інтервалами по висоті, які раніше були прийняті для твірних на лобовому контурі (рис. 1.8). Потім через ці точки проводять лінії перпендикулярно прямій  $N'z$  до перетину їх з напрямною кривою  $N'n'$ . Точки перетину проєктують на нормаль  $N-N$  і відмічають їх проєкції  $n_0, n_1, n_2, \dots, n_i$ . Через ці точки проходять твірні  $0-0, 1-1, 2-2, \dots, i-i$ , які розташовані під кутами  $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_i$  до стінки борозни. При цьому початкова твірна  $0-0$  проходить по лезу лемеша  $A_1E_1$  під кутом  $\gamma_0$ . Проєкції всіх інших твірних необхідно побудувати. Це можна зробити двома шляхами. По-перше, можна відкласти в точках  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_i$  значення кутів  $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_i$ , які були знайдені раніше (при побудові графіка  $\gamma = f(Z)$ ). Але оскільки кути  $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_i$  визначені з точністю до  $0^\circ 00'$ , то краще їх значення відкласти графічно. Для цього з точки  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_i$  проводять паралельно лінії  $x-x$  допоміжні прямі  $n_1m_1, n_2m_2, n_3m_3, \dots, n_im_i$ , довжиною 100 мм. Із точок  $m_1, m_2, m_3, \dots, m_i$  перпендикулярно  $x-x$  проводять лінії  $m_1l_1, m_2l_2, m_3l_3, \dots, m_il_i$ , довжина яких відповідно дорівнює:  $m_1l_1 = 100 t g \gamma_1, m_2l_2 = 100 t g \gamma_2, \dots, m_il_i = 100 t g \gamma_i$ . Потім точки  $l_1, l_2, \dots, l_i$  з'єднують з точками  $n_1, n_2, \dots, n_i$  і продовжують ці відрізки до лінії  $x-x$ . Побудовані прямі і будуть горизонтальними проєкціями твірних, які знаходяться під відповідним кутом  $\gamma$ .

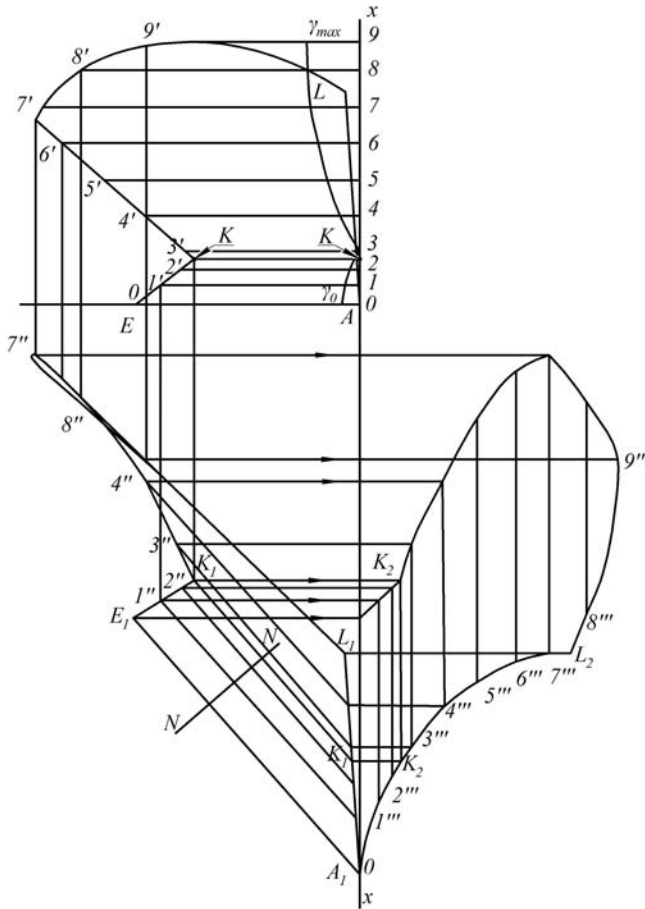
Побудову горизонтальної проекції полиці виконують переносом з лобового контура відповідних точок перетину контурних ліній з твірними (рис. 1.10).

1) Лінія польового зрізу в плані представлена прямою  $A_1L_1$ , яку будують з деяким нахилом до стінки борозни (в точці  $L_1$  відстань від стінки борозни становить 5–10 мм). Точка  $L_1$  знаходиться в нашому прикладі між 7 та 8-ю твірними.

2) Лінію стика лемеша з полицею знаходять з побудови на напрямній кривій циліндроїда (рис. 1.9). Для цього вибирають ширину лемешної сталі, значення якої відкладають по дузі  $N'n'$  циліндроїда (табл. 1.4). Ширину лемеша рекомендується прийняти рівною 132 мм згідно з ТУУ27.1-26524137-760:2006. Знайдену точку  $K'$  проєктують на лінію  $N'z$ , і значення відрізка  $z_K$  переносять на лобовий контур лемешно-полицевої поверхні, на якій проводять лінію  $K-K$  (рис. 1.10) до перетину з лінією правого (борозного) зрі-

зу полицевої поверхні. Точку  $E$  з'єднують з точкою  $K$  і одержують правий зріз лемеша на лобовому контурі.

Для побудови горизонтальної проекції лінії стику лемеша з полицею точку  $\kappa'$  з напрямної кривої циліндроїда проектують в план на пряму  $N-N$  і через точку  $n_\kappa$  проводять пряму під кутом  $\gamma_\kappa$  до стінки борозни. Значення кута  $\gamma_\kappa$  беруть з графіка  $\gamma = f(Z)$ . Приблизно ця пряма буде паралельною проекції найближчої твірної. Потім точку  $K$  з лобового контура проектують на відповідну пряму в плані, і одержану точку  $K_1$  з'єднують з точкою  $E_1$ , одержавши при цьому лінію правого зрізу лемеша в плані.



**Рис. 1.10.** Побудова горизонтальної і поздовжньо-вертикальної проекції лемешно-полицевої поверхні корпусу плуга

**Основні розміри прокатної лемешної сталі, мм**

Ширина лемеша	Товщина		Довжина лемеша
	лемеша	магазана	
<b><i>Трапецієвидний лемеш з місцевим потовщенням</i></b>			
105	7	16	310
105	7	16	350
105	7	16	385
114	7	16	420
122	10	22	500
122	10	22	570
<b><i>Трапецієвидний лемеш зі суцільним потовщенням</i></b>			
105	7	14	-
114	7	14	-
122	10	16	-
132	10	16	-
152	10	16	-
<b><i>Долотоподібний лемеш</i></b>			
132	10	23	515
132	10	23	590

3) Горизонтальну проекцію правого (борозного) і верхнього зрізів полиці будують переносом точок  $4', 5', 6', 7', \dots, i$  з лобового контура на відповідні твірні в плані. З'єднуючи плавною кривою одержані точки  $4'', 5'', 6'', \dots, i$  замикають горизонтальний контур полиці.

#### 2.5. ПОБУДОВА ПОЗДОВЖНЬО-ВЕРТИКАЛЬНОЇ ПРОЕКЦІЇ ЛЕМЕШНО-ПОЛИЦЕВОЇ ПОВЕРХНІ

1) За основу цієї проекції можна прийняти лінію стінки борозни  $x-x$ . Тоді проекція носка лемеша в плані співпадає з проекцією в поздовжньо-вертикальній площині.

2) Паралельно осі  $x-x$  на такій самій відстані, як і на лобовому контурі, проводять проекції твірних  $1'''-1'''$ ,  $2'''-2'''$ ,  $3'''-3'''$ , ...,  $i'''-i'''$ .

3) Лезо лемеша на поздовжньо-вертикальній проекції являє собою проекцію відрізка  $A_1E_1$  на прямій  $x-x$ .

4) Лінію польового і борозного зрізів і верхній контур полиці будують переносом відповідних характерних точок  $1''', 2''', 3''', \dots, i'''$  з горизонтальної проекції на проведені твірні  $1'''-1'''$ ,  $2'''-2'''$ ,  $3'''-3'''$ , ...,

$i'''-i'''$ . Знайдені точки з'єднують плавними кривими і отримують по-здовжньо-вертикальну проекцію лемешно-полицевої поверхні.

Крім графічної частини, по виконаній роботі оформляють звіт, який наприкінці повинен мати висновки відносно побудованої лемешно-полицевої поверхні, зміни і розвитку її характерних кутів.

### ***Запитання для самоконтролю***

1. Визначте, що таке розгортна поверхня.
2. Як зовнішньо відрізнити поверхню культурного корпусу від поверхні напівгвинтового?
3. Чому не допускається використання дугоподібної твірної в конструкції полиці?
4. З яких причин не припустиме використання для основного обробітку ґрунту плоскої полиці?
5. Поясніть причини неможливого використання від'ємного кута постановки лемеша до стінки борозни.

### **ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “ПРОЕКТУВАННЯ ЛЕМЕШНО-ПОЛИЦЕВОЇ ПОВЕРХНІ КОРПУСА ПЛУГА ”**

1. Ширина захвату корпусу плуга 35 см, глибина оранки 22 см, кут нахилу лемеша до дна борозни  $25^\circ$ , кут мінімального нахилу горизонтальної твірної до стінки борозни  $36^\circ$ , кут нахилу крила полиці  $10^\circ$ . Обчислити значення радіуса базової дуги напрямної кривої за таких умов:

- а) скиба повністю розміщується на полиці;
- б) скиба не задирається борозним обрізом полиці;
- в) верхня точка напрямної кривої відповідає максимальній висоті корпусу плуга.

2. Ширина захвату корпусу 35 см, глибина оранки 22 см, кут мінімального нахилу горизонтальної твірної до стінки борозни  $39,5^\circ$ , кут максимального нахилу  $45^\circ$ . Робоча поверхня корпусу плуга культурного типу. Визначити кут нахилу горизонтальної твірної на висоті 22,5 см від дна борозни. Прийняти висоту розташування твірної з мінімальним кутом нахилу  $7,5$  см.

3. Скласти таблицю проміжних значень кута  $\gamma$  для твірних поверхні напівгвинтової полиці за таких даних:  $\gamma_0 = 35^\circ$ ,  $\gamma_{min} = 33^\circ$  для  $z_1 = 6$  см;  $\gamma_n = 45^\circ$  для  $z_{max} = 35$  см. Побудувати графік  $\gamma = f(Z)$ .

Для величин до  $z_1$  інтервали взяти по 2 см, а для величин більше  $z_1$  – інтервали по 5 см.

4. Визначити, під яким кутом  $\alpha$  до горизонту необхідно встановити черенковий ніж плуга для того, щоб забезпечити ковзання в процесі різання кореневищ з кутом тертя  $f_k = 18^\circ$ , у ґрунті з кутом тертя  $f_n = 22^\circ$ .

5. Визначити розрахункове тягове зусилля чотирикорпусного плуга, якщо питомий опір в даних умовах  $k = 0,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , глибина оранки  $a = 0,27 \text{ м}$ , ширина захвату корпусу  $b = 0,35 \text{ м}$ .

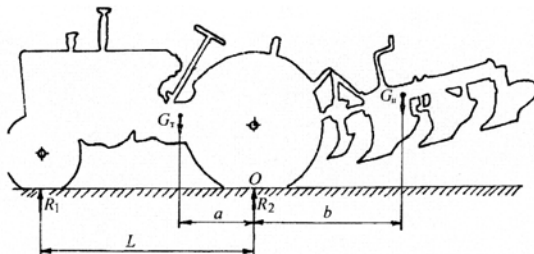
6. За допомогою формули В.П. Горячкіна показати можливі шляхи зниження тягового опору плуга. Ширина захвату, глибина обробітку і швидкість руху агрегату повинні залишатися постійними.

7. Розрахувати тягове зусилля, яке необхідно для переміщення чотирикорпусного плуга при глибині оранки 0,25 м і швидкості 9 км/год, якщо питомий тиск 4,3 Н/см<sup>2</sup>, коефіцієнти опору переміщенню плуга у відкритій борозні 0,6 і швидкісного опору 600 Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>, сила тяжіння плуга 7100 Н.

8. Розрахувати довжину польової дошки, якщо кут нахилу твірної до стінки борозни 42°, кут тертя 26,5°, ширина захвату корпусу 350 мм.

9. Визначити відстань між корпусами по напрямку руху плуга, якщо кут нахилу твірної до стінки борозни 42°, кут тертя 26,5°, ширина захвату корпусу 350 мм.

10. Визначити глибину оранки корпусом без передплужника, за якої скиба ґрунту буде знаходитись у стійкому положенні. Ширина захвату корпусу 350 мм.



*Схема сил, що впливають на поздовжню стійкість колісного агрегату*

11. Обчислити граничну масу навісного плуга, призначеного для агрегування з колісним трактором, якщо відомо:  $a = 0,84 \text{ м}$ ,  $b = 2,3 \text{ м}$ ,  $G_T = 3100 \text{ кг}$ ,  $L = 2,38$ . Визначити реакцію ґрунту на передні та задні колеса трактора для заданого агрегату в транспортному положенні (рисунок).

## **Тема 2. РОЗМІЩЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА РАМІ ПЛУГА**

***Мета роботи:** розмістити робочі органи (корпуси, передплужники, дисковий ніж) на рамі так, щоб забезпечити стійкість ходу плуга та відсутність забивання ґрунтом і рослинними рештками.*

***Формат листа графічної частини – А3  
Рекомендований масштаб – 1:10***

### **1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Під розміщенням робочих органів плуга розуміють вибір взаємного положення корпусів, передплужників і дискового ножа на рамі. Правильне розміщення робочих органів плуга є важливою передумовою його стійкого ходу і якісного виконання оранки: повне підрізання і обертання скиби, загортання рослинних решток і добрив, відсутність огріхів та високих гребенів, прямолінійність борозен.

Розміщення корпусів на рамі плуга в поздовжньому напрямку виконують з огляду на те, що сила опору ґрунту різанню  $R$  прикладена до леза лемеша в точці, яка знаходиться на відстані  $b/2$  ( $b$  – ширина захвату корпусу) від носка лемеша і направлена під кутом тертя  $\varphi$  до площини, перпендикулярної лезу (рис. 2.1). Корпуси розміщують так, щоб носки їх лемешів знаходилися в точках перетину прямої  $N-N$ , проведеної через носок лемеша першого корпусу (точка  $A_1$ ) паралельно напрямку  $R$ , зі стінками борозен (точка  $A_2$ ).

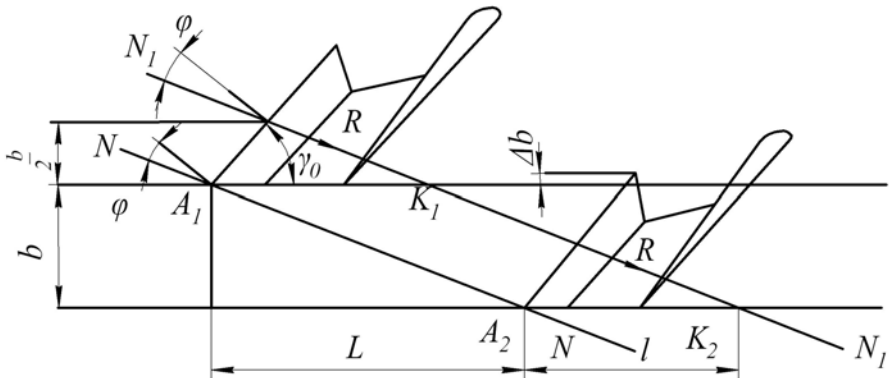
За такого розміщення корпусів прикладені до лез лемешів сили  $R$  діють вздовж однієї прямої  $N-N$ , що створює умови для зрівноваження діючих на плуг сили тяжіння трактора і реакцій ґрунту та забезпечення в результаті цього стійкого ходу плуга.

Відстань між носками лемешів і корпусів у поздовжньому напрямку (рис. 2.2) аналітично визначають як

$$L = b \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0 + \varphi), \quad (2.1)$$

де  $\gamma_0$  – кут установки леза лемеша до стінки борозни.

Щоб забезпечити повноту зрізання скиби в разі відхилення плуга від прямолінійного напрямку руху, корпуси плуга в поперечному напрямку розміщують з перекриттям  $\Delta b = 25\text{--}30$  мм (рис. 2.1).



**Рис. 2.1. Схема для визначення відстані між корпусами і довжини польової дошки**

Польові дошки корпусів сприймають бокові навантаження (реакції ґрунту) і забезпечують стійкий рух плуга в горизонтальній площині.

Довжину польової дошки визначають з умови, що пряма, яка є продовженням вектора  $R$ , проходить через кінець польової дошки (рис. 2.1, точки  $K_1, K_2$ ). Довжину польової дошки аналітично визначають за залежністю

$$l = \frac{b \cdot \cos \varphi}{2 \cdot \sin \gamma_0 \cdot \cos(\gamma_0 + \varphi)}. \quad (2.2)$$

Польова дошка заднього корпусу сприймає найбільше бокове зусилля. Тому її довжина приймається більшою від довжини польових дошок попередніх корпусів і визначається з умови, що точка прикладання сили  $R$  знаходиться на відстані  $\frac{2}{3} b$  від носка лемеша (рис. 2.2).

Ширина польової дошки для плугів загального призначення приймається  $S = (0,12-0,4) l$  і не повинна перевищувати  $\frac{2}{3}$  глибини оранки. Польову дошку встановлюють паралельно дну борозни на відстані  $\delta = 20-35$  мм від нього.

Передплужник вирізає і скидає на дно суміжної борозни частину верхнього шару скиби. Він розміщується так, щоб відстань від носка його лемеша до носка лемеша корпуса ( $t = 250-300$  мм) забезпечувала роздільний рух скиб робочих поверхонь корпуса і передплужника та виключала можливість забивання. Для повного підрізання верхньої частини скиби передплужник має винос в бік незора-

ного поля  $\Delta_1 = 5\text{--}10$  мм відносно польового обрізу корпусу. Ширина захвату передплужника  $b_1 = \frac{2}{3} b$ , глибина ходу  $a_1 = 100\text{--}120$  мм.

Дисковий ніж розрізає скибу у вертикальній площині. Він розміщується біля останнього передплужника так, щоб його центр обертання знаходився над носком передплужника або мав винос відносно носка вперед по ходу плуга до 40 мм.

Дисковий ніж виноситься в бік незораного поля відносно польового обрізу передплужника на відстань  $\Delta_2 = 10\text{--}15$  мм і встановлюється на глибину ходу, більшу від глибини ходу передплужника  $\Delta_3 = 20\text{--}30$  мм.

Діаметр дискового ножа дорівнює

$$D = 2(a_1 + \Delta_3 + \Delta_4) + d_m, \quad (2.3)$$

де  $d_m$  – діаметр маточини дискового ножа;  $d_m = 100$  мм;

$\Delta_4$  – відстань між фланцем маточини і поверхнею ґрунту;

$$\Delta_4 = 10\text{--}20 \text{ мм.}$$

Відстань від нижньої частини рами до опорної поверхні корпусу  $H_p$  залежить від розмірів скиби і висоти стерні. Величину  $H_p$  вибирають з умов вільного проходження скиби ґрунту і обчислюють за формулою

$$H_p = \sqrt{b^2 + (a + c_{cm})^2}, \quad (2.4)$$

де  $c_{cm}$  – висота стерні;  $c_{cm} = 200$  мм.

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Розмістити корпуси, передплужники, дисковий ніж на рамі так, щоб забезпечити якісні показники роботи.

1) Записати вихідні дані (табл. 2.1) відповідно до заданого варіанта і за ними обчислити:

- ◆ ширину польових дошок;  $S = (0,12\text{--}0,4)l$ ;
- ◆ діаметр дискового ножа  $D$  за формулою (2.3);
- ◆ відстань від нижньої частини рами до опорної поверхні корпусу  $H_p$  за формулою (2.4).

2) Побудувати у вибраному масштабі (наприклад 1:10) схему розміщення робочих органів на рамі плуга (рис. 2.2) в такій послідовності:

- ◆ будують схему розміщення робочих органів на рамі плуга в горизонтальній проекції;

Таблиця 2.1

**Вихідні дані до розміщення робочих органів на рамі плуга**

Варіант	Глибина оранки $a$ , мм	Ширина захвату корпусу $b$ , мм	Кут тертя ґрунту по сталі $\varphi$ , град	Кут установки лемеша до стінки борозни $\gamma_0$ , град
1	220	300	18	38
2	240	300	18	46
3	260	300	18	38
4	280	350	18	46
5	300	400	18	38
6	280	400	26	38
7	240	400	22	42
8	220	400	22	42
9	280	350	20	44
10	300	350	20	40
11	260	400	22	42
12	240	350	20	44
13	260	350	20	40
14	240	350	24	46
15	300	400	22	42
16	320	350	24	44
17	280	400	22	42
18	360	350	24	44
19	240	400	26	38
20	300	350	24	44
21	220	400	26	46
22	260	400	26	46
23	220	350	20	40
24	300	400	26	46

♦ проводять  $n+1$  паралельних ліній на відстані  $b$  одна від одної ( $n$  – кількість корпусів для всіх варіантів  $n = 3$ );

♦ через точку  $A_1$  (носок лемеша першого корпусу) проводять пряму під кутом  $\gamma_0$  до перетину з верхньою лінією і подовжують її на величину  $\Delta b$  до точки  $C$  ( $A_1C$  – проекція леза лемеша першого корпусу);

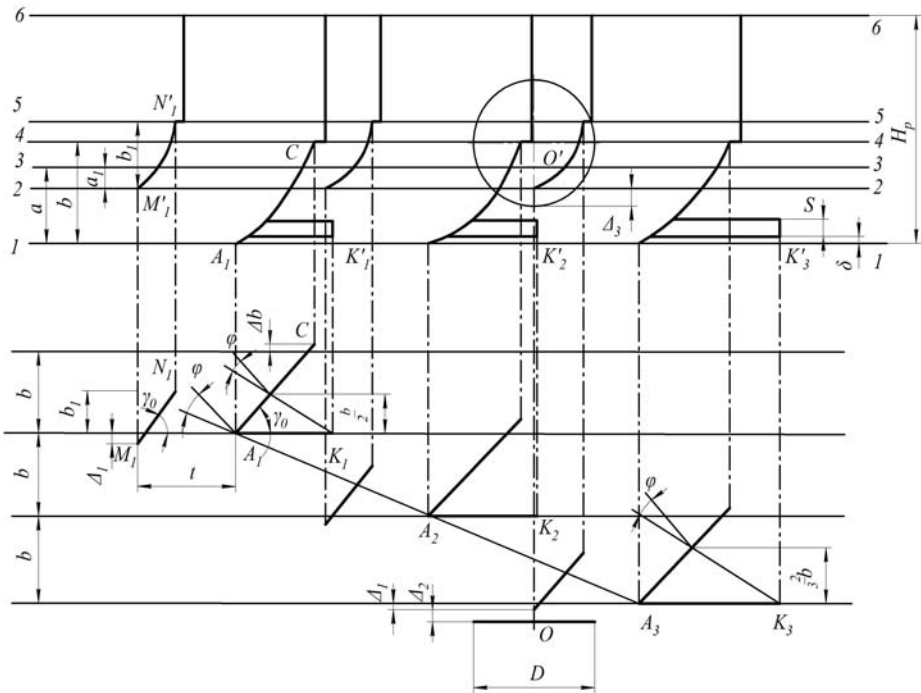
♦ проводять із точки  $A_1$  пряму під кутом  $90^\circ + \varphi$  до леза лемеша; з точок  $A_2, A_3$ , що визначають положення носків лемешів дру-

гого і третього корпусів, під кутом  $\gamma_0$  – проекції лез лемешів відповідних корпусів;

- ♦ проводять прямі, паралельні  $A_1A_3$ , на відстані  $b/2$  від носків лемешів першого і другого корпусів і на відстані  $2/3b$  від носка лемеша останнього корпусу, які визначають відповідно довжину польових дошок першого і другого корпусів ( $A_1K_1$  і  $A_2K_2$ ) і останнього корпусу ( $A_3K_3$ );

- ♦ спереду корпусів на відстані  $t = 250\text{--}300$  мм – під кутом  $\gamma_0$  – розміщують проекції лез лемешів передплужників;

- ♦ проти носка заднього передплужника розташовують проекцію дискового ножа.



**Рис. 2.2. Схема розміщення робочих органів на рамі плуга**

3) Побудувати схему розміщення робочих органів на рамі плуга у вертикальній проекції. Для чого:

- ♦ проводять горизонтальні лінії: дна борозни  $1-1$ , поверхні поля  $3-3$  (на відстані  $a$  від  $1-1$ ), дна борозни передплужників  $2-2$  (на відстані  $a_1$  від  $3-3$ ), верхніх точок польових обрізів корпусів  $4-4$  (на відстані  $b$  від  $1-1$ ), верхніх точок польових обрізів перед-

плужників 5–5 (на відстані  $b_1$  від 2–2), нижньої частини рами 6–6 (на відстані  $H_p$  від 1–1);

◆ проектують на лінію 1–1 носки лемешів корпусів (точка  $A_1$ ), а на лінію 4–4 протилежні їх кінці (точка  $C$ ), з'єднують точки  $A_1$  і  $C$  плавними кривими, відкладають без масштабу від точок  $C$  на лінії 4–4 горизонтальні відрізки довжиною 4 мм і з їх кінців проводять вертикальні відрізки до перетину з лінією 6–6 (приєднують корпуси до рами плуга);

◆ знаходять кінці польових дошок (точки  $K_1, K_2, K_3$ ), відкладають їх ширину  $S$  на відстані 3,0–3,5 см від лінії 1–1 та приєднують їх до проєкцій корпусів;

◆ проектують на лінію 3–3 носки лемешів передплужників (точка  $M_1$ ), а на лінії 6–6 протилежні їх кінці (точка  $N_1'$ ), з'єднують точки на лініях 2–2 і 5–5 плавними кривими і приєднують передплужники до рами;

◆ знаходять положення центра дискового ножа (точка  $O$ ) і зображують його проєкцію у вигляді кола з діаметром  $D$ .

### *Запитання для самоконтролю*

1. Розкажіть, як впливає розстановка робочих органів на якісні показники роботи.
2. Чи впливає глибина ходу плуга на відстань між корпусами?
3. З'ясуйте, чи є обов'язковою наявність польових дошок на всіх корпусах плуга.
4. Від яких параметрів розстановки залежить напрямок загальної сили тяги плуга?
5. З яких причин неможлива заміна полицевих корпусів на дискові без зміни кута постановки рами?

### *Тема 3.* **РОЗРАХУНОК СТІЙКОГО ХОДУ НАЧІПНОГО ПЛУГА**

*Мета роботи:* визначити величину і напрямки сили тяги, опорної реакції на колесах і польових дошках у поздовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах, які задовольняють умовам стійкого ходу плуга.

**Формат листа графічної частини – А2**  
**Рекомендований масштаб – 1:10**

#### **1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Стійкий хід тракторного плуга на заданій глибині обробітку ґрунту і за відомої ширини захвату буде забезпечений в умовах рівноваги сил, що діють на плуг у вертикальній і горизонтальній площинах.

Під час роботи на плуг впливають різноманітні за величиною та напрямком сили. Динаміка процесу оранки досить складна. Тому в першому наближенні обмежуються розглядом статичних умов рівноваги ґрунтообробних машин, тобто умов їх рівномірного прямолінійного руху на заданій глибині обробітку. При цьому всі діючі на плуг сили, у тому числі й розподілені сили опору ґрунту робочим органам, вважають зосередженими і прикладеними в певних точках.

Умови рівноваги можуть бути визначені як аналітично, так і графічно. Умови рівноваги ґрунтообробних машин в аналітичній формі та загальному вигляді являють собою шість рівнянь діючих сил і моментів. Для рівноваги машини необхідно і достатньо, щоб сума проєкцій діючих сил на кожну з трьох координатних осей і сума моментів цих сил відносно кожної з них дорівнювала нулю, тобто:

$$\begin{aligned} \Sigma X = 0, \quad \Sigma Y = 0, \quad \Sigma Z = 0, \\ \Sigma M_x(F) = 0, \quad \Sigma M_y(F) = 0, \quad \Sigma M_z(F) = 0. \end{aligned}$$

Складання і розв'язання рівнянь рівноваги не викликає особливих труднощів. Проте цей процес досить трудомісткий, а самі рівняння виходять досить громіздкими, до них, окрім діючих

сил, входять відстані (плечі) та тригонометричні функції кутів. Тому частіше користуються графічним методом.

За графічного методу в певному масштабі будують схему орного агрегату в одній, двох, а інколи і трьох координатних площинах. На схему наносять вектори відомих сил, а також точки прикладання і напрямок дії сил, які треба визначити. Після цього будують багатокутники сил (по одному на кожен координатну площину), що зводиться до геометричного складання векторів сил. Складати сили можна в будь-якій послідовності, проте останніми повинні бути дві сили – опорна реакція рівнодіючої сил опору, значення якої невідоме, але відомий напрямок їх дії. При цьому багатокутник сил повинен бути замкненим, а рівнодіюча всіх сил проходить через миттєвий центр обертання машини, якщо вона начіпна, або через точку причіпа, якщо причіпна. Перша умова – ознака того, що сума проєкцій сил дорівнює нулю, а друга – сума моментів сил.

Розглядаючи умови рівноваги начіпного плуга, слід враховувати особливості руху трактора. Коли гусеничний трактор своїми обома гусеницями або колісний потужний трактор усіма колесами переміщується по поверхні незораного поля, для розв'язання задачі рівноваги плуга досить її розглянути в поздовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах. При агрегуванні начіпного плуга з тракторами, праві колеса яких рухаються по дну борозни, умови рівноваги розглядають, як правило, в трьох площинах, тобто до поздовжньо-вертикальної і горизонтальної додається поперечно-вертикальна.

## ***2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ***

Визначити основні показники, що задовольняють умовам стійкого ходу плуга.

1) Виписати вихідні дані відповідно до заданого варіанта (табл. 3.1).

2) Побудувати у вибраному масштабі (наприклад 1:10) проєкції схеми трикорпусного плуга в поздовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах (рис. 3.1). Побудову схеми плуга краще розпочати з лінії, яка визначає положення рами плуга. Розміщуючи на схемі корпуси плуга, потрібно чітко дотримуватись основних розмірів: висоти рами, висоти і довжини корпусу, відстані між

Таблиця 3.1

**Вихідні дані до розрахунку стійкого ходу начінного плуга**

Варіант	Питомий опір ґрунту $K$ , кПа	Глибина оранки $a$ , мм	Напрямок дії сили, град		Кут тертя ґрунту по сталі $\varphi$ , град
			$R_{xy}$ кут $\eta$	$R_{xz}$ кут $\psi$	
1	20	270	15	0	27
2	25	260	16	1	26
3	30	250	17	2	25
4	35	240	18	3	24
5	40	230	19	4	23
6	45	220	20	5	22
7	50	200	21	6	21
8	55	210	22	7	20
9	60	220	23	8	15
10	65	230	24	9	18
11	70	220	25	10	17
12	75	210	26	11	16
13	80	200	27	12	15
14	20	270	16	11	27
15	25	260	17	10	26
16	30	250	18	9	25
17	35	260	19	8	24
18	40	270	20	7	23
19	45	260	21	6	22
20	50	250	22	5	21
21	55	240	23	24	20
22	60	230	24	3	19
23	70	220	25	2	18
24	75	210	26	1	17
25	80	200	27	0	16

корпусами. Форму польового і борозенного обрізу корпуса, а також ширину польової дошки можна нанести орієнтовно.

3) Аналітично визначити:

- тяговий опір одного корпуса:

$$R_x = K a b, \quad (3.1)$$

де  $K$  – питомий опір ґрунту, кПа;

$a$  – глибина обробітку ґрунту, м;

$b$  – ширина захвату корпуса плуга; для всіх варіантів  $b = 0,4$  м;

- вертикальну складову тягового опору корпуса:

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \varphi; \quad (3.2)$$

- модуль сили  $R_{xz}$  за формулою

$$R_{xz} = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}; \quad (3.3)$$

- рівнодіючу реакцій ґрунту на робочі поверхні корпусів

$$\Sigma R_{xz} = n \cdot R_{xz}, \quad (3.4)$$

де  $n$  – кількість корпусів; для всіх варіантів  $n = 3$ .

Вважати, що ця рівнодіюча прикладена до середнього корпусу плуга на відстані  $0,5a$  від борозни під заданим кутом  $\psi$ ;

- силу тертя польових дошок по стінках борозни

$$\Sigma R_{\delta x} = n R_y \cdot \operatorname{tg} \varphi,$$

де  $\varphi$  – кут тертя ґрунту по сталі, град;

$R_y$  – бокова сила на польових дошках

$$R_y = R_x \cdot \operatorname{tg} \eta.$$

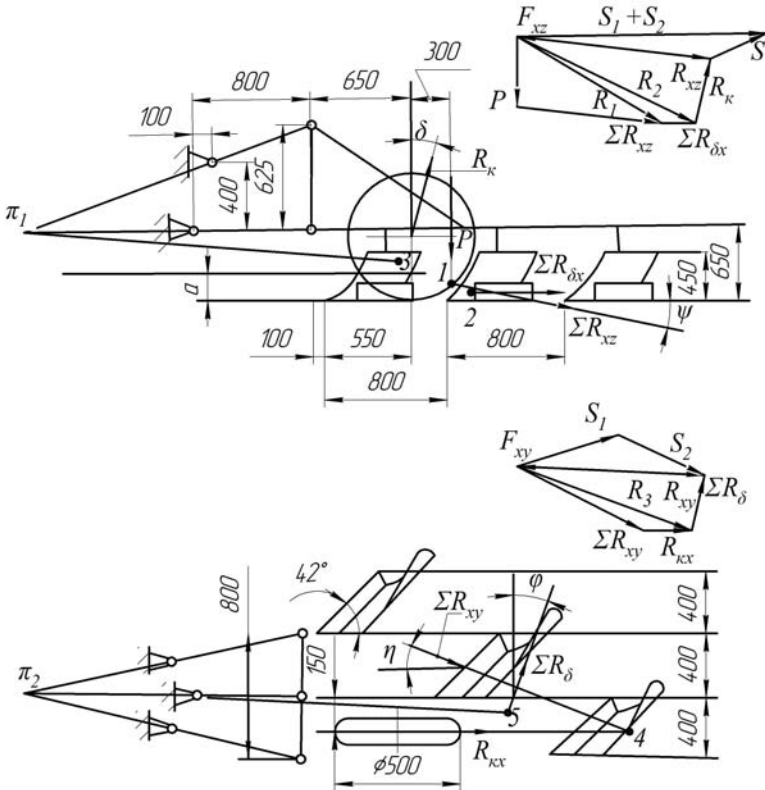


Рис. 3.1. Схема для визначення умов рівноваги начипного плуга

Прийняти, що рівнодіюча сил тертя  $\Sigma R_{\delta x}$  прикладена до середини польової дошки середнього корпусу.

- реакцію ґрунту на робочі поверхні корпусів у горизонтальній площині

$$\Sigma R_{xy} = n \sqrt{R_x^2 + R_y^2};$$

- суму реакцій стінок борозен на польову дошку

$$\Sigma R_{\delta} = n \cdot R_{\delta} = \frac{n R_y}{\cos \varphi}.$$

4) Нанести вектори сил  $\Sigma R_{xz}$  і  $\Sigma R_{\delta x}$  на проекцію схеми плуга в повздовжньо-вертикальній площині, а також вектор сили тяжіння  $P$  (для всіх варіантів  $P = 9$  кН). Через вісь колеса під кутом  $\delta$  спрямувати вектор реакції ґрунту  $R_k$  на опорне колесо. Модуль реакції невідомий і підлягає визначенню графічним методом. Кут  $\delta$  визначають за коефіцієнтом перекочування  $M$  зі співвідношення  $M = tg \delta$ . Наближено  $M$  можна прийняти рівним 0,1 для щільних ґрунтів і 0,2 для пухких, що відповідає  $9^\circ$  і  $12^\circ$  кута  $\delta$ .

5) Окремо від схеми плуга побудувати багатокутник сил. Для цього у вибраному масштабі провести вектор сили  $P$ , з його кінця – вектор сили  $\Sigma R_{xz}$ . З'єднавши початок вектора  $P$  з кінцем вектора  $\Sigma R_{xz}$ , визначити рівнодіючу цих сил  $R_1$ .

На схемі плуга через точку 1 перетину ліній дії сил  $P$  і  $\Sigma R_{xz}$  провести пряму, паралельну силі  $R_1$ , до перетину її з напрямом сили  $\Sigma R_{\delta x}$  в точці 2.

На багатокутнику сил з кінця вектора  $R_1$  відкласти вектор сили  $\Sigma R_{\delta x}$ . Їх додавання дає рівнодіючу  $R_2$ .

На схемі плуга через точку 2 провести лінію, паралельну силі  $R_2$ , до перетину її з лінією дії сили  $R_k$  в точці 3. Точка 3 – це точка, де прикладена рівнодіюча  $R_{xz}$  всіх сил опору плуга:  $P$ ,  $\Sigma R_{xz}$ ,  $\Sigma R_{\delta x}$  і  $R_k$ . Вона зрівноважується силою тяги  $F_{xz}$ , яка проходить через точку 3 і миттєвий центр обертання плуга  $\pi_1$ . З'єднавши точки 3 і  $\pi_1$  прямою, визначити лінію дії сил  $R_{xz}$  і  $F_{xz}$ .

Значення сил  $R_{xz}$  і  $F_{xz}$  обчислити з багатокутника сил. Для цього з початку вектора  $R_2$  провести пряму, паралельну лінії  $\pi_1-3$ . Точка перетину з напрямком дії сили  $R_k$  дасть відрізки, які в прийнятному масштабі визначають сили  $R_k$  і  $F_{xz}(R_{xz})$ .

За необхідності можна знайти зусилля в ланках начіпного механізму трактора ( $S$ ,  $S_1+S_2$ ), розклавши силу  $F_{xz}$  в напрямку верхньої і нижніх тяг.

6) Нанести вектори сил  $\Sigma R_{xy}$ ,  $R_{кx}$  і  $\Sigma R_{\delta}$  на проекцію схеми плуга в горизонтальній площині. Силу  $\Sigma R_{xy}$  прикласти до середнього корпусу на відстані  $0,5b$  від носка і п'ятки лемеша під кутом  $\eta$  до напрямку руху. Сила  $R_{кx}$  являє собою проекцію сили  $R_k$  на горизонтальну площину ( $R_{кx} = R_k \sin\delta$ ), а сила  $\Sigma R_{\delta}$  – суму реакцій стінок борозен на польові дошки і прикладена на кінці польової дошки середнього корпусу під кутом тертя  $\varphi$  до нормалі.

7) Побудувати багатокутник сил, які діють в горизонтальній площині. Побудову багатокутника сил розпочати додаванням сил  $\Sigma R_{xy}$  і  $R_{кx}$ . На схемі плуга з точки 4 перетину векторів сил  $\Sigma R_{xy}$  і  $R_{кx}$  провести пряму, паралельну їх рівнодіючій  $R_3$ , до перетину з лінією дії сили  $\Sigma R_{\delta}$  в точці 5. Точку 5 з'єднати з  $\pi_2$  і тим самим визначити напрямок дії сили тяги  $F_{xy}$ . У багатокутнику сил через початок і кінець сили  $R_3$  провести лінії, паралельні напрямкам  $\pi_2-5$  і  $\Sigma R_{\delta}$  на схемі плуга. Точка їх перетину буде свідчити про значення сил  $\Sigma R_{\delta}$  і  $F_{xy}(R_{xy})$ .

Щоб визначити зусилля  $S$ ,  $S_1$  і  $S_2$  в ланках начіпного механізму, треба силу  $F_{xy}$  розкласти за напрямками вздовж нижніх тяг.

Проекції сил  $F_{xz}$  і  $F_{xy}$  на вісь  $x$  повинні бути однаковими. У протилежному випадку слід зробити коректування за рахунок сили  $\Sigma R_{\delta x}$ , яка була визначена орієнтовно.

### **Запитання для самоконтролю**

1. Розкажіть про будову механізму навіски плуга.
2. Які сили діють на плуг у момент його заглиблення у ґрунт?
3. Які сили діють на плуг наприкінці його заглиблення?
4. З'ясуйте умови заглиблення плуга у ґрунт .

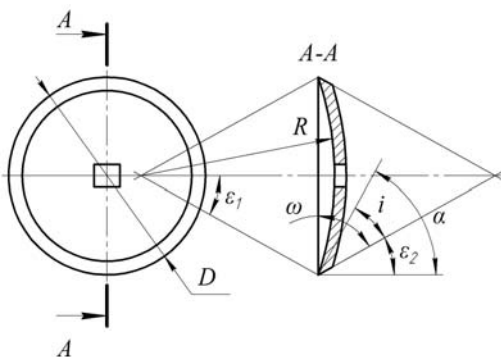
## Тема 4. ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДИСКОВОГО ЛУЩИЛЬНИКА (БОРОНИ)

**Мета роботи:** визначити основні параметри дискових робочих органів і розставити диски так, щоб забезпечити задану висоту гребенів, задовільне кришення і обертання скиби ґрунту за відсутності забивання ґрунтом і рослинними рештками.

**Формат листа графічної частини – А3**  
**Рекомендований масштаб – 1:10**

### 1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Дискові борони та лушительники виконують поверхневий або основний обробіток ґрунту, залежно від їх конструкції. Промисловість випускає їх переважно причіпними зі симетричним розташуванням дисків. Диски комплектуються у секції по 8–10 шт. Кожна секція змонтована на окремій рамі, яка шарнірно з'єднана з основною рамою машини. Як правило, секції комплектують сферичними дисками (рис. 4.1).



**Рис. 4.1. Конструктивна схема сферичного диска**

Діаметр диска  $D$  залежить від заданої максимальної глибини обробітку. На практиці встановлено, що для дискової борони діаметр диска повинен у 4–6 разів перевищувати глибину обробітку, для лушительника – у 5–6 разів. Зі збільшенням діаметра диска різко зростає вертикальна складова реакції ґрунту. Тому для заглиблення

дисків великого діаметра треба збільшувати конструктивну масу знаряддя.

Радіус кривизни диска визначає інтенсивність розпушення і обертання ґрунту.

Велике технологічне значення має, так званий, задній кут  $\varepsilon_2$ . Від нього залежить енергомісткість процесу підрізання. Цей кут змінний за висотою диска. Для нормальної роботи знаряддя потрібно, щоб цей кут був позитивним на рівні поверхні поля.

Диски загострюють зі зовнішньої сторони, при цьому і для луцильників, і для борін кут загострення становить  $10\text{--}20^\circ$ . Диски, які за призначенням працюють на твердих ґрунтах, мають загострення з внутрішньої сторони.

За аналогією з іншими ґрунтообробними знаряддями кут різання для диска становить  $\alpha = i + \varepsilon_2$ .

Основний установлюваний параметр – кут атаки, або кут між площиною обертання диска і напрямком руху агрегату. Цей кут становить у луцильників  $10\text{--}35^\circ$ , у борін –  $10\text{--}22^\circ$ . Діскові луцильники при куті атаки  $10\text{--}20^\circ$  можна використовувати як однослідні діскові борони.

У процесі роботи кожен диск вирізає у ґрунті шар, утворюючи гребінчасте дно борозни. Висота гребенів  $h$  (рис. 4.2) залежить від діаметра  $D$  та радіуса кривизни  $R$  диска, відстані між дисками  $b$  і кута атаки  $\beta$ . Відповідно до агротехнічних вимог висота гребенів не повинна перевищувати  $h < 0,5 a$ , де  $a$  – глибина обробітку.

## **2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

Визначити відстань між дисками у батареї, якщо висота гребенів не буде перевищувати задану агротехнічно (табл. 4.1).

Виконання роботи почати з формування профіля борозни. На лист графічної частини нанести лінію дна борозни  $N\text{--}N$  і від неї на відстані  $h$ ,  $a$ ,  $D/2$  – відповідно рівень висоти гребенів, денної поверхні та осі обертання дисків (рис. 4.2).

Під кутом  $\beta$  з довільної точки  $A$  провести проекцію на дно борозни осі батареї дисків.

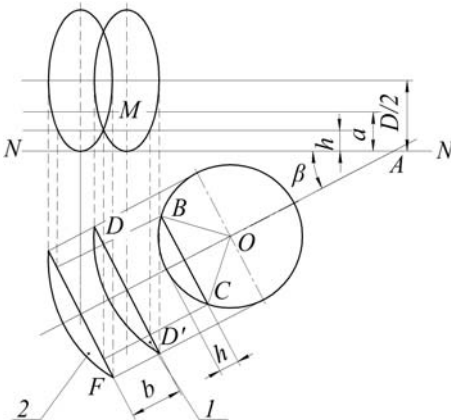
Відступивши від точки  $A$  приблизно на  $(2,5\text{--}3) \cdot D$ , у прийнятному масштабі окреслити контур диска  $I$ , який прийняти за базовий під час проектування.

**Вихідні дані для проектування технологічної  
схеми дискового луцильника**

Варіант	$D$ , мм	$R$ , мм	$\beta$ , град	$a$ , мм	$h$ , мм
1	450	600–800	15	100	50
2	450		20	120	40
3	450		25	140	60
4	550		15	100	40
5	550		20	120	50
6	550		25	140	60
7	610		15	150	70
8	610		20	150	60
9	660		25	180	80
10	660		20	180	70

На контур диска  $I$  нанести точки, які знаходяться на рівні  $h$  від дна борозни. Для їх знаходження поруч з диском провести коло з центром у точці  $O$  діаметром, що дорівнює діаметру диска, і відмітити на ньому лінію  $BC$  на відстані  $h$  від дна борозни.

Провівши з точок  $B$  і  $C$  паралельно осі прями до перетину з диском  $I$ , отримують точки  $D$  і  $D'$ , які на контурі диска відповідають рівню  $h$ .



**Рис. 4.2. Розрахункова схема до визначення відстані між суміжними дисками**

Спроекувавши базові точки диска  $I$  на відповідні рівні профіля борозни і з'єднавши точки перетину, отримують поперечно-вертикальну проекцію диска.

Наступний диск 2 вписати у профіль борозни таким чином, щоб у точці  $M$  обидві проекції дисків перетиналися на рівні  $h$ . Для дотримання цієї вимоги з точки  $D$  опустити вниз (за рисунком) перпендикуляр до перетину з продовженням лінії  $CD'$ . Через отриману точку  $F$  провести лінію обрізу диска 2 і на ній побудувати його профіль.

Проекцію диска 2 на профіль борозни побудувати аналогічно диску 1. Заміряти відстань  $b$  між двома дисками і на схемі вказати її дійсне значення.

### ***Запитання для самоконтролю***

1. Які основні вимоги і умови висуваються до компоновання дисків у батареї луцильника?
2. Що відомо про основні показники оцінки якості обробітку ґрунту луцильником?
3. Як розрахувати висоту гребенів, що формуються дисковим луцильником?
4. Як обчислити ступінь подрібнення ґрунту дисковим луцильником?
5. Поясніть залежність висоти гребенів і ступеня подрібнення ґрунту від кута атаки дискових батарей луцильника.

### **ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДИСКОВОГО ЛУЦИЛЬНИКА (БОРОНИ)”**

1. Визначити відстань між суміжними дисками тракторної двохслідової борони при встановленні дисків під кутом  $\beta = 20^\circ$  до лінії тяги та отримання в першому сліді гребенів висотою не більше  $c = 15$  см, діаметр дисків  $D = 510$  мм.
2. Визначити мінімальну відстань між дисками борони, якщо діаметр диска 450 мм, гребенистість 5 мм і кут атаки  $20^\circ$ .

## Тема 5. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНА ГРУНТООБРОБНОЇ ФРЕЗИ

*Мета роботи:* побудувати траєкторії руху ножів ґрунтообробної фрези та визначити висоту гребенів дна борозни.

**Формат листа графічної частини – А3  
Рекомендований масштаб – 1:5**

### 1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Відомо, що одним з ефективних способів обробітку ґрунту є фрезерування. Фрезерування позитивно впливає на агрофізичні та механічні властивості ґрунту, покращує його водний та повітряний режими. Перемішування шарів ґрунту позитивно впливає на біологічну активність середовища і підвищує врожайність сільськогосподарських культур.

Застосовують фрези з горизонтальною, вертикальною та похилою осями обертання. Найбільшого поширення набули фрези з горизонтальною віссю обертання. Напрямок обертання фрези може співпадати з напрямком обертання ведучих коліс трактора – пряме фрезерування і бути протилежним йому – зворотнє фрезерування.

Розглянемо процес роботи фрези з прямим напрямком обертання. На рис. 5.1 наведено схему до визначення основних технологічних показників роботи ґрунтообробної фрези.

Точка  $A$  ножа  $H_1$  фрези описує траєкторію у вигляді циклоїди відповідно до системи рівнянь:

$$\begin{cases} x_A = R \cdot \left( \frac{\omega \cdot t}{\lambda} + \cos \omega t \right), \\ y_A = R \cdot \sin \omega t \end{cases} \quad (5.1)$$

де  $R$  – радіус фрезерного барабана по лезах ножів;

$\omega$  – кутова швидкість фрез барабана;

$\lambda$  – показник кінематичного режиму фрези;

$$\lambda = \omega \cdot R / V, \quad (5.2)$$

де  $V$  – швидкість руху агрегату, м/с.

Форма циклоїди залежить від величини  $\lambda$ . Якщо  $\lambda < 1$ , має місце скорочена циклоїда, і якщо  $\lambda > 1$  – подовжена циклоїда (рис. 5.2). У першому разі ніж входить у ґрунт своєю тильною частиною і процес різання неможливий. Тому  $\lambda$  повинен бути завжди більше одиниці.

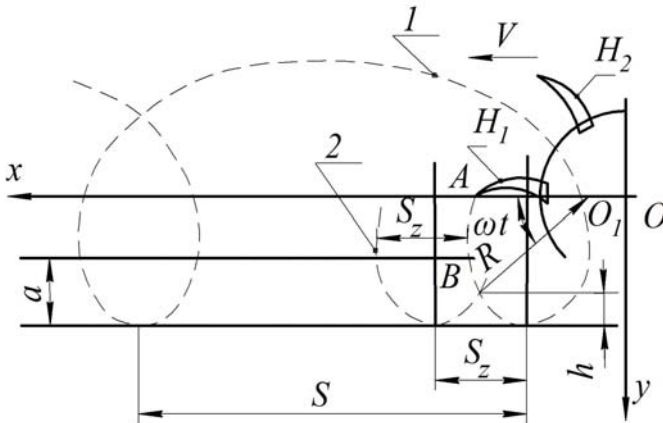
Шлях, який проходить ґрунтообробний фрезерний агрегат за один оберт фрези барабана, називається подачею на фрезу, яку визначають за формулою:

$$S = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{\lambda}. \quad (5.3)$$

Траєкторії руху двох суміжних ножів зміщені по горизонталі на величину  $S_z$ , яка називається подачею на ніж (рис. 5.1). Подачу на ніж обчислюють як

$$S_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{\lambda \cdot z}, \quad (5.4)$$

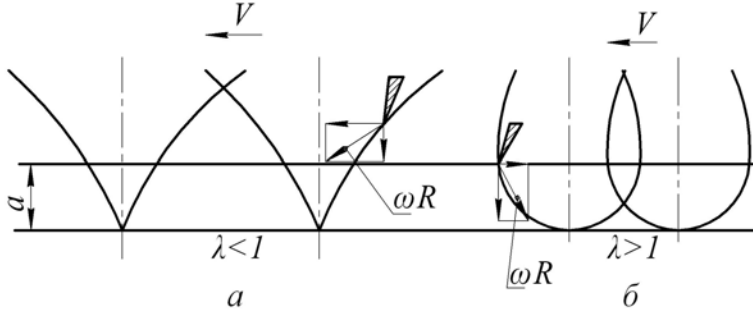
де  $z$  – кількість ножів на одному диску фрез барабана.



**Рис. 5.1.** Схема до визначення основних параметрів роботи ґрунтообробної фрези: 1 – траєкторія ножа  $H_1$ ; 2 – траєкторія ножа  $H_2$ ;  $a$  – глибина обробітку;  $h$  – висота гребенів

З формули (5.4) видно, що подача на ніж  $S_z$  залежить і від конструктивних параметрів фрези  $R$  та  $z$ , і від кінематичного параметра  $\lambda$ . Як правило, подача на ніж становить для просапних та болотних фрез 30–60 мм, польових – 10–15 см, а для ротаційних плугів – 200–250 мм.

Від величини подачі на ніж залежить висота гребенів  $h$ , що залишаються на дні борозни після проходу фрези. Величина  $h$  графічно визначається положенням точки  $B$  перетину двох суміжних траєкторій руху ножів фрезерного барабана (рис. 5.1).



**Рис. 5.2. Форма траєкторії руху ножів залежно від величини  $\lambda$ :**  
*а – скорочена циклоїда; б – подовжена циклоїда*

Гребенистість дна борозни є одним з важливих агротехнічних показників роботи ґрунтообробної фрези. За агровимогами висота гребенів не повинна перевищувати 0,2 глибини обробітку, тобто  $h < 0,2 a$ . Виходячи з цього, кінематичний параметр роботи фрези може бути визначений за формулою

$$\lambda > \frac{\left(\frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2}\right) - \arcsin\left(1 - \frac{0,2 \cdot a}{R}\right)}{\sqrt{\frac{0,4 \cdot a}{R} - \frac{0,04 \cdot a^2}{R^2}}}. \quad (5.5)$$

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Побудувати траєкторії руху ножів ґрунтообробної фрези та визначити висоту гребенів дна борозни.

- 1) Записати вихідні дані відповідно до заданого варіанта (табл. 5.1).
- 2) За формулою (5.5) визначити параметр  $\lambda$ .
- 3) Визначити подачу на фрезу та подачу на ніж за формулами (5.3) та (5.4).

Таблиця 5.1

**Вихідні дані для визначення основних параметрів робочого  
органа ґрунтообробної фрези**

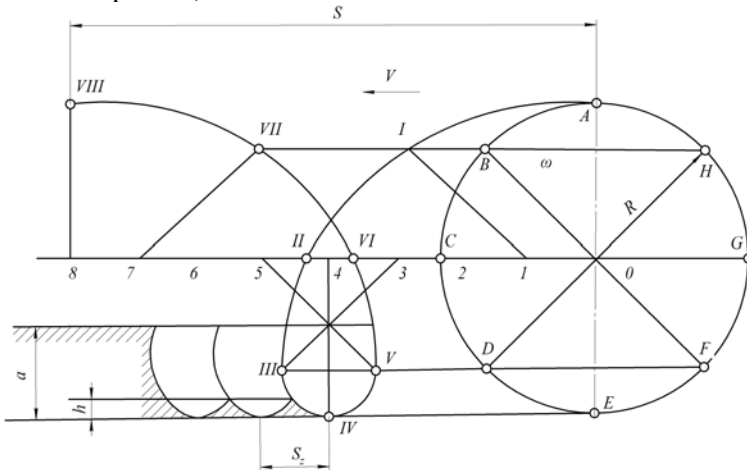
Варіант	Марка фрезерної машини	Кутова швидкість фрезерного барабана $\omega$ , $\text{с}^{-1}$	Глибина обробітку $a$ , мм	Радіус фрез барабана $R$ , м	Кількість ножів $Z$
1	ФБ-2,0	24,5	220	0,35	8
2	ФБ-2,0	26,4	180	0,30	4
3	ФБН-1,5	25,2	200	0,32	6
4	ФБН-1,5	22,2	150	0,32	8
5	ФБН-2,0	22,0	250	0,36	8
6	ФБН-2,0	27,2	230	0,31	4
7	ФКН-1,7	25,3	200	0,42	4
8	ФН-1	28,4	280	0,46	4
9	ФН-1	22,7	250	0,46	6
10	ФС-0.7А	20,9	170	0,30	6
11	ФС-0.7А	22,4	100	0,30	4
12	ЕМ-12А	31,4	120	0,26	6
13	ЕМ-12А	28,0	160	0,28	8
14	ФП-2	20,5	180	0,27	8
15	АМР-1,5	32,8	200	0,32	4
16	АМР-1,5	26,6	200	0,32	8
17	ФПН-2,8	33,5	80	0,25	4
18	ФКШ-2,7	24,0	40	0,22	6
19	ФКШ-2,7	26,2	60	0,22	4
20	ФПУ-4,2	22,4	100	0,26	8
21	ФПУ-4,2	28,0	120	0,26	4
22	ФБН-2,0	26,0	270	0,36	4
23	ФБН-1,5	21,2	230	0,32	6
24	ФКН-1,7	29,3	290	0,42	6
25	ФН-1	23,4	250	0,46	8

4) Виконати графічні побудови у такій послідовності:

- ◆ в обраному масштабі накреслити коло радіусом  $R$  (рис. 5.3);
- ◆ через центр  $O$  провести горизонтальну лінію і відкласти на ній подачу на фрезу  $S$ ;
- ◆ поділити коло і подачу  $S$  на однакову кількість частин: 8, 12 або 16 (чим більше частин розподілу, тим точніше графічна побу-

дова). Точки розподілу позначити. Наприклад,  $A, B, \dots, H$  – по колу та  $1, 2, \dots, 8$  – по горизонталі;

◆ за початкове положення прийняти ніж з лезом в точці  $A$  – перша точка траєкторії руху ножа. За час, поки ніж з точки  $A$  перейде за рахунок обертання фрезерного барабана в точку  $B$ , центр обертання фрезерного барабана  $O$  переміститься в точку  $I$ . Для визначення положення леза ножа в цей момент треба з точки  $I$  провести пряму, паралельну  $OB$ , і, відклавши на ній радіус  $R$ , знайти точку  $I$ . Подібним чином визначають точки  $II, III, \dots, VIII$  і з'єднують їх плавною кривою;



**Рис. 5.3. Траєкторія руху ножів фрези**

◆ на ділянках, коли ніж рухається в ґрунті, тобто в межах глибини  $a$ , показують ще декілька траєкторій руху ножів у площині різання; кожна з цих траєкторій зміщена в напрямку руху машини на величину  $S_z$ .

5) Із графічних побудов, з урахуванням масштабу, визначити висоту гребенів  $h$  і перевірити виконання агровимого  $h < 0,2 a$ .

### **Запитання для самоконтролю**

1. Якими технічними засобами можна зменшити реакцію ножа на вісь його кріплення?
2. Як впливають умови роботи на геометричну форму ножа?
3. У який спосіб можна знизити рівень вібрації машини в процесі роботи?

4. З якого матеріалу виготовляють ножі? Чому?
5. Яким чином кінематичний режим роботи впливає на розміри грудок?

**ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ  
ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНА ҐРУНТООБРОБНОЇ ФРЕЗИ”**

1. Визначити подачу на ніж фрези, побудувати траєкторію абсолютного руху двох послідовно працюючих один за одним ножів і обчислити розрахункову товщину стружки, що знімається ножем, якщо діаметр барабана 350 мм, частота його обертання  $240 \text{ хв}^{-1}$ , число ножів на секції 6 (3 ножі з лівим нахилом і 3 ножі з правим), глибина обробітку ґрунту 10 см і швидкість переміщення машини 1,1 м/с.

2. Розрахувати частоту обертання фрезерного барабана діаметром 350 мм зі швидкістю переміщення машини 1,4 м/с і глибиною обробітку ґрунту 10 см. У момент входження ножа у ґрунт абсолютна швидкість його спрямована вертикально вниз.

3. Визначити показник кінематичного режиму роботи фрези за умови отримання гребенів на дні борозни висотою 2 см. Діаметр фрезерного барабана 350 мм, число ножів 4, коефіцієнт, що враховує ковзання ґрунтової стружки, 0,5.

4. Визначити потужність, що необхідна для роботи фрези на фрезерування дернини за умов: ширина захвату 2 м, діаметр фрезерного барабана  $D = 710$  мм, частота обертання барабана  $n = 234 \text{ хв}^{-1}$ , загальне число ножів 120 (на одній секції закріплено 4 ножі з лівим нахилом і 4 ножі з правим), один ніж знімає стружку ґрунту шириною 6,7 см, глибина обробітку ґрунту 20 см, швидкість переміщення фрези 0,875 м/с, сила тяжіння фрези 2000 Н, коефіцієнт перекошування 0,2, коефіцієнт опору деформації ґрунту 0,15 МПа, щільність ґрунту  $1,3 \text{ г/см}^3$ .

5. Фреза характеризується такими основними параметрами: діаметр фрезерного барабана по кінцях ножів  $D = 710$  мм, число ножів на кожному диску  $z = 7$ , частота обертання фрезерного барабана  $n = 200 \text{ хв}^{-1}$ . Визначити показник кінематичного режиму роботи  $\lambda$  та робочу швидкість агрегату  $V$ , на яку необхідно його налаштувати.

6. Визначити показник кінематичного режиму роботи і робочу швидкість фрези при подачі на зуб 30–60 мм. Вихідні дані: діаметр барабана фрези 710 мм, число ножів на диску 6, частота обертання барабана  $240 \text{ хв}^{-1}$ .

## Тема 6. ПОБУДОВА ЗУБОВОГО ПОЛЯ БОРОНИ

*Мета роботи:* побудувати схему розміщення зубів, яка забезпечує рівномірність обробітку ґрунту, відсутність забивання і стійкий хід борони.

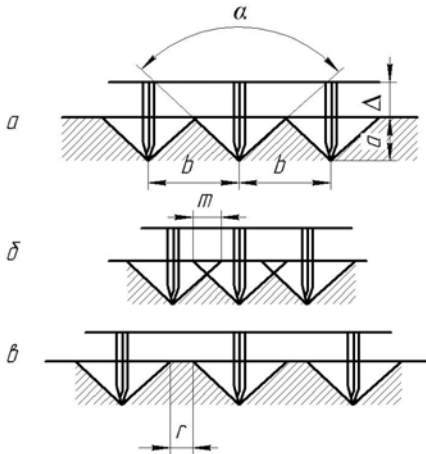
**Формат листа графічної частини – А3**  
**Рекомендований масштаб – 1:10**

### 1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Одним з основних параметрів зубової борони є оптимальна відстань між слідами зубів  $b$  (рис. 6.1). Ця відстань визначається з умови обробітку ґрунту без огріхів. Вона залежить від кута сколювання ґрунту  $\theta$  і глибини обробітку  $a$ . Суцільний обробіток ґрунту без огріхів (рис. 6.1,а) для зубових борін з вертикальним розміщенням зубів забезпечується при  $b = 2a \cdot \operatorname{tg} (\theta / 2)$ . За меншого значення  $b$  (рис. 6.1,б) спостерігатиметься надмірне перемішування ґрунту (наявність перекриття  $m$  між зонами обробітку зубів) і порушення рівномірності ходу борони, а за більшого залишаться необробленими смуги шириною  $r$  (рис. 6.1,в).

Кут  $\theta$  залежить від форми зуба, маси борони, стану ґрунту і вибирається в таких межах: для важких борін  $\theta = 30\text{--}50^\circ$ , для середніх  $\theta = 40\text{--}60^\circ$ , для легких  $\theta = 40\text{--}75^\circ$ . В існуючих конструкціях важких і середніх борін відстань між слідами зубів дорівнює 49 мм, у легких – 30 мм.

Для рівномірного обробітку ґрунту по ширині захвату зуби борони необхідно розмістити так, щоб кожен зуб проводив свою самостійну борозенку і відстані між сусідніми борозенками були однаковими. Для зменшення забивання борони грудками і рослинними рештками зуби бажано розміщувати якомога далі один від одного. Для стійкого ходу борони необхідно, щоб поперечні сили реакції ґрунту були однаковими з обох боків кожного зуба. Цього можна досягнути тоді, коли з обох боків зуба знаходиться непорушений ґрунт або зуб проводить свою борозенку між борозенками, розміщеними на однаковій відстані від нього. Такі вимоги можна забезпечити лише за певної схеми розміщення зубів.



**Рис. 6.1. Схема роботи зубів борони**

Відомі два способи побудови зубового поля: по розгортці гвинтової лінії і по слідах. За першим способом зуби розміщують у точках перетину розгорток гвинтових ліній багатоходового гвинта прямого і зворотного напрямку (рис.6.2,*а*), за другим – на перетині поперечних планок зі слідами зубів у послідовності 41352 (рис. 6.2,*в*).

## **2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

Побудувати схему розміщення зубів, яка забезпечує рівномірність обробітку ґрунту, відсутність забивання і стійкий хід борони.

1) Записати вихідні дані згідно з обраним варіантом (табл. 6.1).

2) За вихідними даними обчислити:

- відстань між зубами на планці

$$b_1 = bM, \quad (6.1)$$

де  $b$  – відстань між слідами зубів, мм;

$M$  – кількість поперечних планок; для всіх варіантів  $M = 5$ ;

- крок гвинта:

$$t = (M-1) \cdot k \cdot b, \quad (6.2)$$

де  $k$  – число заходів гвинта.

Кожен зуб проводить свою борозенку, коли  $M$  і  $k$  взаємно прості числа, тобто не мають спільного множника. В існуючих конструкціях, як правило,  $M = 5$ ,  $k = 3$ ;

- ширину захвату борони

$$B = b \cdot Z, \quad (6.3)$$

де  $Z$  – кількість зубів; для всіх варіантів  $Z = 20$ ;

- відстань між крайніми слідами

$$S = b (Z-1). \quad (6.4)$$

3) У вибраному масштабі накреслити схему зубової борони типу “зиг-заг” (рис. 6.2,*а*) і швидкісної борони (рис. 6.2,*б*) за способом розміщення зубів на розгортках гвинтових ліній прямого і зворотного напрямку, а також схему борони за способом розміщення зубів по слідах (рис. 6.2,*в*).

Для цього провести п’ять горизонтальних ліній на відстані  $h$  одна від одної і пронумерувати їх. На цих лініях будуть розміщуватися поперечні планки. На першій нижній лінії вибрати довільну точку  $A$  і відкласти від неї вправо відрізок  $AB$ , рівний кроку гвинта  $t$ .

Через точку  $B$  провести вертикальну лінію до перетину з верхньою лінією (точка  $C$ ).

Точки  $A$  і  $C$  з’єднати прямою. Від точки  $A$  відкласти десять відрізків, рівних відстані між зубами, на поперечній планці  $b_1$ . Через кінці цих відрізків провести лінії, паралельні  $AC$ .

Починаючи з точки  $D$ , провести вісім ліній розгортки гвинта зворотного напрямку. Точки перетину цих ліній з лініями поперечних планок визначають положення зубів (зубове поле). З’єднавши ці точки жирними ламаними вздовж ліній розгортки прямого і зворотного напрямку та прямими поперечними планками, одержимо схему зубової борони типу “зиг-заг” (рис. 6.2,*а*). Якщо на аналогічно побудованому зубовому полі зуби на крайніх планках з’єднати прямими планками вздовж ліній прямого і зворотного напрямку, то одержимо схему швидкісної борони (рис. 6.2,*б*) без внутрішніх поперечних планок (збільшується стійкість ходу і зменшується забивання рослинними рештками).

Для побудови схеми борони по слідах нанести сітку вертикальних ліній, відстань між якими дорівнює відстані між слідами (рис. 6.2, *в*). На верхній горизонтальній лінії вказати черговість розміщення зубів на поперечних планках 41352. Після цього розмістити зуби на поперечних планках з відповідним номером і з’єднати їх ламаними лініями.

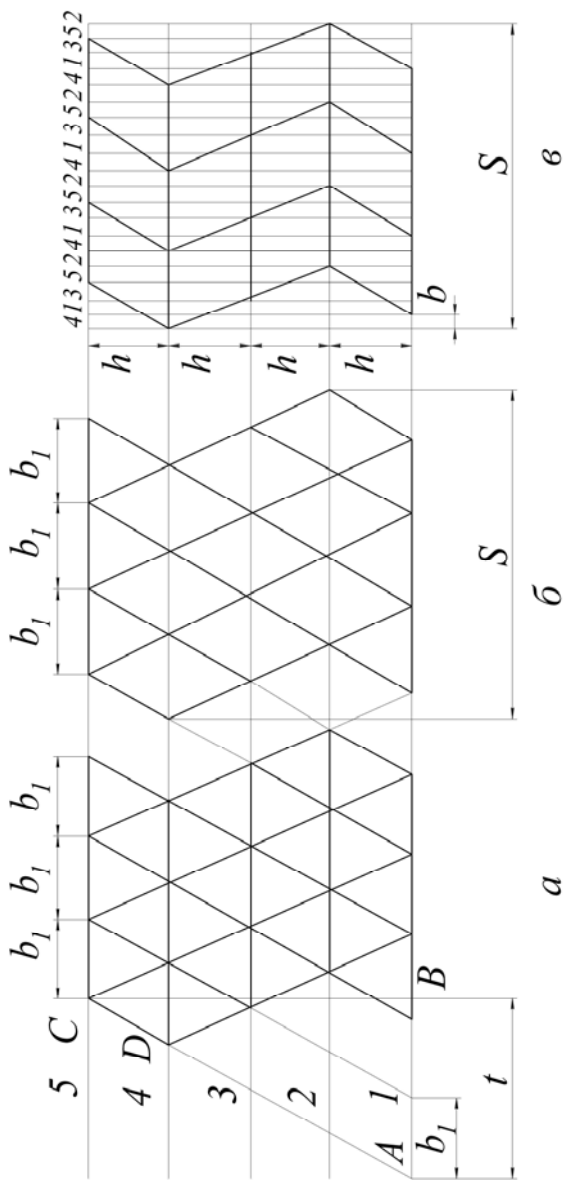


Рис. 6.2. Схема зубової борони

Таблиця 6.1

**Вихідні дані для побудови зубового поля борони, мм**

Варіант	Відстань між		Варіант	Відстань між	
	слідами зубів $b$	планками $h$		слідами зубів $b$	планками $h$
1	30	170	13	40	290
2	35	180	14	40	290
3	40	190	15	50	200
4	45	200	16	30	210
5	50	210	17	35	220
6	30	220	18	40	230
7	35	230	19	45	240
8	40	240	20	50	250
9	45	250	21	30	260
10	50	260	22	35	270
11	30	270	23	40	280
12	35	280	24	45	290

**Запитання для самоконтролю**

1. Розкажіть про порядок розташування зубів на бороні.
2. Як визначити відстань між слідами зубів?
3. Чому дорівнює довжина і ширина захвату борони?
4. Як розрахувати борону на стійкість?
5. Як впливає маса баласту на якісні показники роботи зубової борони?

**ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “ПОБУДОВА ЗУБОВОГО ПОЛЯ БОРОНИ”**

1. Обчислити ширину захвату і побудувати зубове поле борони типу “зиг-заг” за таких умов: число планок  $M = 5$ , число заходів гвинта  $k = 3$ , міжряддя  $a = 20$  мм, довжина борони  $L = 600$  мм, число поздовжніх зигзагоподібних планок  $N = 5$ .

2. Розрахувати конструктивну довжину зуба борони за таких вихідних даних: ґрунт глибистий, глибина боронування 50 мм, відстань між рядами зубів 90 мм, перетин зуба – квадрат  $16 \times 16$ .

## Тема 7. РОЗМІЩЕННЯ РОЗПУШУВАЛЬНИХ ЛАП НА РАМІ КУЛЬТИВАТОРА

**Мета роботи:** виходячи зі заданої глибини обробітку ґрунту і з параметрів розпушувальних лап, розмістити лапи на рамі культиватора так, щоб уникнути забивання ґрунту між лапами та забезпечити допустиму висоту необроблених гребенів.

**Формат листа графічної частини – А3**  
**Рекомендований масштаб – 1:2**

### 1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Результати експериментів свідчать про те, що зона деформації ґрунту не обмежується зоною контакту з нею робочого органа, а поширюється наперед і в боки на значну відстань.

Під час взаємодії з ґрунтом робочої поверхні у вигляді клина діє нормальна сила  $N$  і сила тертя  $F$  (рис. 7.1,а). Рівнодіюча цих сил  $R$  відхиляється від нормалі на кут тертя  $\varphi$ . Згідно з теорією найбільших дотичних напруг, напрямки можливих площин сколювання  $H_1$  і  $H_2$  розміщуються симетрично до сили  $R$  під кутом  $\Theta$  одна до одної. Для ґрунту  $\Theta = 10\text{--}50^\circ$  (за Т.М. Гологурським). Це дає підстави вважати, що в середньому напрямку сколювання ґрунту суттєво не відхиляється від напрямку сили  $R$ .

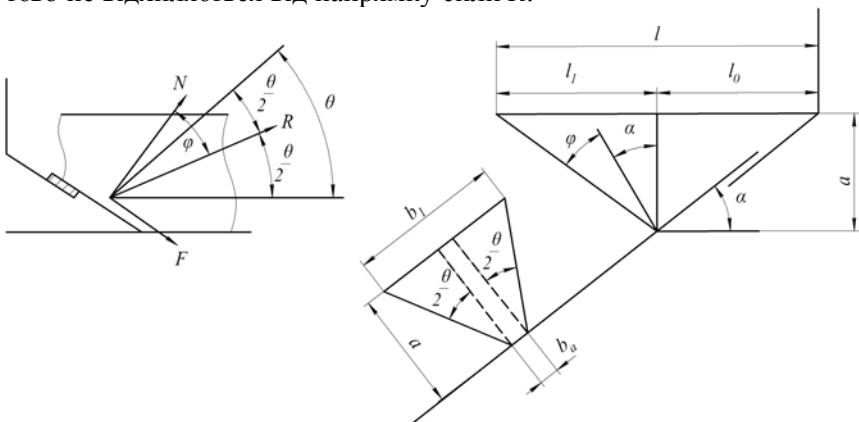


Рис. 7.1. Схема деформації ґрунту розпушувальною лапою

У поперечно-вертикальній площині зона деформації ґрунту також обмежується площинами, кут між якими становить  $\Theta$ , або  $\Theta / 2$  до вертикальної осі симетрії. Тоді, згідно з рис. 7.1,б, зона деформації ґрунту розпушувальною лапою в середньому становитиме:

- по ходу лапи

$$l = l_0 + l_1 = l_0 + a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi); \quad (7.1)$$

- у поперечному напрямі

$$b_1 = b_0 + 2a \cdot \operatorname{tg}(\Theta / 2), \quad (7.2)$$

де  $l_0$  – виліт носка лапи, мм;

$a$  – глибина обробітку ґрунту, мм;

$\alpha$  – кут входження лапи в ґрунт, град;

$\varphi$  – кут тертя ґрунту на сталі, град;

$b_0$  – ширина розпушувальної лапи, мм;

$\Theta$  – кут сколювання ґрунту, град.

Можливі граничні значення поширення зони деформації ґрунту в поздовжньому напрямку становлять:

$$l_{max} = l_0 + a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi + \Theta / 2), \quad (7.3)$$

$$l_{min} = l_0 + a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi - \Theta / 2). \quad (7.4)$$

Розпушування ґрунту по глибині відбувається нерівномірно (рис. 7.2). Частина верхнього шару обробляється двічі, а в нижній частині залишаються необроблені гребені. Висоту необроблених гребенів визначають за формулою

$$h = \frac{1}{2}(S - b_0) \cdot \operatorname{ctg} \Theta / 2, \quad (7.5)$$

де  $S$  – відстань між слідами лап, мм.

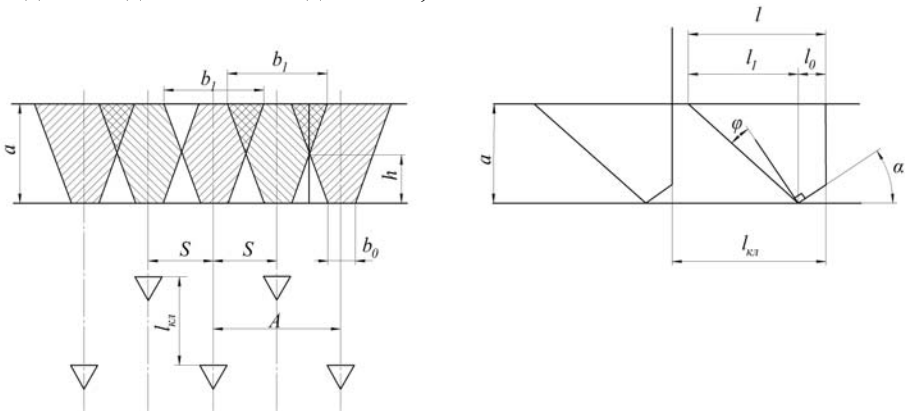


Рис. 7.2. Схема розміщення розпушувальних лап

За заданої висоти необроблених гребенів відстань між слідами лап дорівнюватиме

$$S = \frac{2h}{\operatorname{ctg}\Theta / 2} + b_0, \quad (7.6)$$

Відстань між лапами в передньому і задньому рядах вдвічі більша проти відстані між слідами лап, тобто  $A = 2S$ .

Таблиця 7.1

**Вихідні дані до роботи з розміщення розпушувальних лап на рамі культиватора**

Варіант	Глибина обробітку $a$ , мм	Кут входження лапи в ґрунт $\alpha$ , град	Виліт носка лапи $l_0$ , мм	Ширина носка лапи $b_0$ , мм	Кут сколювання ґрунту $\Theta$ , град	Кут тертя ґрунту по сталі $\varphi$ , град
1	100	35	80	18	40	30
2	105	30	75	19	42	29
3	110	25	70	20	44	28
4	115	20	65	21	46	27
5	120	15	60	22	48	26
6	125	40	50	23	50	25
7	130	20	75	24	40	24
8	135	25	70	25	42	23
9	140	35	65	26	44	20
10	145	30	60	27	46	21
11	150	25	65	28	48	22
12	155	20	70	29	50	23
13	160	15	60	30	40	25
14	100	35	30	29	42	24
15	105	30	75	28	44	23
16	110	45	60	27	46	22
17	115	40	65	26	48	21
18	120	35	70	25	50	20
19	125	30	75	24	40	21
20	130	25	50	21	42	20
21	135	40	75	20	44	22
22	140	30	70	23	46	20
23	145	25	65	24	43	23
24	150	20	60	25	150	22
25	155	25	65	30	44	20

## **2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

Побудувати схему розміщення розпушувальних лап так, щоб уникнути забивання ґрунту між лапами та забезпечити допустиму висоту необроблених гребенів.

1) Виписати вихідні дані з табл. 7.1 відповідно до обраного варіанта.

2) За формулами (7.1) та (7.2) обчислити величину зони деформації ґрунту відповідно до поздовжнього і поперечного напрямків. Щоб уникнути забивання ґрунту між переднім і заднім рядами лап культиватора, відстань між ними прийняти в межах  $l_{кл} = (1,1-1,3)$ .

3) Виходячи з допустимої висоти необроблених гребенів  $h$ , за формулою (7.6) обчислити відстань  $S$  між слідами лап (відстань між лапами в ряду  $A = 2 S$ ).

4) Згідно з вихідними даними і результатами обчислень, у вибраному масштабі накреслити схему розміщення розпушувальних лап (рис.7.2).

### ***Запитання для самоконтролю***

1. Розкажіть про основні параметри і типорозміри основних робочих органів культиваторів.
2. Сформулюйте умови кришення і підрізання шарів ґрунту лапами культиваторів.
3. У чому полягає зміст методики розстановки лап культиватора для міжрядного обробітку?
4. З'ясуйте сутність методики розстановки лап культиватора для суцільного обробітку.
5. Основні вимоги методики побудови зони деформації ґрунту лапою культиватора для суцільного обробітку.

### **ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗМІЩЕННЯ РОЗПУШУВАЛЬНИХ ЛАП НА РАМІ КУЛЬТИВАТОРА ”**

1. Визначити мінімальну відстань між рядами розпушувальних лап культиватора, якщо глибина обробітку 8 см, виліт носка лапи 10 см, кут входження лапи в ґрунт  $30^\circ$  і кут тертя ґрунту по сталі  $35^\circ$ .

2. Обчислити відстань між розпушувальними лапами культиватора в ряду і слідами сусідніх лап, якщо ширина лапи 350 мм, глибина обробітку 10 см, кут входження лапи в ґрунт  $30^\circ$ , кут тертя ґрунту по сталі  $35^\circ$ . Величина перекриття між слідами сусідніх лап 35 мм.

3. Встановити ширину захисної зони при обробітку культиватором картоплі з шириною міжряддя 0,7 м, на гряділі якого встановлені стрілочаста лапа 270 мм і дві односторонні плоскорізальні бритви по 165 мм. Перекриття становить 60 мм. Навести обґрунтовану схему розташування робочих органів секції.

4. Кут тертя бур'янів по лезу культиваторної лапи становить  $f_0 = 24^\circ$ , а ґрунту  $f_e = 28^\circ$ . Визначити, за яких кутів розхилу культиваторної лапи  $\gamma$  буде забезпечено ковзання коренів бур'янів, що знаходяться у ґрунті, по лезу лапи, а також значення оптимального кута розхилу  $\gamma_{opt}$  з точки зору найменшої імовірності забивання.

5. Визначити зону перекриття стрілочастих лап культиватора КПС-4, якщо ширина лап 270 і 330 мм, а в кожному ряду 8 лап.

6. Обчислити максимальне заглиблення розпушувальних лап культиваторів за вихідних даних: відстань між стійками лап 350 мм, ширина стійки 50 мм, кут деформації  $50^\circ$ , кут тертя  $25^\circ$ , кут підйому  $35^\circ$ .

7. Розрахувати відстань між передніми і задніми рядами розпушувальних лап (виліт лап  $l_o = 205$  мм), якщо відстань між стійками лап 350 мм, ширина стійки 50 мм, кут деформації  $50^\circ$ , кут тертя  $25^\circ$ , кут підйому  $35^\circ$ .

8. Визначити мінімальну відстань між рядами розпушувальних лап культиватора, якщо відомо, що глибина обробітку ґрунту  $a = 6$  см, виліт носка лапи  $l_o = 10$  см, кут входження лапи в ґрунт  $\alpha = 30^\circ$ , кут тертя ґрунту по сталі  $\varphi = 35^\circ$ .

9. Культиватор КПС-4 обладнано вісьмома стрілочастими лапами шириною захвату 330 мм і вісьмома лапами шириною захвату 270 мм, лапи розташовані в два ряди. Визначити ширину перекриття.

10. Стрілочаста лапа культиватора має ширину захвату 270 мм, бритви – 165 мм. Визначити перекриття лап за міжрядного обробітку з міжряддями 700 мм, зі захисною зоною 100 мм.

## **Тема 8. РОЗРАХУНКИ ОСНОВНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПОСІВНИХ МАШИН**

*Мета роботи: засвоїти теоретичні положення з визначення експлуатаційно-технологічних показників посівних машин; аналітично і графічно визначити оптимальні геометричні та кінематичні режими їх роботи.*

**Формат листа графічної частини – А3  
Рекомендований масштаб – 5:1**

### **1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ**

#### **1.1. РЯДКОВІ СІВАЛКИ**

**Визначення передаточного відношення системи передач та оптимальної довжини робочої частини жолобків катушки.** Для обґрунтування вибору оптимальної довжини робочої частини жолобків катушки і передаточного відношення системи передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівних апаратів рядкової сівалки визначимо об'єм насіння, який висівається за один оберт катушки.

При цьому загальна довжина рядків на площі, яка дорівнює 1 га, становитиме

$$l = \frac{10000}{a/100} = \frac{1000000}{a}, \quad (8.1)$$

де  $a$  – ширина міжрядь, см.

Маса насіння, що висівається на 1 пог. м рядка за даної норми висіву, може бути розрахована так:

$$m_1 = \frac{H}{l} = \frac{1000Ha}{1000000} = \frac{Ha}{1000}, \quad (8.2)$$

де  $H$  – норма висіву насіння, кг/га.

Маса насіння, що висівається одним висівним апаратом у разі переміщення сівалки за один оберт опорно-приводних коліс, дорівнює

$$m_k = 2m_1 \pi R_k (1 + \delta), \quad (8.3)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт, що враховує проковзування опорно-приводних коліс сівалки по ґрунту і збільшення їх діаметра за рахунок налипання на них ґрунту;  $\delta = 0,04-0,1$ ;

$R_k$  – динамічний радіус кочення опорно-приводного колеса, м.

Для опорно-приводних коліс з пневматичними шинами, що застосовуються на сільськогосподарських машинах,

$$R_k = 0,0122 [D_0 + 2 (1-\lambda) h], \quad (8.4)$$

де  $D_0$  – діаметр обода колеса, дюйм;

$h$  – висота пневматичної шини, яка дорівнює її ширині, дюйм;

$\lambda$  – коефіцієнт усадки пневматичної шини. Для посівних машин  $\lambda = 0,05 - 0,08$ .

Маса насіння, яке має бути висіяне за один оберт котушки висівного апарата, дорівнює

$$m_0 = \frac{m_k}{i}, \quad (8.5)$$

де  $i$  – передаточне число системи передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівних апаратів.

Об'єм насіння, що висівається за один оберт котушки висівного апарата, обчислюють за формулою

$$V_0 = \frac{m_0}{\gamma}, \quad (8.6)$$

де  $\gamma$  – щільність насіння, г/см<sup>3</sup>.

З урахуванням рівнянь (8.2), (8.3), (8.5), (8.6) можна записати, що

$$V_0 = \frac{Ha\pi R_k(1+\delta)}{500i\gamma}. \quad (8.7)$$

Об'єм насіння, яке висівається котушкою висівного апарату, може бути виражений так:

$$V_0 = V_{жс} + V_a, \quad (8.8)$$

де  $V_{жс}$  – об'єм насіння, що висівається жолобками котушки, см<sup>3</sup>;

$V_a$  – об'єм насіння, що висівається за рахунок їх активного шару при обертанні котушки, см<sup>3</sup>.

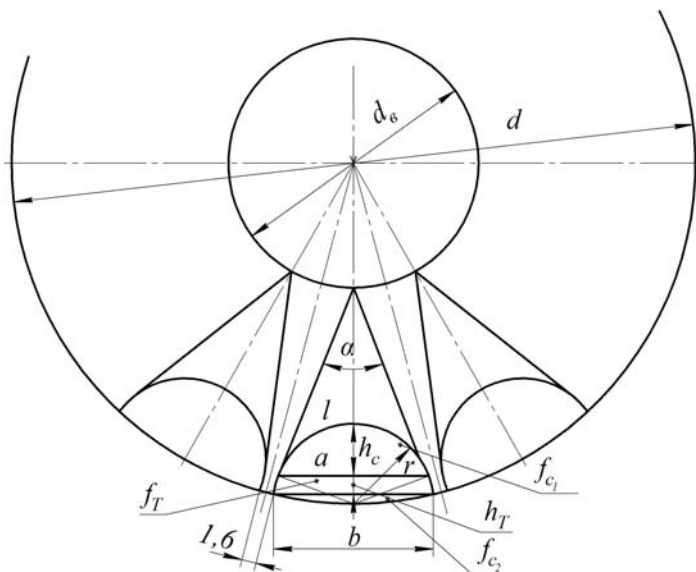
Об'єм насіння, що висівається жолобками за один оберт котушки, дорівнює

$$V_{жс} = f_{жс} z L, \quad (8.9)$$

де  $f_{жс}$  – площа поперечного перетину жолобка, см<sup>2</sup>;

$Z$  – кількість жолобків на котушці, шт.;

$L$  – довжина робочої частини жолобків котушки, см.



**Рис. 8.1. Визначення площі поперечного перетину жолобка**

Для визначення площі поперечного перетину жолобка (рис.8.1) необхідно намалювати в масштабі, наприклад 5:1 або більшому, два концентричних кола, діаметри яких рівні  $d$  і  $d_e$ , де  $d$  – діаметр котушки, заміряний по перемичках між жолобками ( $d = 50\text{--}51$  мм);  $d_e$  – діаметр внутрішнього допоміжного кола ( $d_e = 18$  мм). Розділяють указані кола радіусами на 22 частини. На зовнішньому колі котушки через радіус відкладають у прийнятому масштабі симетрично ширину перемичок між жолобками, рівну 1,6 мм. Краї перемичок тонкими прямими лініями з’єднують поміж собою і з точками перехрещення радіусів, спрямованих по осі жолобків, з допоміжним колом.

Із точок перетину осьових радіусів зі зовнішнім колом опускають перпендикуляри на бокові сторони одержаних трикутників. Приймаючи довжину одержаного перпендикуляра за радіус, округляють дно жолобка дугою, дотичною до обох його бокових стінок. Крайні точки дуги з’єднують поміж собою тонкою лінією.

Площу поперечного перетину жолобка можна визначити як суму площ одержаних двох сегментів і розміщеної між ними трапеції. Необхідні для проведення розрахунків розміри беруть з одержаного креслення і розділяють на прийнятий масштаб.

Довідкові дані:

а) площа сегмента дорівнює

$$f_c = \frac{1}{2} [lr - a(r - h_c)],$$

де  $l$  – довжина дуги;

$a$  – хорда (менша основа трапеції);

$r$  – радіус кола;

$h_c$  – стріла сегмента.

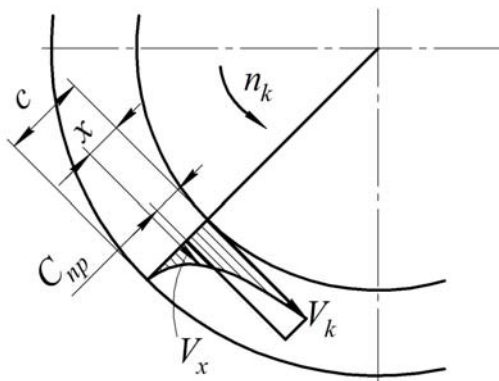
б) площа трапеції

$$f_T = \frac{(a + b)h_T}{2}$$

де  $a$  і  $b$  – основи трапеції;

$h_T$  – її висота.

Активним називають шар насіння, розташований за межами жолобків, що рухається разом з катушкою за рахунок сил зчеплення з її поверхнею. Швидкість руху насіння в цьому шарі змінюється від величини, що дорівнює круговій швидкості  $V_k$  точок на зовнішній поверхні катушки, які доторкуються до насіння, до нуля (рис.8.2). З метою спрощення в розрахунках використовують умовний приведенний активний шар  $C_{np}$ , через який за один оберт катушки проходить стільки ж насіння, як і через дійсний активний шар, але в припущенні, що швидкість руху насіння по всій товщині цього умовного активного шару однакова і дорівнює  $V_k$ .



**Рис. 8.2. Схема зміни швидкості руху насіння в активному шарі**

Відома емпірична формула для визначення товщини приведенного активного шару насіння

$$C_{np} = b + \varepsilon L, \quad (8.10)$$

де  $L$  – довжина робочої частини жолобків катушки, см;

$b$  і  $\varepsilon$  – коефіцієнти, значення яких знайдено дослідно; для пшениці  $b = 0,17$  см,  $\varepsilon = 0,02$ ; для жита  $b = 0,15$  см,  $\varepsilon = 0,03$ .

З урахуванням того, що товщина приведенного активного шару в багато разів менша за радіус котушки, об'єм насіння, що висівається за рахунок цього шару за один оберт котушки, може бути визначений за формулою

$$V_a = \pi d c_{np} L = \pi d b L + \pi d \varepsilon L^2. \quad (8.11)$$

Враховуючи рівняння (8.9) і (8.11), формулу (8.8) переписуємо так:

$$V_0 = (f_{\text{жс}} Z + \pi d b) L + \pi d \varepsilon L^2. \quad (8.12)$$

Прирівнявши формули (8.7) і (8.9), одержимо, що

$$\frac{H a \pi R_k (1 + \delta)}{500 i \gamma} = (f_{\text{жс}} Z + \pi d b) L + \pi d \varepsilon L^2. \quad (8.13)$$

Із рівняння (8.13) маємо

$$i = \frac{H a \pi R_k (1 + \delta)}{500 \gamma [(f_{\text{жс}} Z + \pi d b) L + \pi d \varepsilon L^2]}. \quad (8.14)$$

Під час розрахунків у формулу (8.14) підставляють можливу максимальну робочу довжину жолобків котушки. Одержане передаточне число порівнюють з указаним в технічній характеристиці машини (табл. 8.3), приймають найближче більше, після чого визначають попередньо необхідну довжину робочої частини жолобків. Для цього розв'язують квадратне рівняння (8.13) відносно  $L$

$$L = \frac{-f_{\text{жс}} Z - \pi d b + \sqrt{f_{\text{жс}}^2 Z + \pi d b^2 + \frac{H a \pi^2 R_k d \varepsilon (1 + \delta)}{125 i \gamma}}}{2 \pi d \varepsilon}. \quad (8.15)$$

У формулах (8.14) і (8.15) величини  $b$ ,  $L$  та  $d$  підставляти в сантиметрах.

**Визначення маси насіння для установки сівалки на норму висіву.** Маса насіння, яке має бути висіяне на один квадратний метр поля за заданої норми висіву, становитиме

$$q = \frac{H}{10000} = H \cdot 10^{-4}, \quad (8.16)$$

де  $H$  – норма висіву насіння, кг/га.

Площа, що засівається сівалкою при переміщенні її вперед за  $z$  обертів колеса, дорівнюватиме

$$F = 2z B \pi R_k (1 + \delta), \quad (8.17)$$

де  $B$  – ширина захвату сівалки, м.

Масу насіння (кг), яке має бути висіяне за  $z$  обертів колеса, розраховують за формулою

$$Q = qF = \frac{2HzB\pi R_k(1 + \delta)}{10000}. \quad (8.18)$$

**Перевірка правильності установки сівалки на норму висіву в польових умовах.** Для виконання цієї роботи необхідно під час руху агрегату гачком підняти один сошник так, щоб насіння, що висівається, на довжині рядка 2–2,5 м падало на поверхню поля. Потім у середній частині ділянки рядка підраховують кількість фактично висіяного насіння і порівнюють з розрахованим. Останнє можна визначити з певних міркувань.

Як уже відомо, маса насіння, що висівається на 1 пог. м рядка, дорівнює

$$m_1 = Ha / 1000.$$

Поділивши цю масу насіння на масу одного зерна, знайдемо кількість насінин в штуках, що висівається на 1 пог. м рядка за заданої норми висіву.

Одним із показників, що характеризують насіння, є маса 1000 зерен. Наприклад, маса 1000 зерен пшениці, залежно від її сорту, умов вирощування та інших показників, знаходиться в межах 17–42 г. Середня маса однієї насінини може бути знайдена шляхом ділення величини маси 1000 шт. на 1000, або  $\delta/1000$ , де  $\delta$  – маса 1000 зерен. Підставивши це значення маси однієї насінини в формулу для визначення маси насіння, яке має бути висіяне на 1 пог. м рядка, одержимо

$$\mu = Ha / \delta. \quad (8.19)$$

## 1.2. СІВАЛКИ ТОЧНОГО ВИСІВУ

**Визначення загального передаточного числа системи передач від опорно-приводних коліс сівалки до вала диска висівного апарата.** До сівалок точного висіву відносять сівалки для висіву просапних культур пунктирним способом. Розрахунки виконують за тими ж самими формулами, що й для сівалок, обладнаних і механічним, і пневматичним висівними апаратами.

У разі висіву пунктирним способом насінини мають бути розташовані на відстані  $l_n$  одна від одної. Ця відстань вимірюється перекочуванням обода приводного колеса, що рухається по полю. Тому

$$l_n = R_k \alpha (1 + \delta), \quad (8.20)$$

де  $\alpha$  – кут повороту за відрізок часу, що перебігає після висіву між першою насіниною і другою;

$R_k$  – динамічний радіус кочення приводного колеса.

Із рівняння (8.20) маємо, що

$$\alpha = \frac{l_n}{R_k (1 + \delta)}. \quad (8.21)$$

За час переміщення сівалки на відстань  $l_n$  диск висівного апарата повертається на центральний кут

$$\beta = \frac{2\pi}{z}, \quad (8.22)$$

де  $z$  – кількість комірок або отворів у диску.

Загальне передаточне число системи передач від вала опорно-приводного колеса до вала диска висівного апарату дорівнює

$$i = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{2\pi}{z} \cdot \frac{l_n}{R_k (1 + \delta)} = \frac{2\pi R_k (1 + \delta)}{l_n z}. \quad (8.23)$$

Якщо конструкція сівалки не передбачає можливості встановлення такого або близького до нього за величиною передаточного числа, то необхідно підібрати з інших машин зірочку з необхідною кількістю зубців для використання як змінної в одній із ланцюгових передач для одержання необхідного (розрахованого) передаточного відношення.

**Визначення максимально допустимої швидкості руху сівалки.** Під час роботи сівалок з висівними апаратами типу, що використовуються на сівалках ССТ-12, СУПН-8 та їх модифікаціях, допустима колова швидкість переміщення комірок (отворів) диска в шарі насіння не повинна перевищувати  $V_\delta = 0,3-0,35$  м/с.

Оскільки  $V_\delta = \omega_\delta r_\delta$ , то

$$\omega_\delta = \frac{V_\delta}{r_\delta}, \quad (8.24)$$

де  $r_\delta$  – радіус диска у висівних апаратах сівалок ССТ-12 або радіус кола, на якому розташовані отвори на диску висівного апарата сівалки типу СУПН-8, м;

$\omega_\delta$  – кутова швидкість диска висівного апарата,  $\text{с}^{-1}$ .

Так як  $V_M = \omega_\kappa (I + \delta)$ , то

$$\omega_\kappa = \frac{V_M}{R_k(1 + \delta)}, \quad (8.25)$$

де  $V_M$  – швидкість поступального руху машини,  $\text{м/с}$ ;

$\omega_\kappa$  – кутова швидкість колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Передаточне число системи передач від вала опорно-приводних коліс до диска висівного апарату дорівнює

$$i = \frac{\omega_\delta}{\omega_\kappa} = \frac{V_\delta}{r_\delta} \cdot \frac{V_M}{R_k(1 + \delta)} = \frac{V_\delta R_k (I + \delta)}{V_M r_\delta}. \quad (8.26)$$

Прийнявши у формулі (8.7)  $V_M = V_{M \max}$  і прирівнявши вирази (8.4) та (8.7), після виконання нескладних перетворень одержимо

$$V_{M \max} = \frac{l_n z V_\delta}{2\pi r_\delta}. \quad (8.27)$$

Необхідно мати на увазі, що

$$l_n = \frac{1000}{a/100 \cdot n} = \frac{1000000}{a \cdot n}, \quad (8.28)$$

де  $a$  – ширина міжрядь,  $\text{см}$ ;

$n$  – кількість насіння,  $\text{шт./га}$ .

Підставивши отримані значення в рівняння (8.8), одержимо

$$V_{M \max} = \frac{500000 z V_\delta}{\pi r_\delta a n}. \quad (8.29)$$

З формули (8.29) витікає, що збільшення норми висіву насіння для одержання якісного висіву потребує зниження швидкості руху сівалки. Те ж саме слід зробити і за необхідності збільшення ширини міжрядь, не змінюючи норми висіву. Максимально допустима робоча швидкість руху сівалки може бути збільшена за рахунок встановлення диска з більшим числом комірок (отворів).

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Використовуючи вихідні дані (табл. 8.1, 8.2) та інформаційно-довідкові матеріали (табл. 8.3), визначають графічно площу поперечного перетину жолобка котушки та проводять розрахунок основних експлуатаційно-технологічних показників, на основі яких проводять підготовку сівалки до роботи.

Таблиця 8.1

**Вихідні дані для виконання розрахунків по рядкових сівалках**

Варіант	Марка сівалки	Культура	$H$ , кг/га	$\gamma$ , г/см <sup>3</sup>	$\sigma$ , г/1000 шт.
1	СЗ-3,6	пшениця	180	0,79	38
2	СЗП-3,6	пшениця	200	0,80	42
3	СЗС-2,1	пшениця	220	0,82	46
4	СЗУ-3,6	пшениця	250	0,83	48
5	СЗ-3,6	жито	130	0,65	36
6	СЗП-3,6	жито	150	0,68	38
7	СЗС-2,1	жито	180	0,70	40
8	СЗУ-3,6	жито	200	0,73	40
9	СЗА-3,6	жито	170	0,79	50

Для виконання роботи задають певні параметри.

*Рядкові сівалки:*

$H$  – норма висіву, кг/га;

$\gamma$  – щільність насіння, г/см<sup>3</sup>;

$\sigma$  – маса 1000 насінин, г

*Сівалки точного висіву:*

$l_n$  – крок сівки, м;

$n$  – норма висіву, шт./га

Таблиця 8.2

**Дані до розрахунків по сівалках точного висіву**

Варіант	Марка сівалки	Культура	$l_n$ , м	$n$ , шт./га
1	СУПН-6	кукурудза	0.5	29000
2	СУПН-8	кукурудза	0,3	45000
3	СУПН-8	соняшник	0,2	70000
4	СКПП-12	кукурудза	0,4	35000
5	СКПП-12	соняшник	0,1	144000
6	ССТ-12	буряк	0,1	222200
7	ССТ-12	буряк	0,07	311100
8	ССТ-18	буряк	0,05	444400
9	ССТ-18	буряк	0,02	1111000

Під час виконання розрахунків необхідно мати на увазі, що рівномірність висіву насіння по довжині рядків підвищується із збільшенням довжини робочої частини жолобків котушки. Тому

необхідно прагнути до використання якнайбільшої довжини жолобків котушки, а норму висіву встановлювати за рахунок зміни частоти обертання котушки.

Робота виконується в такій послідовності:

- графічно визначають площу поперечного перетину жолобка;
- обчислюють оптимальне значення передаточного числа системи передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівного апарата рядкової сівалки за залежністю (8.14);
- визначають фактичне передаточне число з урахуванням параметрів системи передач на сівалці (табл. 8.3);
- обчислюють необхідну довжину робочої частини жолобків котушки за формулою (8.15);
- розраховують масу насіння для установки сівалки на задану норму висіву за залежністю (8.18);

Таблиця 8.3

***Основні параметри систем передач рядкових сівалок та сівалок точного висіву***

Марка сівалки	Розмір опорно-приводних коліс, дюйм	Діаметр робочих елементів, мм	Кількість жолобків, комірок або отворів висівного апарата, шт.	Передаточні числа системи передач
СЗ-3,6 крім СЗП-3,6	9,5–32	50	12	0,198 0,428 0,616 1,33
СЗП-3,6	Діаметр приводного котка 550 мм	50	12	те саме
СЗС-2,1	Діаметр приводного котка 550 мм	50	12	0,291 0,368 0,583
СУПН-8	5,0–10,0	120	14–22	0,208 0,499 0,236 0,572 0,285 0,633 0,330 0,661 0,366 0,729 0,412 0,747 0,452
ССТ-12	5,0–10,0	220	70·3=210	те саме

- встановлюють кількість зерен, які за заданої норми мають бути висіяні на 1 пог. м рядка, за формулою (8.19);
- визначають передаточне число системи передач сівалки точного висіву і уточнюють з урахуванням параметрів цього показника на сівалці (табл. 8.3);
- обчислюють максимально допустиму швидкість руху сівалки за заданої норми висіву насіння, використовуючи залежність (8.10).

За результатами виконаної роботи оформляють звіт та графічну частину роботи, а також формують висновки стосовно отриманих результатів та досягнення поставленої мети.

### *Запитання для самоконтролю*

1. Як визначити площу поперечного перетину жолобка котушки?
2. Наведіть розрахунок об'єму насіння в жолобках котушки.
3. Визначте товщину активного шару насіння.
4. Обчисліть об'єм насіння, яке висівається за один оберт котушки.
5. Розкажіть, як визначають робочий об'єм котушки.
6. Як розрахувати необхідну норму висіву насіння в штуках на гектар?
7. Що відомо про визначення загального передаточного відношення приводу від опорно-приводного колеса сівалки до вала висівних апаратів?
8. З'ясуйте послідовність знаходження передаточних відношень.

### *Задачі за темою “Розрахунки основних експлуатаційно-технологічних показників посівних машин”*

1. Визначити кількість насіння на одному погонному метрі, якщо маса 1000 зерен 32 г і рядкова сівалка встановлена на норму 160 кг/га.

2. Обчислити довжину шляху сівалки СЗ-3,6 до спустошення насінневих ящиків, якщо об'єм насінневих ящиків 500 дм<sup>3</sup>, коефіцієнт заповнення насінневих ящиків 0,8, об'ємна маса насіння 800 кг/м<sup>3</sup> і норма висіву 220 кг/га.

3. Визначити довжину шляху сівалки без досипання насіння, якщо відомо, що об'єм насінневих ящиків  $W = 500$  дм<sup>3</sup>, коефіцієнт заповнення насінневих ящиків  $k = 0,8$ , об'ємна маса зерна  $\gamma = 800$  кг/м<sup>3</sup>, норма висіву  $Q = 180$  кг/га, ширина захвату сівалки  $B = 3,6$  м.

4. Встановити розрахункову норму висіву насіння на сівалці при коефіцієнті ковзання коліс  $\delta = 0,07$ , щоб забезпечити задану норму висіву  $Q = 180$  кг/га.

5. Зернова сівалка з діаметром ходових коліс  $D = 1,25$  м встановлена на міжряддя  $a = 150$  мм. Визначити передаточне число від осі ходових коліс до вала висівних апаратів при нормі висіву вівса  $Q = 140$  кг/га, якщо відомо, що робочий об'єм катушки  $V_o = 35$  см<sup>3</sup>, об'ємна маса вівса  $\gamma = 0,48$  г/см<sup>3</sup>.

6. Визначити передаточне відношення від ходових коліс до вала висівних апаратів сівалки, що необхідне для висіву норми 220 кг/га, якщо об'ємна маса насіння 0,75 кг/дм<sup>3</sup>, зовнішній діаметр катушки 5 см, довжина її робочої частини 3 см, число жолобків 12, площа поперечного перетину жолобка 0,5 см<sup>2</sup>, дійсна товщина активного шару 0,8 см, показник  $m = 2,6$ , діаметр ходового колеса  $D = 1,22$  м, ширина міжрядь  $b = 0,15$  м, коефіцієнт заповнення – 0,9.

7. Висівний апарат рядкової сівалки обладнано зсувною катушкою; визначити робочий об'єм катушки (ковзання ходових коліс 8 %), необхідний для висіву ячменю в кількості 120 кг/га ( $\gamma_{я} = 0,65$  г/см<sup>3</sup>), жита – 100 кг/га ( $\gamma_{ж} = 0,72$  г/см<sup>3</sup>) або пшениці – 140 кг/га ( $\gamma_{п} = 0,76$  г/см<sup>3</sup>). Ширина міжрядь 0,15 м, передаточне число до вала апаратів  $i = 0,49$ , діаметр ходових коліс  $D = 1,25$  м.

8. При встановленні чотирирядної овочевої сівалки на норму висіву 15 кг/га в досліді були отримані такі дані: за 30 обертів приводного колеса 1-й апарат висіяв 67 г насіння, 2-й – 70 г, 3-й – 74 г, 4-й – 69 г. Діаметр приводного колеса  $D = 0,7$  м, ширина міжрядь  $b = 0,7$  м. Необхідно:

1) дати оцінку точності регулювання окремих висівних апаратів;

2) перевірити, чи правильно встановлена сівалка на задану норму висіву.

## Тема 9. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ МОТОВИЛА

*Мета роботи:* засвоїти теоретичні положення щодо визначення раціональних параметрів мотовила жатки, аналітично і графічно визначити оптимальні геометричні та кінематичні режими його роботи.

**Формат листа графічної частини – А3**  
**Рекомендований масштаб – 1:10**

### 1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Під час роботи жатної машини мотовило відділяє від основної маси і підводить до різального апарата порцію рослин, утримує їх при зрізуванні й укладає на транспортер жатки (рис. 9.1).

Рівняння руху планки мотовила можна записати так:

$$x = v_m \cdot t + R \cdot \cos \omega t, \quad (9.1)$$

$$y = (H + t) - R \sin \omega t, \quad (9.2)$$

де  $v_m$  – швидкість поступального руху жатки, м/с;

$R$  – радіус мотовила, м;

$H$  – висота розташування вала мотовила над різальним апаратом, м;

$h$  – висота зрізу стебел, м;

$\omega$  – кутова швидкість мотовила,  $\text{с}^{-1}$ ;

$t$  – час, с.

Горизонтальна та вертикальна складові абсолютної швидкості руху планки мотовила відповідно дорівнюють:

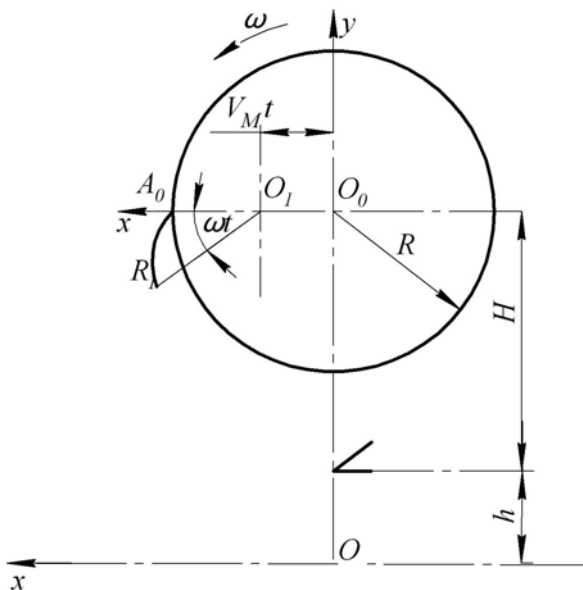
$$v_x = \frac{dx}{dt} = v_m - R \cdot \omega \cdot \sin \omega t; \quad v_y = \frac{dy}{dt} = -R \cdot \omega \cdot \cos \omega t.$$

Для того щоб мотовило направляло стебла до різального апарата, горизонтальна складова абсолютної швидкості руху планок на нижній ділянці траєкторії повинна бути меншою від нуля, тобто необхідно виконати умову

$$v_m - R \cdot \omega \cdot \sin \omega t < 0. \quad (9.3)$$

Оскільки максимальне значення  $\sin \omega t$  дорівнює одиниці, умова (9.3) буде виконуватися лише за  $R \cdot \omega > v_m$ . Відношення

$$R \cdot \omega / v_m = \lambda$$



**Рис. 9.1. Схема роботи мотовила**

прийнято називати коефіцієнтом кінематичного режиму роботи мотовила. Якщо  $R \cdot \omega > v_m$ , то  $\lambda > l$ . Тому траєкторія абсолютного руху планки мотовила за нормального протікання технологічного процесу роботи – видовжена циклоїда (трохоїда), яка має в нижній частині петлю.

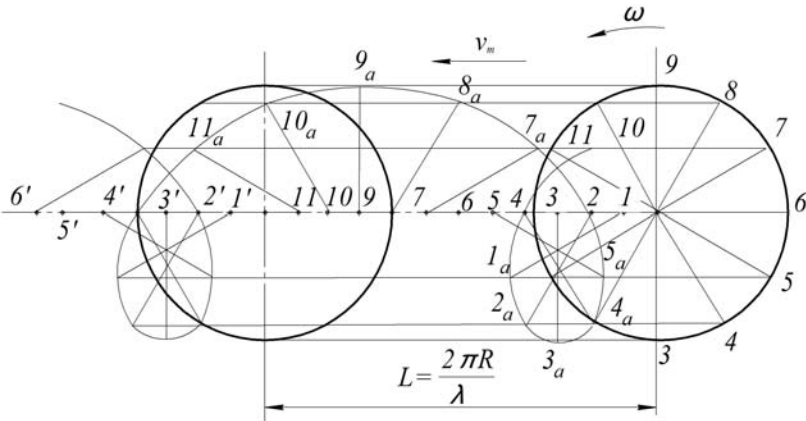
Побудувати траєкторію абсолютного руху планки мотовила можна шляхом визначення координат проміжних її точок по рівняннях (9.1) і (9.2) або графічним шляхом. В останньому випадку роботу необхідно виконати в такому порядку (рис. 9.2):

а) радіусом, рівним радіусу мотовила, в прийнятому масштабі накреслити коло і розбити його на довільну кількість рівних частин (у нашому прикладі 12 частин);

б) із центра кола в прийнятому масштабі відкласти по горизонтальній осі відрізок  $L = 2\pi \cdot R / \lambda$ , рівний переміщенню мотовила в поступальному русі за один його оберт, і розбити на таку саму кількість рівних частин;

в) із точки  $I$  на горизонтальній осі провести тонку допоміжну горизонтальну пряму, паралельну радіусу  $O_1$ ;

г) із точки  $I$  на колі провести тонку допоміжну горизонтальну пряму до перетину в точці  $Ia$  на горизонтальній осі;



**Рис. 9.2. Схема побудови траєкторії руху планки мототила**

д) описаними в пунктах “в” і “г” способами знайти розташування точок  $2_a, 3_a, 4_a, \dots, n_a$ ;

е) точки  $1_a, 2_a, 3_a, \dots, n_a$  з'єднати плавною кривою.

Отримана крива є траєкторією абсолютного руху планки мототила.

Для більшої наочності від точки  $O$  доцільно відкласти на горизонтальній осі відрізок  $\approx 0,5L$  і описаним способом продовжити побудову траєкторії руху планки мототила.

Величина петлі траєкторії абсолютного руху планки залежить від величини коефіцієнта  $\lambda$ . При  $\lambda = 1$  петля відсутня, що свідчить про невиконання мототилом своїх функцій.

У момент входження планки мототила в рослинну масу (рис. 9.3)  $v_x = 0$ , тобто  $v_m - R \cdot \omega \cdot \sin \omega t_1 = 0$ .

$$\text{Звідки } \sin \omega t_1 = \frac{v_m}{R \cdot \omega} = \frac{l}{\lambda},$$

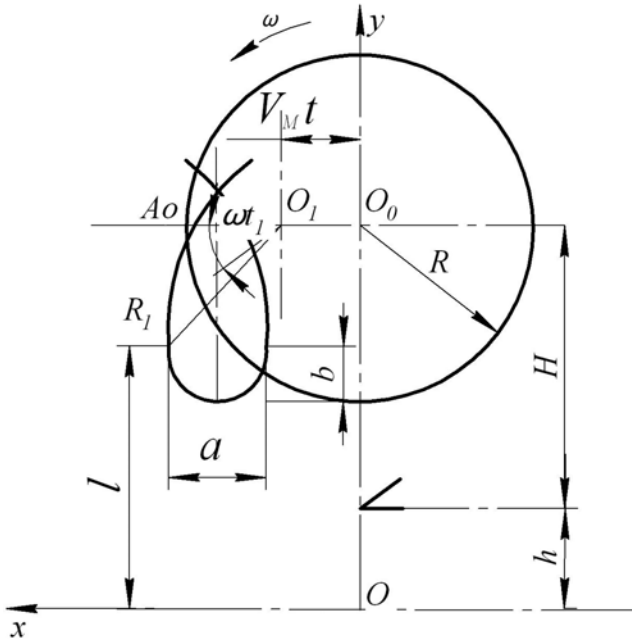
де  $\omega t_1$  – кут повороту планки мототила від горизонтального положення до положення, за якого планка торкається рослин (входить у масу).

Величина коефіцієнта кінематичного режиму роботи мототила, за даними літературних джерел, приймається в межах від 1,15 до 2,0. Із збільшенням швидкості поступального руху жатки величину цього коефіцієнта рекомендується зменшити. Так, ВИСХОМ рекомендує з підвищенням швидкості жатки з 0,6 до 1,9 м/с зменшувати цей коефіцієнт з 1,64–1,85 до 1,16.

Для обґрунтування величини коефіцієнта кінематичного режиму роботи мотовила розглянемо процес взаємодії планки з колосом у момент входження її в рослинну масу. Як уже вказувалося, в цей момент  $v_x = 0$ . Отже, в момент входження в рослинну масу планка ударяє по колосках зі швидкістю, направленою вертикально вниз і рівною

$$v_y = -R \cdot \omega \cdot \cos \omega t_1 = -R \cdot \omega \cdot \sqrt{1 - \frac{I}{\lambda^2}} = \frac{R \cdot \omega}{\lambda} \cdot \sqrt{\lambda^2 - I}.$$

Оскільки  $R \cdot \omega = \lambda \cdot v_m$ , то  $v_y = -v_m \cdot \sqrt{\lambda^2 - I}$ . (9.5)



**Рис. 9.3. Схема до обґрунтування величини коефіцієнта кінематичного режиму роботи мотовила**

Якщо величина цієї швидкості перевищує допустиму для культури, що збирається, відбувається вимолот зерна, яке падає на поверхню поля і є незворотньою втратою. За даними досліджень, залежно від ступеня стиглості зерна в колосі пшениці і його вологості, допустима величина вертикальної складової абсолютної швидкості руху планок мотовила знаходиться у межах, м/с

$$[v_y] = -(1,4 - 2,6).$$

Прийнявши в рівнянні (9.5)  $v_y = [v_y]$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} [v_y] &= -v_m \cdot \sqrt{\lambda^2 - 1}; \\ [v_y]^2 &= \lambda^2 \cdot v_m^2 - v_m^2; \\ \lambda &= \sqrt{\frac{[v_y]^2}{v_m^2} + 1}. \end{aligned} \quad (9.6)$$

Прийнявши  $[v_y] = -1,4$  м/с,  $v_m = 2$  м/с, отримаємо  $\lambda = 1,22$ , що є близьким до рекомендованого ВИСХОМом значення.

Таким чином, величину коефіцієнта кінематичного режиму роботи мотовила слід вибирати не тільки залежно від швидкості поступального руху жатки, а й від фізико-механічних властивостей культури, що збирається, в межах від

$$\lambda_{max} = \sqrt{\frac{[v_y]_{max}^2}{v_{m_{min}}^2} + 1} \quad (9.7)$$

до

$$\lambda_{min} = \sqrt{\frac{[v_y]_{min}^2}{v_{m_{max}}^2} + 1}. \quad (9.8)$$

Найчастіше показник кінематичного режиму роботи мотовила жатки знаходять за формулою

$$\lambda_H = \sqrt{\frac{[v_y]_H^2}{v_{m_H}^2} + 1}, \quad (9.9)$$

де  $[v_y]_H$  – допустима величина вертикальної складової абсолютної швидкості руху планки у найбільш поширених умовах роботи жатки;

$v_{m_H}$  – швидкість, що найчастіше використовується, поступального руху жатки.

Із виразу (9.6) можна визначити також допустиму максимальну швидкість руху жатки при роботі з мотовилом, м/с

$$v_{max} = -\frac{[v_y]}{\sqrt{\lambda^2 - 1}}. \quad (9.10)$$

При  $v_x = 0$  хорда петлі траєкторії абсолютного руху планки мотовила має найбільшу довжину  $a$  (рис. 9.3). Планка мотовила укладає зрізані стебла на транспортер жатки. Для того щоб зрізані стебла не перевалювалися через планку, в своєму нижньому поло-

женні планка має торкатися стебел не нижче центра мас. Приймавши, що контакт планки зі зрізаними стеблами проходить на рівні положення його центра мас (рис. 9.3), можна записати, що

$$b = R - R \cdot \sin \omega t_1 = R \cdot (1 - \sin \omega t_1) = R \cdot \left(1 - \frac{l}{\lambda}\right), \quad (9.11)$$

де  $b$  – глибина занурення планки мотовила в рослину масу, м.

Позначимо

$$\frac{b}{l-h} = \alpha, \quad (9.12)$$

де  $l$  – довжина незрізаного стебла, м;

$h$  – висота зрізу стебла, м.

Тоді з наведеної формули (9.12) витікає

$$b = \alpha \cdot (l - h). \quad (9.13)$$

Прирівнявши рівняння (9.11) та (9.13), отримаємо, що  $\alpha \cdot (l-h) = R \cdot (1-l/\lambda)$ .

Звідки

$$R = \frac{\alpha \cdot (l-h)}{1-l/h}, \quad (9.14)$$

Для наближеного розрахунку приймають  $\alpha = 0,33$ . Більш точно, з урахуванням конкретних умов роботи мотовила, величину коефіцієнта  $\alpha$  для стебел зернових культур можливо визначити за емпіричною залежністю

$$\alpha = 0,22 + 0,1 \cdot \mu \cdot (l - h),$$

де  $\mu = 1,0 \text{ м}^{-1}$  – коефіцієнт пропорційності.

Визначаючи радіус мотовила, слід використовувати дані, які найбільш часто зустрічаються під час роботи жатки відповідно величини  $l$  і  $h$ .

У зв'язку з підпором попереду розташованими рослинами і впливом ширини планок мотовило задовільно працює і при контакті зі зрізаними стеблами дещо вище розташування центра маси. З урахуванням викладеного формула (9.14) може бути записана так:

$$R = \beta \frac{\alpha \cdot (l_H - h_H)}{1 - l/\lambda_H}, \quad (9.15)$$

де  $\beta = 1,0-0,85$  – поправочний коефіцієнт;

$l_H, h_H$  і  $\lambda_H$  – параметри, які найбільш часто зустрічаються під час роботи жатки, відповідно довжини незрізаного стебла, висоти зрізу і коефіцієнта кінематичного режиму роботи мотовила.

З метою зменшення габаритів мотовила величину коефіцієнта  $\beta$  приймають тим меншою, чим більша висота стебла культури, для збирання якої призначена жатка.

Із формули (9.15) витікає, що для універсальних жаток, працюючих на скошуванні культур з високими і з низькими стеблами, необхідно мати мотовило зі змінним радіусом. Таке мотовило, наприклад, використовується в силосозбиральних комбайнах.

Залежно від висоти стебел вал мотовила встановлюють на різній висоті  $H$  над різальним апаратом. Із рис. 9.3 видно, що

$$H = l + R \cdot \sin \alpha t_1 - h = l + \frac{R}{\lambda} - h.$$

Оскільки величини  $l$ ,  $\lambda$  та  $h$  є непостійними, можна записати

$$H_{max} = l_{max} + \frac{R}{\lambda_{min}} - h_{min}. \quad (9.16)$$

За мінімальної висоти установки вала мотовила між його планками і різальним апаратом повинен залишатися зазор. Тому

$$H_{min} = R + \Delta H, \quad (9.17)$$

де  $\Delta H$  – мінімально допустима величина зазору між планками мотовила і різальним апаратом (звичайно приймають  $\Delta H = 0,05$  м).

Коефіцієнт корисної дії при розташуванні вала мотовила над різальним апаратом (винос вала мотовила вперед дорівнює нулю) знаходять за формулою

$$\eta = \frac{z \cdot \left( \arcsin \frac{l}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - l^2} - \frac{\pi}{2} \right)}{2\pi}. \quad (9.18)$$

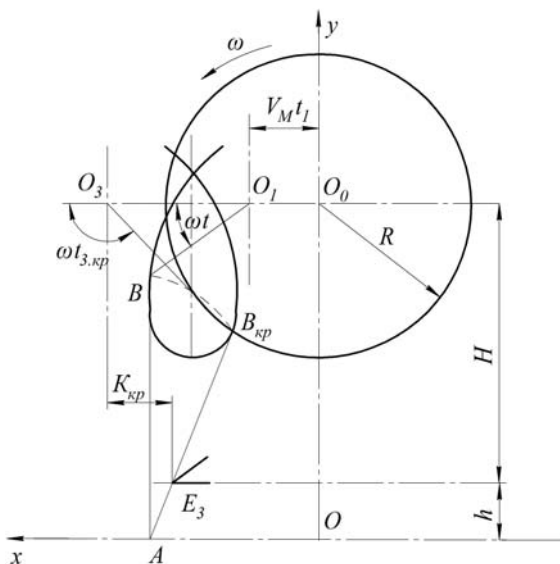
Із формули (9.18) витікає, що коефіцієнт корисної дії мотовила змінюється залежно від величини коефіцієнта  $\lambda$ .

У разі виноса вала мотовила вперед відносно різального апарата коефіцієнт корисної дії збільшується. При роботі жатних машин коефіцієнт корисної дії  $\eta$  залежно від величини коефіцієнта  $\lambda$  і виносу вала мотовила змінюється в межах 0,2 – 0,8.

Під час експлуатації жатних машин треба пам'ятати, що величина виносу мотовила відносно різального апарата обмежується критичним значенням, тобто

$$K_{дон} < K_{кр},$$

де  $K_{дон}$ ,  $K_{кр}$  – відповідно допустиме та критичне значення виносу вала мотовила.



**Рис. 9.4. Схема розрахунку критичного значення виносу вала мотовила**

За критичного виносу мотовила вперед частина стебел може вислизнути з-під планки до їх зрізу. Величину критичного виносу вала мотовила легше визначити графічно. Для цього із точки  $B$  проводять дугу радіусом, рівним довжині незрізаного стебла, до перетину її в точці  $B_{кр}$  із задньою гілкою петлі траєкторії руху планки мотовила (рис. 9.4).

Точку  $B_{кр}$  з'єднують прямою з точкою  $A$ . У місці перетину цієї прямої з горизонтальною прямою, яка розміщена на висоті  $h$  над рівнем ґрунту, розташовують різальний апарат (точка  $E_3$  на рис. 9.4). Із точки  $B_{кр}$  радіусом, рівним радіусу мотовила, роблять відмітку на осі  $x$  (точка  $O_3$ ) і проводять радіус  $O_3 B_{кр}$ . Відстань між точками  $E_3$  і  $O_3$ , заміряна по горизонталі, в прийнятому масштабі визначає критичну величину виносу вала мотовила вперед відносно різального апарата.

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Досягти правильних результатів у розрахунках параметрів роботи мотовила за мінімального витрачання часу можливо шляхом глибокого вивчення теоретичного матеріалу, чіткої послідовності виконання операцій, користуючись вихідними даними (табл. 9.1):

- 1) за формулами (9.7), (9.8) і (9.9) обчислити коефіцієнти кінематичного режиму роботи мотовила  $\lambda_{max}$ ,  $\lambda_{min}$ ,  $\lambda_H$ ;
- 2) за формулою (9.15) визначити радіус мотовила;
- 3) використовуючи формулу (9.4), розрахувати кут повороту вала мотовила до моменту входження планки в рослинну масу;
- 4) побудувати траєкторію руху планки мотовила;

Таблиця 9.1

### Вихідні дані з розрахунку параметрів та режимів роботи мотовила

Показник	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Швидкість руху збиральної машини $V_m$ , м/с: <i>min</i> <i>nom</i> <i>max</i>										
	1,2	1,5	1,0	1,8	0,8	2,1	1,1	2,0	1,6	0,8
	2,0	2,2	1,8	2,6	2,4	3,0	2,5	3,2	2,7	1,5
	3,2	3,6	3,0	4,0	4,5	5,0	4,2	4,6	4,1	2,4
Вертикальна складова швидкості руху планки мотовила $[V_y]$ , м/с: <i>min</i> <i>nom</i> <i>max</i>										
	1,1	0,9	1,4	1,2	1,3	0,8	0,8	1,3	1,2	1,1
	1,4	1,3	1,7	1,5	1,8	1,2	1,3	1,6	1,8	1,6
	1,8	1,5	2,1	1,9	2,2	1,7	1,7	2,1	2,4	2,2
Висота рослини $l$ , м: <i>nom</i> <i>max</i>										
	0,6	0,4	0,5	0,7	0,4	0,8	0,6	0,4	0,7	0,6
	1,0	0,8	1,2	1,1	0,9	1,2	1,2	0,9	1,4	0,9
Висота зрізання рослин $h$ , м: <i>nom</i> <i>max</i>										
	0,08	0,06	0,1	0,09	0,1	0,07	0,09	0,07	0,12	0,8
	0,15	0,12	0,18	0,16	0,2	0,18	0,2	0,16	0,22	0,18
Кількість планок мотовила $z$ , шт.	5	6	6	5	5	6	6	6	5	6

- 5) за формулами (9.16) і (9.17) визначити межу установки вала мотовила по висоті над різальним апаратом;
- 6) за формулою (9.18) визначити коефіцієнт корисної дії мотовила;
- 7) графічним шляхом встановити критичну величину виносу вала мотовила;
- 8) за формулою (9.10) обчислити максимально допустиму швидкість руху жатки під час роботи з мотовилом.

### *Запитання для самоконтролю*

1. Розкажіть про основні параметри мотовила жатки.
2. За яких умов визначають радіус мотовила?
3. Як розрахувати максимально допустиму частоту обертання мотовила?
4. Від чого залежать межі регулювання положення мотовила по висоті?
5. Як обчислити потужність, що необхідна на привод мотовила?

### **ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ МОТОВИЛА”**

1. Визначити частоту обертання вала мотовила, якщо швидкість машини становить 5,4 км/год, діаметр мотовила дорівнює 1200 мм і кутова швидкість планки мотовила в 1,6 раза більша за швидкість машини.
2. Встановити переміщення машини за один оберт мотовила, якщо швидкість машини 5,4 км/год і частота обертання вала мотовила  $38 \text{ хв}^{-1}$ .
3. Визначити ступінь дії планок на стебла, якщо мотовило має 6 планок, діаметр мотовила 1200 мм, частота обертання вала мотовила  $42 \text{ хв}^{-1}$ , швидкість машини 1,4 м/с.
4. Визначити число планок мотовила, за якого коефіцієнт корисної дії дорівнює 0,34, а показник кінематичного режиму роботи 1,6.
5. Визначити радіус мотовила і межі встановлення його по висоті, якщо планується збирати хлібну масу висотою 0,5–1,3 м, висота зрізу дорівнює 0,12–0,19 м. Максимальна відстань від план-

ки мотовила до різального апарата 50 мм, а показник кінематичного режиму становить 1,8.

6. Шестипланчасте мотовило має радіус 0,6 м, показник кінематичного режиму 1,8 і рухається з поступальною швидкістю 1,2 м/с. Визначити частоту обертання мотовила і кількість ударів по хлібній масі на 1 м пройденого шляху.

7. Визначити ступінь дії мотовила на стебла, якщо вісь мотовила розташовується по вертикалі над різальним апаратом, ширина петлі на рівні зрізаних стебел 420 мм, швидкість руху збирального агрегату 5,4 км/год, частота обертання мотовила  $34 \text{ хв}^{-1}$ .

8. Встановити режим ефективного використання мотовила із запропонованих значень: швидкість переміщення жатки 7,2; 5,4 та 3,6 км/год і відповідно колосі швидкості планки мотовила 1; 1,5 та 2 м/с.

9. Розрахувати ширину пучка стебел, що зрізаються під дією однієї планки мотовила, якщо горизонтальна хорда петлі на рівні вершини стебел дорівнює 250 мм, винос мотовила 100 мм, радіус мотовила 700 мм, частота обертання  $35 \text{ хв}^{-1}$ , швидкість жатки 1,72 м/с.

10. Визначити межі висоти встановлення мотовила відносно ножа, якщо радіус мотовила 700 мм, довжина стебел 400–700 мм, висота встановлення ножа 120 мм,  $\lambda = 1,4$ .

## *Тема 10.* РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЬОВИХ РІЗАЛЬНИХ АПАРАТІВ

*Мета роботи:* засвоїти теоретичні положення з визначення раціональних параметрів сегментно-пальцьових різальних апаратів; аналітично і графічно визначити оптимальні геометричні та кінематичні режими їх роботи.

**Формат листа графічної частини – А3**  
**Рекомендований масштаб – 1:2**

### **1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Пристрої, які призначені для скошування рослинної маси з кореня, називають різальними апаратами, а ті, які перерізують зрізану рослинну масу на частинки (різку), – подрібнювальними.

Різальними апаратами обладнують косарки для скошування трав, валкові жатки і жатки зернозбиральних комбайнів для скошування зернових культур, жатки кормозбиральних комбайнів для скошування трав і грубостеблових культур, жатки кукурудзозбиральних комбайнів, а також косарки-подрібнювачі для заготівлі зеленого корму.

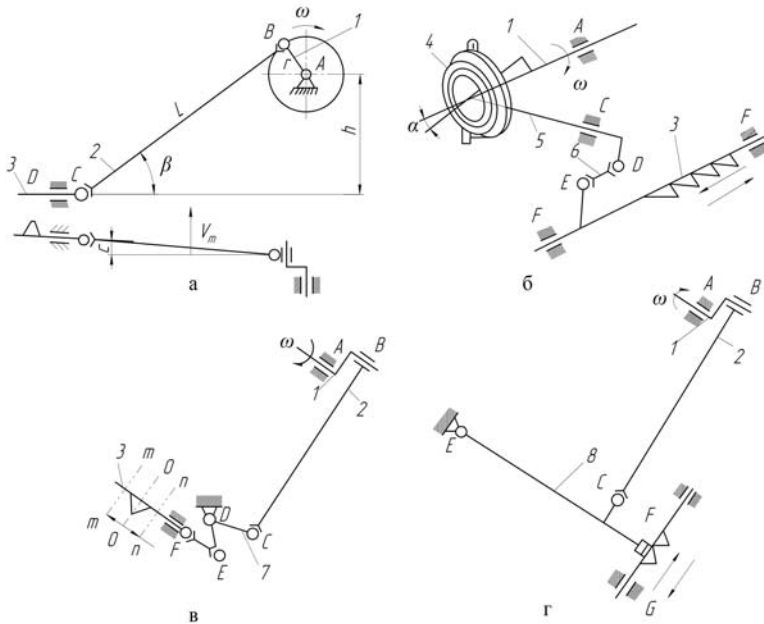
**Механізми приводу ножа.** Ножі збиральних машин приводяться в рух за допомогою кривошипно-повзунного механізму, механізму коливальної шайби (МКШ), кривошипно-повзунного з коромислом і водилом, планетарного та гідродвигуна зі зворотно-поступальним рухом.

*Кривошипно-повзунний механізм* (рис. 10.1,а) виконують дезаксіальним, тобто вісь  $A$  кривошипа  $1$  зміщують вище від лінії переміщення ножа  $3$  на відстань  $h$ , що називають дезаксіалом. Дезаксіал  $h = (2-3)r$  або  $h = (7-8)r$ , де  $r$  – радіус кривошипа, беруть таким, щоб нижня точка шарніра  $B$  була вище від лінії руху ножа. Невиконання цієї умови призводить до намотування стерні на кривошип.

Через пружні деформації в елементах пальцьового бруса і зазорів у шарнірах під час роботи шарнір  $C$  відходить назад. Унаслідок

док цього ніж і палець кривошипа рухаються в різних площинах, що призводить до виникнення додаткових зусиль у ланках механізму. Тому перед початком роботи польовий кінець пальцевого бруса зміщують уперед по ходу машини на відстань  $c$ . Тоді під час роботи машини під дією опору стеблової маси, що зрізується, пальцевий брус відійде назад, площини руху ножа і пальця кривошипа збіжуться. Дезаксіал  $h$  негативно впливає на сили тертя в різальному апараті. Чим більший  $h$ , тим більший кут  $\beta$  відхилення шатуну від горизонталі. Щоб зменшити ці сили, шатун має бути завдовжки  $l = (15-25)r$ .

Кривошипно-повзунний механізм широко застосовують у косарках типу КС-2,1.



**Рис. 10.1. Схеми механізмів приводу ножа:**

- a* – кривошипно-повзунний; *б* – коливальної шайби; *в* – кривошипно-повзунний з коромислом; *г* – кривошипно-повзунний з водилом;
- 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ніж; 4 – коливальна шайба;
- 5 – вилка; 6 – з’єднувальна ланка; 7 – коромисло; 8 – водило

Механізм коливальної шайби (рис. 10.1,б). На підшипниках кривошипа 1 посаджено шайбу 4. Її вісь розміщена під кутом  $\alpha$  до

осі ланки  $b$ . Через підшипники шайбу з'єднано з вилкою  $5$ , вилку шарнірно – із з'єднувальною ланкою  $6$ , а її – із головкою ножа.

За рівномірного обертання кривошипа шайба коливається і повертає вилку на певний кут, спричинюючи рух з'єднувальної ланки, яка передає зворотно-поступальний рух ножу.

Колівальна шайба – компактний механізм. Її основні частини можна винести із зони зрізу рослинної маси. Такий механізм застосовують у валкових жатках, жатках кормо- і зернозбиральних комбайнів “Нива-Ефект”, “Дон”, “Славутич” тощо.

*Кривошипно-повзунний механізм з коромислом* (рис. 10.1,в) застосовують у валкових жатках (ЖВН-6Б) і жатках зернозбиральних комбайнів (“Нива”, “Енисей” та ін.), як правило, з лівого боку.

Коромисло  $7$ , діючи на ніж  $3$ , не тільки приводить його у зворотно-поступальний рух, а й притискує головку ножа до напрямних пластин. Сила тиску залежить від положення осі шарніра  $D$ . Коли вісь  $OO$  симетрії сегмента розміщується між осьовими лініями  $nn$  і  $mt$  пальців, вісь шарніра встановлюють у таке положення, за якого ніж і з'єднувальна ланка  $EF$  лежать на одній лінії. Таке положення зменшує силу дії на ніж при відхиленні ланки  $EF$ .

*Кривошипно-повзунний механізм з водилом* (рис. 10.1,г) застосовують у жатках для збирання бобових культур. Такий механізм передає рух ножу в його центральній частині. Водило  $8$  та інші ланки механізму можуть розміщуватися між ведучою і веденою гілками конвеєра, що унеможливує намотування стебел чи стерні на ланки.

**Визначення геометричних та кінематичних параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів.** Максимальні швидкості й прискорення ножа центрального (аксіального) і зміщеного (деаксіального) при  $l = (15-25) r$  механізмів приводу, а також МКШ відрізняються на 5–10 %. Беручи до уваги незначні відхилення, технологічні й енергетичні параметри роботи різальних апаратів з різними механізмами приводу ножа з достатньою точністю можна розраховувати для аксіального механізму.

Кінематичні характеристики ножа – переміщення  $x$ , швидкість  $u_n$  і прискорення  $j_n$  – визначимо для аксіального механізму (вісь обертання кривошипа і ніж розміщуються на одній лінії).

*Переміщення ножа.* Нехай кривошип  $AB$  радіусом  $r$  (рис. 10.2) обертається за ходом годинникової стрілки з кутовою швидкістю  $\omega$ .

Вибираємо систему координат  $xOy$ . Якщо кривошип і шатун  $BC$  вздовжки  $l$  розміщуватимуться на одній лінії, тобто вздовж осі  $x$ , то кут повороту кривошипа дорівнюватиме нулю ( $\omega t=0$ ), аніж займе крайнє ліве положення (точка  $C$ ). Коли кривошип за деякий проміжок часу  $t$  повернеться на кут  $\omega t$ , шатун займе положення  $B_1C_1$ .

Переміщення ножа  $x = AC - AC_1$ .

Оскільки  $AC = r + lAC_1 = l\cos\beta + r\cos\omega t$ , то  $x = r + l - l\cos\omega t$  або  $x = r(l - \cos\omega t) + l(1 - \cos\beta)$ .

Як видно із рис. 10.2,  $B_1D = r\sin\omega t = l\sin\beta$ . Тоді  $\sin\beta = (r/l)\sin\omega t$ ;

$\cos\beta = [1 - (r/l)\sin^2\omega t]^{1/2}$ . Якщо  $r/l = 0,1 - 0,04$ , то  $\cos\beta = 0,996 - 0,999$ .

Прийнявши з достатньою точністю  $\cos\beta = 1$ , отримаємо, що

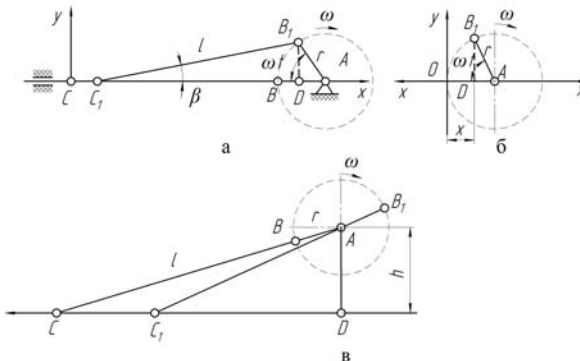
$$x = r(1 - \cos\omega t). \quad (10.1)$$

Залежність (10.1) є рівнянням правильного гармонічного коливання.

Зі схеми (рис. 10.2,б) бачимо, що таке саме рівняння має проєкція точки  $B_1$  пальця кривошипа на вісь  $x$  з початком у точці  $O$ .

*Швидкість ножа.* Здиференціювавши рівняння (10.1) за  $t$ , отримаємо залежність зміни швидкості ножа у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = u_H = \omega t \sin \omega t. \quad (10.2)$$



**Рис. 10.2.** Схема до визначення переміщення ножа:  
а, б – з аксіальним кривошипно-повзунним механізмом його приводу; в – дезаксіальним

*Прискорення ножа.* Здиференціювавши рівняння (10.2) за  $t$ , дістанемо залежність зміни прискорення у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = j_H = \omega^2 r \cos \omega t. \quad (10.3)$$

*Хід ножа.* При повороті кривошипа на кут  $\omega t = \pi$  (рис. 10.2, а) переміщення ножа з аксіальним кривошипно-повзунним механізмом приводу у відносному русі становитиме  $x = 2r$ . Таке переміщення називають ходом ножа  $S = 2r$ .

У зміщеному (дезаксіальному) механізмі (рис. 10.2, в) ніж буде у крайньому лівому положенні тоді, коли шатун  $BC$  і кривошип  $AB$  розміщуватимуться на одній лінії, а у крайньому правому (точка  $C_1$ ), – коли вони збігатимуться (лінія  $AB_1$  і  $B_1C_1$ ).

Тоді хід ножа  $S = DC - DC_1$ . Оскільки  $DC = \sqrt{(l+r)^2 - h^2}$ , а  $DC_1 = \sqrt{(l-r)^2 - h^2}$ , то  $S = \sqrt{(l+r)^2 - h^2} - \sqrt{(l-r)^2 - h^2}$ . При  $l = 25r$  і  $h = 7r$  маємо  $S = 2r \cdot 1,075$ , тобто хід ножа на 7,5 % більший від подвоєного радіуса кривошипа.

Усе це потрібно враховувати при центруванні ножа. Якщо для апарата нормального різання радіус кривошипа  $r = 38,1$  мм, то збіг осьових ліній сегментів і пальців можна встановити тільки в одному із крайніх положень ножа.

Для дезаксіального механізму характерним є те, що час ходу ножа вліво буде меншим, ніж час зворотного ходу. Тому і середні швидкості ножа при прямому і зворотному ході будуть неоднакові.

Щоб забезпечити стійкість пальцевого бруса у вертикальній площині, потрібно, аби кривошипний вал дезаксіального механізму обертався проти ходу годинникової стрілки, якщо пальцевий брус розміщений зліва від кривошипа, і за ходом годинникової стрілки – якщо він розміщений справа. У цих випадках максимальне зусилля нормального тиску спрямоване вниз і притискує пальцевий брус до ґрунту, забезпечуючи стійкий хід ножа.

У машинах для скошування стеблостою застосовують різальні апарати, які мають хід ножа менший, ніж крок пальців і сегментів, або більший, тобто з недобігом і перебігом ножа. Як засвідчують експериментальні дослідження, з метою дотримання оптимальних значень швидкостей початку і кінця різання, а також максимальних сил інерції на тому самому рівні в різальних апаратах з

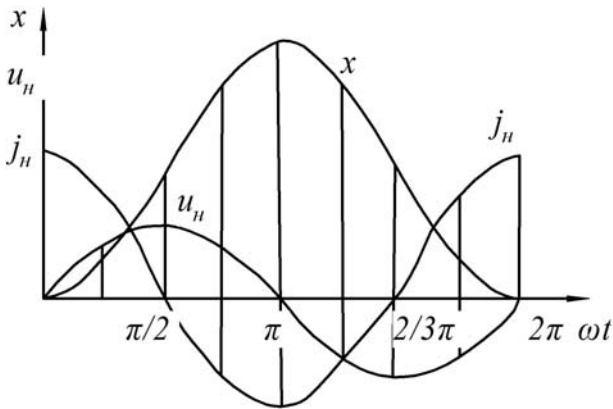
більшою частотою обертання кривошипа бажано передбачати недобіг ножа, а з меншою – перебіг.

Графіки зміни кінематичних характеристик ножа залежно від кута повороту кривошипа показано на рис. 10.3. Як бачимо, максимальну швидкість ніж матиме при його середньому положенні ( $x = r$ ;  $\omega t = \pi/2$ ), а максимальне прискорення – у разі крайніх положень ножа ( $x = 0$ ;  $x = 2r$ ;  $\omega t = 0$ ;  $\omega t = \pi$ ).

Аналіз кінематичного режиму роботи ножа можна значно спростити, якщо швидкість і прискорення виразити залежно від переміщення  $x$ .

Так, виключивши із залежностей (10.2) і (10.3) кут повороту  $\omega t$ , отримаємо рівняння еліпса

$$\left(\frac{r-x^2}{r}\right)^2 + \left(\frac{u_H}{r\omega}\right)^2 = 1. \quad (10.4)$$



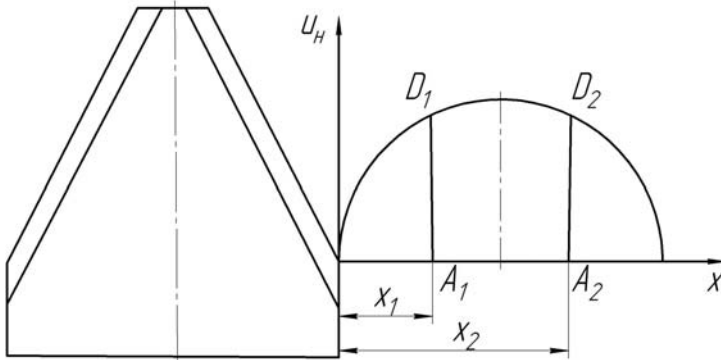
**Рис. 10.3. Графік переміщення ( $x$ ), швидкості ( $u_H$ ) і прискорення ( $j_H$ ) ножа залежно від кута повороту кривошипа**

Розв'язуючи разом рівняння (10.4) і (10.3), дістанемо рівняння прямої

$$j = \omega^2 r - \omega^2 x. \quad (10.5)$$

Якщо графік швидкості побудувати при  $\omega = 1$ , то отримаємо рівняння кола (у системі координат  $u_H, x$ )

$$(r-x)^2 + u_H^2 = r^2. \quad (10.6)$$



**Рис. 10.4. Графік швидкості сегмента ножа залежно від його переміщення**

Графік швидкості сегмента залежно від переміщення ножа при  $\omega = 1$  показано на рис. 10.4. Так, при  $x_1$  швидкість  $u_1 = A_1 D_1 \omega$ , а при  $x_2$  швидкість  $u_2 = A_2 D_2 \omega$ . Швидкість ножа залежно від його переміщення можна визначити ще й у такий спосіб.

Із рис. 10.2,б видно, що ордината точки  $B_1$  становить

$$y = r \sin \omega t. \quad (10.7)$$

Тоді зі залежностей (10.7) і (10.12) матимемо, що

$$u_H = \omega y. \quad (10.8)$$

Оскільки точка  $B_1$  кривошипа описує коло, то її швидкість або швидкість ножа визначають графічно як добуток ординати точки кола на  $\omega$ . Розглянемо це на прикладі (рис. 10.5).

Від вибраної точки  $B$  на сегменті відкладемо відрізок  $BO$ , який дорівнює радіусу кривошипа  $r$ , а із точки  $O$  радіусом  $r$  проведемо півколо (10.7) і (10.8).

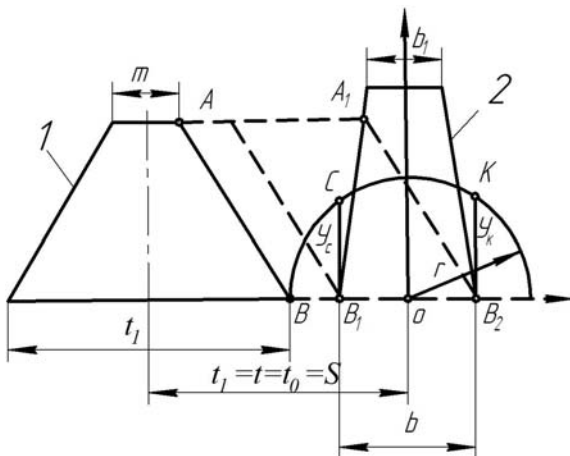
Початок різання стебла відповідає такому положенню робочої частини сегмента, за якого точка  $B$  сегмента стикається з точкою  $B_1$  протирізальної частини.

Швидкість ножа  $u_{HC}$  початку різання дорівнюватиме добутку ординати  $y_c(B_1C)$  на масштаб  $\omega$ , тобто

$$u_{HC} = B_1 C \omega. \quad (10.9)$$

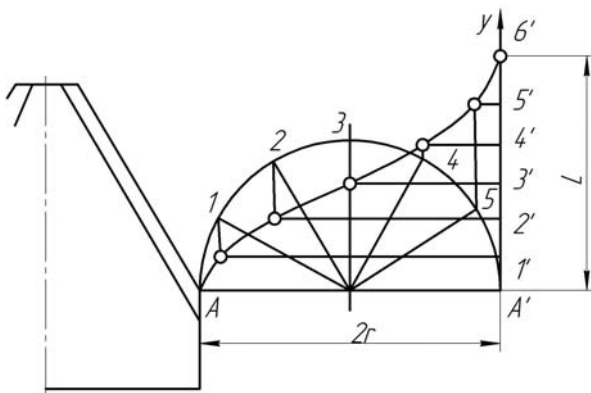
Кінець різання відповідає положенню  $A_1 B_2$  сегмента, коли його точка  $A$  зіткнеться з кромкою протирізальної пластини. Швидкість кінця різання

$$u_{HK} = y_K \omega = B_2 K \omega. \quad (10.10)$$



**Рис. 10.5.** Схема до визначення швидкостей початку і кінця різання для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа: 1 – різальна частина сегмента; 2 – протирізальна пластина (вкладиш)

Графік  $CK$  характеризує швидкість будь-якої точки сегмента, що лежить між точками  $A$  і  $B$  різальної кромки. Знаючи максимальну швидкість ножа  $u_{n \max} = \omega r$ , наприклад 3 м/с, яка відповідає значенню радіуса кривошипа  $r$ , наприклад 38 мм, визначають кількість швидкості, в одному міліметрі, тобто  $3/38$ . Отримане значення множать на ординату  $y_c, y_k$  (або проміжні) й визначають числове значення швидкостей.



**Рис. 10.6.** Траєкторія абсолютного руху точки різальної кромки сегмента

Із рис. 10.5 видно, що різання стеблової маси відбувається зі змінною швидкістю. Швидкість різання залежить також від того, як сегменти установлені в крайніх положеннях ножа відносно протиризальних пластин. Якщо осі симетрії сегментів і пальців у крайніх положеннях ножа збігаються (аксіальний механізм приводу) або зміщені (дезаксіальний) на однакову відстань, то такий різальний апарат називають відцентрованим. Якщо осі симетрії сегмента і пальця в одному крайньому положенні зміщені на більшу величину, ніж в іншому, то такий різальний апарат невідцентрований (зміщений). За зміщеного ножа швидкості початку і кінця різання знижуються, особливо в апаратах низького різання і з некрратним ходом ножа.

*Траєкторія абсолютного руху точок сегмента ножа.* Ніж різального апарата здійснює гармонічний коливальний рух у відносному переміщенні і поступальний – у переносному.

За час повороту кривошипа на кут  $\omega t = \pi$  сегмент із крайнього лівого положення зміститься у крайнє праве, а машина переміститься в напрямку осі  $y$  (рис. 10.6.) на відстань  $L$ , яку називають *подачею*, тобто

$$L = V_m \cdot t = V_m \cdot \frac{\pi}{\omega}, \quad (10.11)$$

де  $V_m$  – швидкість машини, м/с.

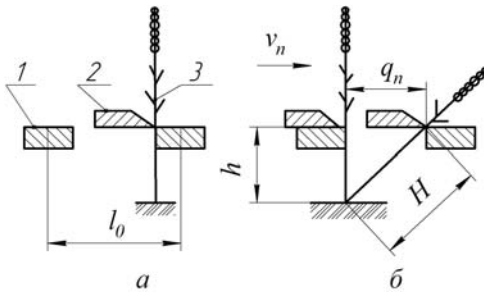
Використовуючи залежності (10.1) і  $y = V_m \cdot t$ , можна побудувати траєкторію абсолютного руху будь-якої точки сегмента, задавши певні проміжки кута повороту кривошипа, наприклад  $\omega t = \pi/6$ . Оперативніше це можна здійснити графічним способом. Для цього півколо кривошипа радіусом  $r$  і подачу  $L$  (рис. 10.6) розбивають на однакову кількість частин, наприклад на шість. Точки перетину вертикалей, проведених через точки поділу півкола (1, 2 і т.д.), і горизонталей, проведених через точки поділу подачі (1', 2' і т.д.), визначають траєкторію абсолютного руху точки  $A$  сегмента. Інші точки сегмента здійснюватимуть рух по таких самих траєкторіях.

*Відхилення стебел, висота стерні.* Під час роботи сегментно-пальцевого різального апарата одна частина стебел зрізується без відхилення (рис. 10.7,а), а інша – з відхиленням від вихідного положення (рис. 10.7,б). У першому випадку висота стерні  $H$  дорівнюватиме висоті  $h$  установлення ножа над рівнем поля, а в другому – висота стерні визначиться як гіпотенуза прямокутного трикутника, тобто

$$H = \sqrt{h^2 - q_{II}^2}, \quad (10.12)$$

де  $q_{II}$  – поперечне відхилення.

Відхилення стебел, а отже, і висота стерні залежать як від конструктивних особливостей різального апарата, так і від режиму його роботи. Таким чином, для цього різального апарата характерним є те, що під час його роботи висота стерні буде нерівномірною і здебільшого перевищуватиме висоту встановлення ножа над рівнем поля, а це призведе до втрат урожаю. Наприклад, збільшення висоти стерні на 10 мм при скошуванні трав спричинює недобір 9–10 % урожаю.



**Рис. 10.7. Схема визначення висоти стерні:**

*a* – без відхилення стебла;  
*б* – з відхиленням стебла;  
 1 – протирізальна пластина;  
 2 – ніж; 3 – стебло

Для вивчення характеру відхилення стебел простежимо за переміщенням сегмента ножа різального апарата нормального різання і його дією на стебла, розміщені в один ряд біля лівої 1 протирізальної кромки правого вкладиша (рис. 10.8) зі середньою шириною  $l$ .

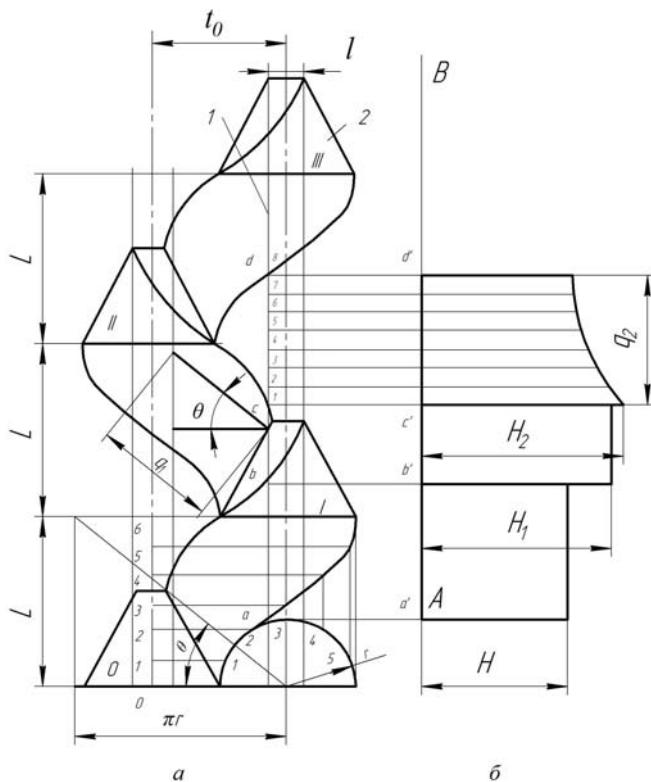
Визначимо подачу  $L$  за залежністю (10.11). Оскільки відомі значення кроку пальців  $t_0$ , радіус кривошипа  $r$ , параметри робочої частини сегмента, побудуємо чотири положення сегмента (0–I–II–III) і траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента (рис. 10.8,а). Позначимо точки перетину траєкторій з лівою кромкою правого вкладиша, тобто точки  $a, b, c, d$ . Довільно проведемо лінію  $AB$  (рис. 10.8,б), яка позначає рівень поля, і спроекуємо на неї ці точки (точки  $a', b', c' i d'$ ).

На ділянці  $ab$  стебла не відхиляються, тому висота стерні  $H$  дорівнює висоті  $h$  установаження ножа над рівнем поля.

На ділянці  $bc$  стебла відхиляються іншою кромкою сегмента і будуть зрізані нею біля правої кромки лівого вкладиша. Таке відхилення називають *поперечним*. Відхилення  $q_I$  (рис. 10.8,а) визначають як гіпотенузу прямокутного трикутника з катетом  $t_0-l$  і ку-

том  $\theta$ . Кут  $\theta$  визначають графічно (можна і аналітично) із трикутника з катетами  $L$  і  $\pi r$ , тобто  $\operatorname{tg}\theta = L / \pi r$ . Тоді висота стерні на цій ділянці  $H_1 = \sqrt{h^2 + q_1^2}$ , тобто як гіпотенуза прямокутного трикутника з катетами  $h$  і  $q_1$ .

У наведених залежностях  $\theta$  – кут між дотичною в середній точці абсолютної траєкторії точки сегмента і напрямком відносного руху ножа.



**Рис. 10.8.** Траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента за півтора оберта кривошипа (а) і графік зміни висоти стерні (б): 1 – ліва кромка вкладиша; 2 – робоча частина сегмента; 0–I–II–III – положення сегмента

Беручи до уваги рівняння руху точок сегмента ножа  $x = r(1 - \cos\omega t)$  та  $y = V_m \cdot t$ , можна визначити тангенс кута  $\theta$ , а саме:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dx} = \frac{dy/dt}{dx/dt} = \frac{L}{\pi r \sin \omega t}.$$

Значення кута  $\theta$  буде мінімальним, якщо  $\omega t = \pi / 2$ , тобто  $\operatorname{tg} \theta = L / \pi r$ .

На ділянці  $cd$  стебла відхиляються пальцевим брусом (поздовжнє відхилення) і зрізуються у точці  $d$ . У цьому разі поздовжнє відхилення для кожного стебла буде різним. Отже, різною буде і висота стерні. Так, для стебла, яке знаходиться у точці 1, поздовжнє відхилення  $q_2$  визначається відрізком, який дорівнює відстані від точки 1 до точки 8, а для стебла, яке знаходиться у точці 2, – відрізком, який дорівнює відстані від точки 2 до точки 8 і т.д. Висота стерні  $H_2$  для точки 1 буде  $H_2 = \sqrt{h^2 + q_2^2}$ , тобто як гіпотенуза прямокутного трикутника з катетами  $h$  і  $q_2$ .

Із рис. 10.8 видно, що зі збільшенням кроку пальців і подачі поперечне відхилення стебел, а отже, і висота стерні збільшуються. Поздовжнє відхилення залежить переважно від подачі. Крім цього, теоретичні та експериментальні дослідження свідчать про те, що за різних подач можливі ділянки подвійного пробігу різальних кромок сегмента, що призводить до втрат урожаю внаслідок повторного перерізання зрізаних стебел.

Оскільки відхилення стебел збільшує середню висоту стерні, то висоту  $h$  установаження ножа над рівнем поля беруть меншою, ніж висоту  $H$  стерні, передбаченою агротехнічними вимогами, тобто  $h = \eta H$ , де  $\eta$  – коефіцієнт пропорційності.

Для косарок  $\eta = 0,55-0,90$ ; більші значення відповідають швидкостям руху косарки в межах 4–6 км/год, менші – 9–12 км/год.

*Затиснення стебел різальною парою.* На стебло  $m$  (рис. 10.9), затиснене різальними кромками сегмента і вкладиша, діють нормальні реакції  $N_1$  і  $N_2$ , а також сили тертя  $F_1$  і  $F_2$ , які дорівнюють

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1; \quad F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2,$$

де  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – кути тертя стебла по поверхні різальної кромки відповідно сегмента і вкладиша. Умови рівноваги стебла в прямокутній системі координат матимуть вигляд

$$\left. \begin{aligned} \sum x &= N_1 \sin \gamma - F_2 - F_1 \cos \gamma = 0 \\ \sum y &= N_2 - F_1 \sin \gamma - N_1 \cos \gamma = 0 \end{aligned} \right\} \quad (10.13)$$

Стебло не виштовхуватиметься із розхилу різальної пари за умови

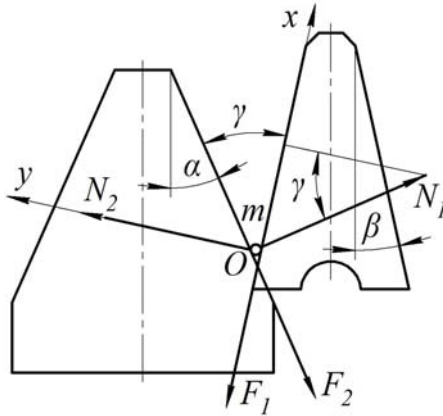
$$F_2 \geq N_1 \sin \gamma - F_1 \cos \gamma. \quad (10.14)$$

Підставивши значення  $F_1$  і  $F_2$  із попередніх залежностей і використавши друге рівняння (10.13), остаточно отримаємо

$$\operatorname{tg} \gamma \leq \operatorname{tg} (\varphi_1 + \varphi_2). \quad (10.15)$$

Оскільки  $\gamma = \alpha + \beta$ , де  $\alpha$  і  $\beta$  – кути нахилу відповідно кромок сегмента і вкладиша до осей їх симетрії, отримаємо умову невистовхування стебла із розхилу різальної пари

$$\alpha + \beta \leq \varphi_1 + \varphi_2. \quad (10.16)$$



**Рис. 10.9.** Схема визначення умов затиснення стебла різальною парою

Залежно від вологості рослин і гостроти кромок сума кутів їх тертя для пшениці і жита становить  $20\text{--}35^\circ$ , а для трав  $25\text{--}60^\circ$ . Для сегментів з насічками значення кутів збільшують на  $30\text{--}50\%$ . У зв'язку з цим кут розхилу в різальній парі для валкових жаток беруть  $30\text{--}45^\circ$ , для жаток зернозбиральних комбайнів –  $30^\circ$ , для косарок –  $36^\circ$ , для жаток кормозбиральних комбайнів –  $45^\circ$ .

*Площі подачі й навантаження на сегмент.* Площа подачі – це площа поля, на якому стебла зрізуються одним сегментом за один хід ножа.

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа площу подачі  $f_{\Pi}$  визначають за такою залежністю:

$$f_{\Pi} = LS = Lt_0 = Lt, \quad (10.17)$$

де  $L$  – подача;  $S$  – хід ножа;  $t_0$  – крок пальців;  $t$  – крок сегментів.

Для апарата низького різання:

$$f_{\Pi} = LS = 2Lt_0 = Lt.$$

Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа:

$$f_{\Pi} = LS = 2Lt_0 = 2Lt.$$

Площа навантаження – площа поля, з якого сегмент зрізує стебла за один хід ножа біля одного пальця. Ця площа  $f_H$  пов'язана з площею подачі  $f_{II}$  залежністю:

$$f_H = kf_{II} = kLS,$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує тип апарата.

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:

$$f_H = LS, \text{ тобто } k = 1.$$

Для апарата низького різання біля крайнього пальця

$$f_H = 0,68LS, \text{ тобто } k = 0,68.$$

Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа біля середнього пальця:

$$f_H = 0,32LS, \text{ тобто } k = 0,32.$$

Отже, максимальне навантаження мають апарати нормального різання з одинарним ходом ножа, а мінімальне – з подвійним.

Якщо врахувати, що кількість стебел, що зрізуються сегментом біля вкладиша, пропорційна площі навантаження, то в апараті нормального різання з одинарним ходом ножа сегмент зрізуватиме одночасно більше стебел, ніж в інших типах апаратів. Кількість стебел, що зрізуються одночасно, впливає на сили опору на різання і потужність, яка витрачається.

Зусилля, що діють на ніж. Зусилля  $T$ , потрібне для приведення ножа в рух (рис. 10.10),

$$T = R_p + R_j + F, \quad (10.18)$$

де  $R_p$  – середнє значення зусилля опору різанню;

$R_j$  – зусилля інерції ножа;

$F$  – зусилля тертя ножа у пальцьовому брусі.

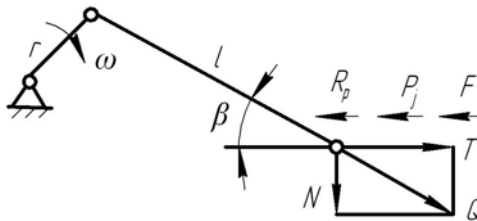


Рис. 10.10. Схема сил, що діють на ніж

Опір різанню залежить не тільки від кількості стебел, що зрізуються, а й від біологічного виду рослин та їх розвитку, від морфологічних особливостей і метеорологічних умов. Закономірність зміни зусилля опору різанню поки що не встановлено.

Зусилля тертя  $F$  складається із зусилля тертя  $F_1$ , що визначається зусиллям ваги ножа, і зусилля тертя  $F_2$ , що викликається реакцією  $N$  шатуна, який діє перпендикулярно на ніж, тобто

$$F = F_1 + F_2,$$

де  $F_1 = fG$ ;  $F_2 = fN$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя, що дорівнює 0,26–0,30;

$G$  – сила ваги ножа (для косарок і жаток становить 20 – 22 Н на 1 м довжини ножа);

$N = T \operatorname{tg} \beta$  (рис. 10.10). Підставивши значення  $T$  із залежності (10.18), отримаємо

$$F_2 = \frac{(R_p + P_j + fG) \operatorname{tg} \beta f}{1 - f \operatorname{tg} \beta}. \quad (10.19)$$

В інженерних розрахунках зусилля опору ножа на різання і тертя  $R_{p,m}$  можна визначити за залежністю

$$R_{p,m} = R_p + F = BQ_{\Pi},$$

де  $B$  – ширина захвату жатки (косарки);

$Q_{\Pi}$  – питомий опір на різання і тертя;  $Q_{\Pi} = 750$  Н/м.

Сила інерції  $P_j$  пропорційна масі  $m$  ножа і прискоренню, тобто

$$P_j = m \omega^2 r = \frac{G}{g} \omega^2 r,$$

де  $\omega$  – кутова швидкість кривошипа;

$r$  – радіус кривошипа;

$g$  – прискорення вільного падіння.

*Потужність на привод ножа.* Потужність, що потрібна для подолання зусилля опору ножа, визначають за залежністю  $N = Tu_H$ , де  $T$  – зусилля опору ножа переміщенню;  $u_H$  – швидкість ножа.

За гострих (30–45 мкм) різальних кромки сегмента потужності на приведення ножа в рух витрачається на 25–50 % менше, ніж у разі тупих (100–130 мкм).

Потужність, яка потрібна для роботи косарки, у 2–3 рази більша від потужності на приведення в дію різального апарата і становить 1,4–2,1 кВт на 1 м ширини захвату.

Потужність на переміщення пальцевого бруса косарки

$$N_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot V_m, \quad (10.20.)$$

де  $F_{\Pi}$  – зусилля опору переміщенню пальцевого бруса по стерні;

$V_m$  – швидкість машини.

При цьому

$$F_{\Pi} = f(Q_1 + Q_2) + BT_{\Pi}, \quad (10.21)$$

де  $f = 0,3-0,5$  – коефіцієнт тертя пальцевого бруса по ґрунту;  
 $Q_1 = 250-350$  і  $Q_2 = 80-150$  – зусилля тиску на ґрунт відповідно внутрішнього і зовнішнього башмака, Н;  
 $B$  – ширина захвату косарки, м;  
 $T_{II} = 80-100$  – питомий опір проникненню різального апарата у смугу стеблостою, Н/м.

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Відповідно до теми, що досліджується, з розрахунку параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів та з урахуванням поставленої мети:

Таблиця 10.1

### *Вихідні дані до розрахунку параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів*

Показники	№ варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Швидкість руху збиральної машини	1,2	1,4	1,4	1,8	2,0	2,2	1,6	1,3	1,5	1,8
Кутова швидкість кривошипа $\omega$ , рад/с	48	52	50	55	60	65	50	55	50	60
Висота зрізу $H$ , см	15	14	18	6	15	18	6	20	18	7
Тип різального апарата	1	2	3	4	5	2	3	4	5	1

Таблиця 10.2

### *Геометричні параметри деталей різальної пари (рис.10.11)*

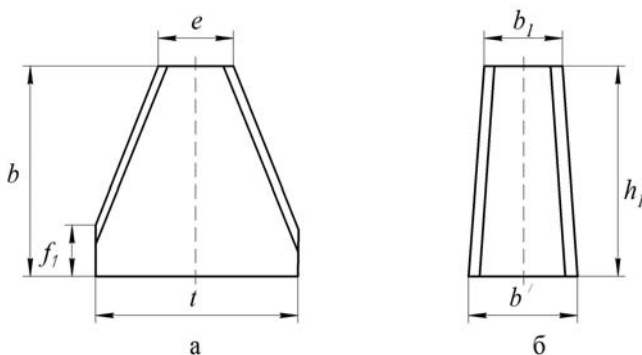
Варіант	Тип різального апарата	Розмір, мм									
		$t$	$t_0$	$b$	$f_1$	$e$	$b_1$	$h_1$	$S$	$k = f_H / f_{II}$	$b'$
1	$t = t_0 = S = 76,2$	76	76	80	25	16	27	65	76	1	37
2	$t = t_0 = S = 90,0$	90	90	85	30	12	21	65	90	1	37
3	$2t = 2t_0 = S = 152$	76	76	75	21	16	21	58	152	0,32	24
4	$2t = 2t_0 = S = 101$	50	50	75	30	15	22	53	101	0,32	25
5	$t = 2t_0 = S = 101$	101	50,8	70	22	6	21	63	101,6	0,68	24

1) вивчити теоретичні посилання до завдання, вибрати вихідні дані до розрахунку різального апарата (табл. 10.1) та графічних побудовань (табл. 10.2);

2) графічно побудувати та визначити швидкості початку та кінця різання відповідно до рис. 10.5 та залежностей (10.9) та (10.10);

3) побудувати траєкторію абсолютного руху ножа – рис. 10.6 та залежності (10.11).

4) побудувати графік зміни висоти стерні відповідно до рис. 10.8.



**Рис 10.11. Деталі різальної пари: а – сегмент; б – вкладиш**

Результатом виконаної роботи є розрахунок параметрів сегментно-пальцевого різального апарата та графічні побудовання траєкторії абсолютного руху ножа і зміни висоти стерні. За результатами роботи формулюються висновки.

### **Запитання для самоконтролю**

1. Розкрийте принцип роботи сегментно-пальцевого різального апарата.
2. З'ясуйте особливості технологічного процесу роботи сегментно-пальцевого різального апарата.
3. Як визначити швидкість різання сегментно-пальцевим апаратом?
4. Розкажіть про мінімальну швидкість для різальних апаратів нормального різання з одинарним пробігом ножа.
5. Які параметри обчислюють в силовому розрахунку сегментно-пальцевого різального апарата?

6. У який спосіб визначають потужність, що витрачається на привод вала кривошипа сегментно-пальцевого різального апарата?

**ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦОВИХ РІЗАЛЬНИХ АПАРАТІВ”**

1. Визначити максимальну швидкість ножа апарата нормального різання і переміщення машини за один хід ножа за вихідних даних: швидкість машини  $7,2$  км/год, частота обертання вала кривошипа  $450$  хв<sup>-1</sup>, хід ножа  $76,2$  мм.

2. Розрахувати максимальну швидкість різання стебел сегментно-пальцевим апаратом нормального різання з подвійним пробігом ножа, якщо хід ножа  $152$  мм, кутова швидкість вала кривошипа  $32$  рад/с.

3. Визначити площі подачі і навантаження при роботі сегментно-пальцевого апарата нормального різання з одинарним пробігом ножа за швидкості машини  $8$  км/год, частоти обертання кривошипа  $450$  хв<sup>-1</sup>, радіус  $38,1$  мм.

4. Обчислити максимальну швидкість ножа і переміщення різального апарата за один хід ножа, якщо машина переміщається зі швидкістю  $6,5$  км/год, частота обертання вала  $452$  хв<sup>-1</sup>, різальний апарат нормального типу, хід ножа  $76,2$  мм.

5. Розрахувати площу ділянки, з якої стебла будуть зрізані сегментом за один хід ножа, і встановити тип різального апарата, якщо машина рухається зі швидкістю  $5,4$  км/год, частота обертання вала кривошипа  $450$  хв<sup>-1</sup>, хід ножа, крок сегмента і крок пальців  $76,2$  мм.

6. Визначити швидкість сегмента на початку і в кінці різання різального апарата, якщо частота обертання кривошипа  $540$  хв<sup>-1</sup>, крок сегментів  $76,2$  мм, ширина передньої основи сегмента  $16$  мм, ширина задньої основи сегмента  $76$  мм, ширина верхньої основи протиризальної пластини  $22$  мм, нижньої  $24$  мм.

7. Обчислити частоту обертання вала кривошипа різального апарата нормального типу і переміщення машини за один хід ножа, якщо збиральний агрегат рухається зі швидкістю  $3,6$  км/год, максимальна швидкість ножа  $1,9$  м/с, хід ножа  $76,2$  мм.

## **Тема 11. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ БИЛЬНОГО ТА ШТИФТОВОГО МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТІВ**

*Мета роботи:* навчитися визначати основні геометричні та кінематичні параметри бильного і штифтового молотильних апаратів, обчислювати регулювальні параметри; засвоїти методику побудови розгортки штифтового поля барабана.

**Формат листа графічної частини – А1  
Рекомендований масштаб – 1:2**

### **1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Зерно з колоса виділяють обмолотом. *Обмолот* – це нанесення ударів по рослинній масі і протягування її між поверхнями. Внаслідок ударів і витирання під час протягування порушуються зв'язки плоду (зернівки) із квітколожем і лусками колоска.

Швидкість і прискорення руху маси в молотильному апараті є найважливішими параметрами, що діють як на технологічні, так і на енергетичні показники роботи молотильних пристроїв. Якість роботи молотильних пристроїв оцінюють коефіцієнтами:

$\delta_3$  – недомолот;                       $d_3$  – подрібнення;  
 $s$  – сепарація;                       $\psi$  – засміченість.

Основними параметрами бильного барабана є довжина  $L_b$ , діаметр  $D_b$ , число бил  $i$ , частота обертів  $n$ , маса барабана  $m_b$ .

Молотильні пристрої повинні забезпечувати максимальну продуктивність комбайна при втратах, що не перевищують значення, які допускаються: коефіцієнт недомолоту  $\delta_3 \leq 0,9$  %, коефіцієнт подрібнення  $d_3 \leq 2,5$  % для продовольчого і  $d_3 \leq 1,0$  % для насіннєвого зерна.

До регулювальних параметрів молотильних пристроїв належать частота обертів барабана  $n$  та зазори  $\delta$  між білами і поперечними планками підбарабання.

Параметри попереднього настроювання бильного молотильного пристрою наведені в табл. 11.1.

Фактичний зазор на вході залежить від фактичної подачі маси  $q$  (кг/с), лінійної швидкості робочих елементів барабана  $V_b$  (м/с),

довжини деки  $l_{\delta}$  (м), об'ємної маси соломи і зерна  $\gamma$  (кг/м<sup>3</sup>), діаметра барабана  $D_{\delta}$ , м.

$$\delta = \frac{\beta \cdot q}{D_{\delta} \cdot l_{\delta} \cdot V_{\delta} \cdot \gamma}. \quad (11.1)$$

Фактичну подачу маси  $q$  визначають за формулою

$$q = q_z + q_c,$$

де  $q_z, q_c$  – подача відповідно зерна і соломи, кг/с.

Таблиця 11.1

**Параметри попереднього настроювання бильного  
молотильного пристрою**

Культура	Лінійна швидкість робочих елементів барабана $V_{\delta}$ , м/с	Зазори $\delta$ , мм	
		на вході	на виході
Пшениця, жито, ячмінь	30–32	20	4
Овес	28–30	17	4
Рис	27–34	20	4
Просо, коріандр	21–24	14	4
Кукурудза	13–15	35	18
Гречка, боби	15–18	18	5
Горох	12–15	18	10
Соняшник	10–12	40	25

Подачу зерна і соломи розраховують за залежностями, кг/с:

$$q_z = 0,01 Q_z \cdot B_{жс} \cdot V_M; \quad (11.2)$$

$$q_c = 0,01 Q_c \cdot B_{жс} \cdot V_M; \quad (11.3)$$

де  $Q_z$  і  $Q_c$  – урожайність відповідно зерна і соломи, ц/га;

$V_M$  – робоча швидкість комбайна, м/с;

$B_{жс}$  – ширина захвату жатки комбайна, м.

$$\text{Відношення} \quad \beta = q_c / q_z + q_z \quad (11.4)$$

називають коефіцієнтом соломистості.

Із формули (11.4) одержуємо, що

$$q_c = q_z \beta / 1 - \beta, \quad (11.5)$$

або

$$q_c / q_z = \beta / 1 - \beta.$$

Приймемо  $q_c / q_z = m$ , тобто маємо відношення маси соломи до маси зерна.

$$\text{Тоді} \quad m = \beta / 1 - \beta, \quad (11.6)$$

або 
$$\beta = m / l + m. \quad (11.7)$$

Діаметр барабана (м) розраховують з використанням залежності

$$D_{\bar{o}} = \frac{V_{\bar{o}} \cdot \Delta t \cdot i}{\pi}, \quad (11.8)$$

де  $i$  – кількість бил барабана;  $i = 6; 8; 10; 12$  (тільки парне значення);

$\Delta t$  – проміжок часу між ударами сусідніх бил;  $\Delta t = 0,0045-0,0075$  с.

Довжина молотильного барабана дорівнює, м

$$L_{\bar{o}} = \frac{q}{q_o \cdot i}, \quad (11.9)$$

де  $q_o$  – допустима подача маси на 1 м довжини била;  $q_o = 0,25-0,35$  кг/с·м (за вологості маси 14–18 %). З підвищенням вологості на кожні 5 %  $q_o$  знижують на 15–20 %.

Частота обертів барабана

$$n = \frac{30 \cdot V_{\bar{o}}}{\pi \cdot r}, \quad (11.10)$$

де  $r = D_{\bar{o}} / 2$ , м.

Кутову швидкість барабана визначають за формулою, с<sup>-1</sup>

$$\omega = \frac{V_{\bar{o}}}{r}. \quad (11.11)$$

Потужність на привод молотильного пристрою дорівнюватиме

$$N_o = \frac{q \cdot V_{\bar{o}}^2}{1000(1-f)}, \quad (11.12)$$

де  $f$  – коефіцієнт пропорційності, що враховує опір при протягуванні хлібної маси (коефіцієнт опору підбарабання);  $f = 0,6-0,75$ ;

Потужність на холостий хід барабана

$$N_{x.x.} = \frac{A\omega + B\omega^2}{1000}, \quad (11.13)$$

де  $A$  та  $B$  – коефіцієнти пропорційності;

$A = 0,3$  Н·м,  $B = 9,7 \cdot 10^{-4}$  Н·м/с на 1 м довжини барабана.

Сумарна потужність на привод молотильного барабана

$$N = N_o + N_{x.x.} \quad (11.14)$$

Момент інерції барабана визначають за формулою В.П. Горячкіна, кг·м·с<sup>2</sup>

$$J = N_o / \omega \cdot d\omega / dt, \quad (11.15)$$

де  $d\omega / dt$  – кутове прискорення;  $d\omega / dt = 7,5-15$  с<sup>-2</sup>.

Втрати зерна за молотильним барабаном можливо визначити з виразу

$$\eta_{\delta} = k_3 \cdot e^{-l_{\delta} \cdot \mu_{\delta}}, \quad (11.16)$$

де  $k_3$  – вміст зерна, %.

$$k_3 = 1 - \beta_c; \quad (11.17)$$

$\beta_c$  – коефіцієнт соломистості культури;

$\mu_{\delta}$  – коефіцієнт сепарації підбарабання. Цей коефіцієнт визначають з рівняння, 1/мм

$$\mu_{\delta} = \frac{1,7 \cdot 10^{-3} \cdot q}{5}; \quad (11.18)$$

$l_{\delta}$  – довжина деки, яку розраховують за формулою, мм

$$l_{\delta} = 0,5 (D_{\delta} + \delta_1 + \delta_2) \psi, \quad (11.19)$$

де  $\delta_1$  та  $\delta_2$  – мінімальні зазори відповідно на вході і на виході з барабана, м;

$\psi$  – кут обхвату декою барабана; для наближених розрахунків  $\psi = 2,6$  рад ( $150^\circ$ ).

## **2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

Визначаючи основні геометричні та кінематичні параметри бильного і штифтового молотильного апаратів будують розгортку штифтового поля барабана. Випишують вихідні дані кожний за своїм варіантом (табл. 11.2–11.4). А далі:

1) по залежностях (11.2) і (11.3) визначають секундну подачу зернової і незернової частину врожаю;

2) за формулами (11.4), (11.6) і (11.7) обчислюють коефіцієнт соломистості маси  $\beta$ , відношення маси соломи до маси зерна  $m$ ;

3) визначають геометричні параметри барабана: діаметр  $D_{\delta}$ , довжину  $L_{\delta}$  – залежності (11.8) та (11.9), а частоту його обертів  $n$  – залежність (11.10);

4) із рівняння (11.11) визначають  $\omega$  – кутову швидкість барабана;

5) за залежностями (11.12), (11.13), (11.14) та (11.15) обчислюють енергетичні показники роботи молотильного барабана:  $N_o$  – потужність на обмолот;  $N_{x.x}$  – потужність на холостий хід;  $N$  – сумарну потужність на привод барабана і його приведений момент інерції  $J$ ;

Таблиця 11.2

**Вихідні дані до розрахунку параметрів бильного та штифтового молотильного апарата**

Показник	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	пшениця	жито	просо	соняшник	гречка	горох	боби	кукурудза	пшениця	жито
Урожайність, ц/га:										
зерна	20	18	25	15	17	20	18	45	25	12
соломи	30	25	22	15	17	22	21	20	20	21
$q_0$ , кг/с·м	0,25	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,26
$f$	0,6	0,65	0,7	0,75	0,62	0,63	0,72	0,75	0,79	0,7
$d\omega / dt$	7,5	8,0	7,6	10	11	9	8,5	8,7	9,0	9,3
$V_{\delta}$ , м/с	30	28	25	13	15	12	15	10	32	29
$V_M$ , м/с	3	3,5	2,4	2,5	2	2,3	2	2,8	2,5	3
$B_{жс}$ , м	6	7	6,6	5,6	6	6	7	4,2	6	7
Кількість планок	6	8	10	12	6	8	10	12	6	8

6) використовуючи залежності (11.19), (11.18), (11.17) та (11.16), визначають втрати зернової частини врожаю за молотильним пристроєм  $\eta_{\delta}$ ;

7) для побудови теоретичних залежностей  $\eta_{\delta} = f(\mu_{\delta})$  і  $\mu_{\delta} = f(q)$  приймають  $q = 3$  кг/с;  $q = 4$  кг/с;  $q = 6$  кг/с;  $q = 8$  кг/с;  $q = 10$  кг/с та  $q = 12$  кг/с.

Після складання залежностей (11.2) та (11.3) одержимо, що

$$q = 0,01QB_{жс}V_M.$$

Із цієї залежності  $V_M = \frac{q}{0,01QB_{жс}}$ .

Після визначення  $V_M$  для заданих  $q$  будують графік  $\eta_{\delta} = f(V_M)$ .

### 3. ПОБУДОВА РОЗГОРТКИ ШТИФТОВОГО БАРАБАНА І ПІДБАРАБАННЯ

1) Підраховують загальне число штифтів на барабані (рис.11.1, 11.2.) за формулою  $Z = q / q_0$ , де  $q_0$  – допустима подача маси на 1 штифт;  $q_0 = 0,025-0,04$  кг/с·шт. Кількість штифтів округляють до цілого значення кратного  $M$ .

2) Кількість планок для кріплення штифтів:  $M = K \cdot m$ , де  $K$  – кількість ходів гвинта штифтового поля;  $K = 3; 4; 5$ ;  $m$  – кількість штифтів, що проходять по кожному сліду;  $M = 8-10-12$  планок, тому  $m = M / K$ .

3) За формулою (11.8) підраховують діаметр барабана штифтового молотильного апарата.

4) Визначають довжину барабана, мм:  $L_{\sigma} = l_{\sigma} + 2\Delta l_{\sigma}$ , де  $l_{\sigma}$  – відстань між крайніми слідами штифтового поля, мм;  $l_{\sigma} = (Z/K-1) a_k$ ;  $a_k$  – відстань між сусідніми слідами штифтів, мм;  $a_k = 28-30-32$  мм;  $\Delta l_{\sigma}$  – збільшення довжини планки барабана для закріплення на ній крайнього штифта;  $\Delta l_{\sigma} = 18$  мм. Таким чином

$$L_{\sigma} = (Z / K - 1) \cdot a_k + 2\Delta l_{\sigma}.$$

5) Побудову розгортки барабана штифтового молотильного пристрою виконують в такій послідовності:

а) у масштабі 1:2 або 1:2,5 проводять  $M+1$  паралельних горизонтальних ліній на відстані

$$C = \frac{\pi \cdot (d - h)}{M},$$

де  $h$  – робоча довжина штифта;  $h = 72$  мм;

$d$  – діаметр барабана, мм;

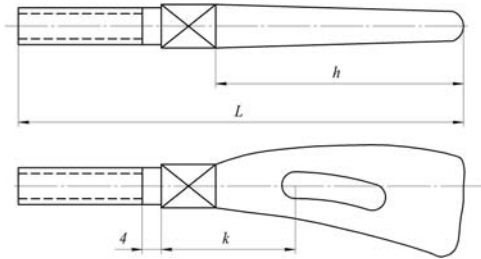
$M$  – кількість планок, шт.;

б) на нижній лінії ( $I-I_0$ ) в тому самому масштабі відкладають довжину барабана  $L_{\sigma}$ ;

в) через т.  $I$  перпендикулярно лінії  $I-I_0$  проводять лінію  $I-I'$  Точки перетину лінії  $I-I'$  з горизонтальними лініями позначають 2, 3, 4, ...,  $M$ . Із точки  $I_0$  перпендикулярно лінії  $I-I_0$  проводять лінію  $I_0-I_0'$  і точки перетину з горизонтальними позначають 2<sub>0</sub>, 3<sub>0</sub>, 4<sub>0</sub>, ...,  $M_0$ ;

г) на лінії  $I-I_0$  (нижня горизонталь) відкладають зліва і справа відрізки  $I-A_1$  і  $I_0-A_2$ , дорівнюють  $\Delta l_{\sigma}$ , та проводять з цих точок перпендикуляри до перетину їх з лінією  $I_0-I_0'$ ;

д) від т.  $A_1$  вправо відкладають відрізки довжиною  $l_1 = M / K \cdot a_k$  на лінії  $I-I_0$  та позначають точки  $B_1, \Gamma_1, \Delta_1, B_1, E_1, Z_1$  і т. д.

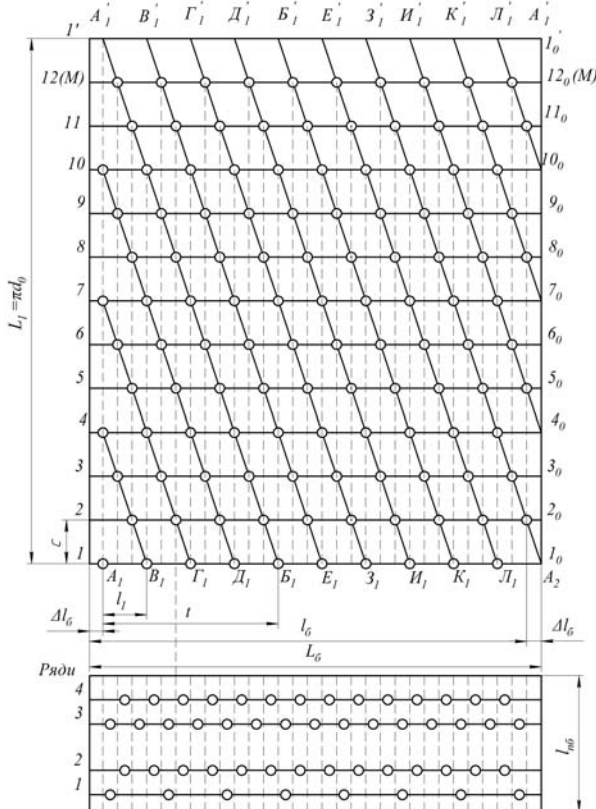


**Рис. 11.1.**  
**Шаблевидний штифт барабана**

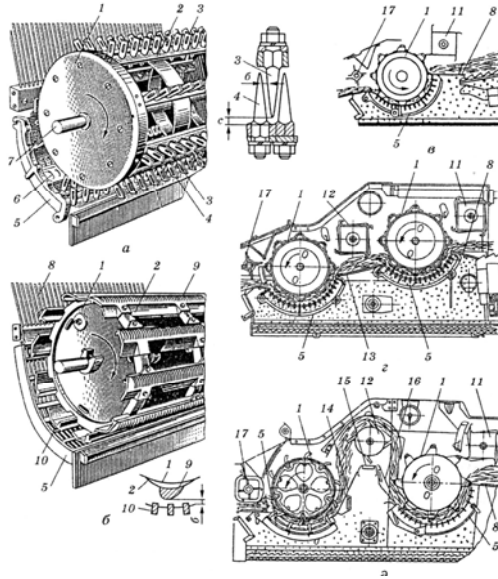
Знаходять крок гвинта  $t = K \cdot l_1$  та відповідну точку на лінії  $l-l_0$  (на рис. 10.2 – т.  $B_1$ ), після чого з'єднують точки  $B_1$  та  $A_1'$ . Пряма, яка з'єднує ці точки, є повною розгорткою гвинта з кількістю ходів  $K$ ;

е) через точки  $B_1, \Gamma_1, \Delta_1, B_1, E_1, Z_1, \dots$ , проводять лінії, які паралельні  $B_1A_1'$ ;

ж) точки перетину похилих ліній з горизонталлями є центрами отворів для закріплення штифтів на барабані;



**Рис. 11.2.**  
**Розгортка штифтового поля барабана, якщо  $K = 4$  ходи:**  
кількість планок  $M = 12$ ; діаметр барабана по основі штифтів  $d_0 = 0,535$  м



**Рис. 11.3. Молотильні апарати:** а – штифтовий; б – бильний; в – комбайна СК-5; г – комбайна СК-6-II і “Енисей-1200”; д – комбайнів рисової модифікації СКПП-6; 1 – барабан; 2 і 10 – планки; 3 і 4 – штифти; 5 – підбарабання; 6, 13 і 14 – решітки; 7 – вал; 8 – пальцова решітка; 9 – біло; 11 – відбійний бітер; 12 – проміжний бітер; 15 і 16 – напрямні щітки; 17 – приймальний бітер

з) на підбарабанні штифти встановлюють у 4, 5 або 6 рядів, залежно від довжини ряду:  $l_{нб} = r_{нб} \cdot \psi$ , де  $r_{нб}$  – радіус підбарабання, мм;  $\psi$  – кут обхвату барабана підбарабанням;  $\psi = 2,6$  рад;

і) у першому ряду штифти розташовують на відстані  $4a_k$  (для зменшення опору затягування маси в молотильний зазор), а в усіх інших –  $2a_k$ . У кожному ряду штифти розташовують посередині суміжних слідів штифтів, які розміщені на барабані, в подальших рядах штифти мають шахматний порядок (рис. 11.2).

Шаблевидний штифт барабана поділяють на штифти нормального виконання:  $L = 113$  мм,  $h = 69$  мм,  $k = 38$  мм; з подовженим хвостовиком:  $L = 125$  мм,  $h = 69$  мм,  $k = 38$  мм; укорочені:  $L = 103$  мм,  $h = 39$  мм,  $k = 34$  мм

Звіт з лабораторної роботи виконують у робочому зошиті, а розгортку штифтового поля барабана та підбарабання – на листі формату А1.

Таблиця 11.3

**Параметри комбайна для орієнтовного визначення класу комбайна**

Клас комбайна	Потужність, кВт	Ширина захвату жатки, м	Маса, т	Місткість бункера, м <sup>3</sup>	Площа, м <sup>2</sup>	
					очисника	соломо-тряса
3	59	3,1	4,9	2,4	2,37	3,44
4	80	3,8	6,8	3,4	3,03	4,17
5	106	4,1	8,4	4,7	3,59	4,84
6	122	4,8	9,1	5,2	4,13	5,82
7	133	5,1	9,7	6,0	4,49	5,99
8	143	5,3	10,2	6,4	4,89	6,67
9	165	5,7	11,0	6,7	5,00	6,67
11	184	6,1	12,0	7,3	5,75	8,28

Таблиця 11.4

**Технічні характеристики комбайнів та їх клас**

Фірма	Тип	Ширина молотарки, м	Площа соломо-тряса, м <sup>2</sup>	Ефективна площа сепарації, м <sup>2</sup>	Площа очисника (решиг), м <sup>2</sup>	Місткість бункера, м <sup>3</sup>	Потужність двигуна, кВт (к. с.)	Індекс	Клас
CLAAS	CO228CS	1,58	-	-	6,12	10,0	243 (330)	136	11
NEW HOLLAND	TF-46	1,56	-	-	6,50	9,15	243 (330)	134	11
CLAAS	DO 48	1,58	6,93	12,03	6,12	7,50	199 (270)	123	10
JOHN DEERE	2066	1,67	7,68	10,62	5,83	7,50	199 (270)	114	9
MASSEY-F	MF 40 PS	1,68	6,69	10,43	5,40	7,90	195 (265)	112	9
DEUTZ-F	4080 HTS	1,52	6,69	9,97	5,75	7,50	194 (250)	108	8
MDW	517	1,62	7,68	9,83	6,18	5,50	168 (228)	104	8
FIATAGRI	3890	1,60	7,25	8,43	5,51	6,50	147 (200)	93	7
CASE IH	8900	1,40	6,13	7,10	4,50	6,40	147 (200)	82	7
MASSEY-F	MF-30	1,40	6,30	7,20	4,50	5,20	110 (150)	76	6
JOHN DEERE	9440	1,36	5,56	6,51	4,11	6,40	123 (167)	75	6
NEW HOLLAND	TX-30	1,04	3,48	6,21	3,70	4,90	103 (140)	67	5
JOHN DEERE	1166	1,04	3,90	5,39	3,5	4,40	92 (125)	60	5
SAMPO	SR 2050	1,12	4,60	4,93	3,40	3,30	74 (100)	53	4
DEUTZ-F	34.80	1,11	3,83	4,63	3,10	3,30	78 (106)	52	4
SAMPO	SR 2045	1,12	4,60	4,93	3,40	3,30	64 (87)	51	3
FORD NH	8030	1,04	3,79	4,46	2,80	3,13	67 (91)	47	3
CASE IH	3600	1,12	3,20	3,69	2,40	2,60	63 (85)	41	2
SAMPO	680	1,03	5,52	4,32	1,04	2,50	62 (84)	39	2
FIATAGRI	3300	0,87	3,07	3,70	2,17	2,30	56 (76)	38	1
MASSEY-F	MF-8	0,78	1,40	1,90	0,70	0,8	40 (55)	19	1

## *Запитання для самоконтролю*

1. Від чого залежить вибір типу молотильного пристрою зернозбирального комбайна?
2. Як визначити середню подачу хлібної маси в молотильний апарат бильного типу?
3. Як розрахувати довжину бильного барабана?
4. Як визначити частоту обертання молотильного барабана?
5. З якою метою будується розгортка штифтового барабана молотильного апарата?

### **ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ БИЛЬНОГО ТА ШТИФТОВОГО МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТІВ”**

1. Визначити максимальну допустиму швидкість комбайна СК-5 “Нива” при збиранні пшениці з урожайністю зерна 40 ц/га і відношенні зерна до соломи 1:1,5. Ширина захвату жатки 4 м. У молотильний апарат потрапляє 80 % соломи від усього врожаю соломи.

2. Розрахувати потужність, що припадає на обмолот хлібної маси бильним молотильним апаратом, якщо діаметр апарата 600 мм, частота його обертання  $900 \text{ хв}^{-1}$ , коефіцієнт перетирання 0,7. Подача хлібної маси в молотильний апарат становить 5 кг/с.

3. Визначити момент інерції молотильного барабана, якщо пропускна здатність молотильного апарата 5 кг/с, діаметр барабана 600 мм, колова швидкість його бил 30 м/с, коефіцієнт перетирання хлібної маси 0,7, кутове прискорення барабана  $10 \text{ с}^{-2}$ .

4. Обчислити подачу хлібної маси в молотильний апарат комбайна при швидкості руху 3,6 км/год, урожайності зерна 2 т/га, відношенні зерна до соломи 1:1,5 та ширині захвату жатки 6 м.

5. Визначити максимальну допустиму подачу хлібної маси в молотильний апарат комбайна СК-5 “Нива”, якщо відношення маси зерна до маси соломи відрізняється від стандартної ( $1 : \beta = 1 : 1,5$ ) і становить  $1 : \beta_{cp} = 1 : 1$ .

6. Встановити кінетичну енергію молотильного барабану з моментом інерції  $J = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  при частоті обертання  $1200 \text{ хв}^{-1}$ . На скільки зменшиться енергія барабана, якщо швидкість його обертання після подолання перевантаження знизиться на 5 %?

7. Розрахувати масу валка, що припадає на  $1 \text{ м}^2$  площі, і швидкість комбайна при обмолоті валка, якщо продуктивність молота-

рки комбайна “Енисей-1200” 6,3 кг/с, жатка ЖВН-6А, ширина валка 1,1 м, урожайність зерна 2,5 т/га, відношення маси зерна до маси соломи 1 : 2.

8. Визначити потужність, що витрачається на роботу молотильного апарата бильного типу, якщо діаметр барабана 550 мм, частота обертання  $1200 \text{ хв}^{-1}$ , подача хлібної маси в молотильний апарат 6 кг/с, відношення маси зерна до маси соломи 1 : 1,5, коефіцієнт перетирання 0,7.

9. З’ясувати, чи відповідає момент інерції барабана  $8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  допустимому значенню, якщо потужність двигуна, що витрачається на обмолот, становить 13,2 кВт, максимально і мінімально допустимі значення прискорення барабана 10 і  $15 \text{ с}^{-2}$ ; частота обертання  $1100 \text{ хв}^{-1}$ .

10. Визначити масу валка, що знаходиться на площі  $1 \text{ м}^2$ , і швидкості комбайна при обмолоті валка, якщо врожайність молотильного апарата комбайна (СКД-5) 5,5 кг/с, використовується жатка ЖВН-6, ширина валка 1,1 м, урожайність зерна 2,5 т/га, відношення маси зерна до маси соломи 1 : 1,5.

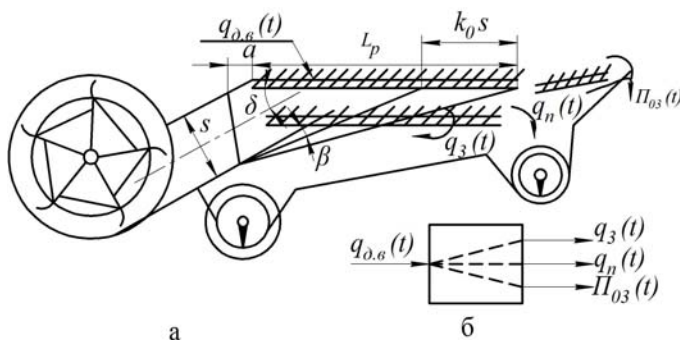
## Тема 12. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОЧИСТКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

**Мета роботи:** по результатах, отриманих у роботі 11, і додаткових даних, визначити параметри та режими решіт грохота і вентилятора.

**Формат листа графічної частини – А3**  
**Рекомендований масштаб – 1:5**

### 1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Сучасні зернозбиральні комбайни конструюють, як правило, з однією системою очищення, що складається з вентилятора, двох коливних решіт і транспортувальних пристроїв (рис. 12.1).



**Рис. 12.1.** Схеми системи очищення зернозбирального комбайна:  
а – технологічна; б – функціональна

Решета в більшості конструкцій – з регульованим живим перерізом (жалюзійні), а вентилятор – відцентрового типу. Взаємне розташування вихідного каналу і верхнього решета має бути таким, щоб потік повітря обробляв решето по усій його довжині  $L_p$ . Якщо верхня кромка каналу розташована приблизно на рівні решета і на відстані  $a$  від нього, то

$$L_p + a = s \left[ k_0 + \frac{\cos \beta}{\sin(\delta - \beta)} \right], \text{ звідки} \quad (12.1)$$

$$s = (L_p + a) \sin(\delta - \beta) / [\cos\beta + k_0 \sin(\delta - \beta)], \quad (12.2)$$

де  $s$  – висота каналу;

$\delta$  – кут нахилу повітряного потоку до площини решета;

$$\delta = 25-30^\circ;$$

$\beta$  – кут розширення струменя;  $\beta = 12-16^\circ$ ;

$k_0$  – коефіцієнт, що враховує відхилення повітряного потоку решетом;  $k_0 = 0,5-0,6$ .

Через складність процесу взаємодії повітряного потоку і дрібного вороху, що поступає на решето, а також зміну подачі  $q_{\text{д.в.}}(t)$  дрібного вороху і його стану розміри решіт і конфігурацію простору для роботи повітряного потоку встановлюють на основі експериментальних даних і багаторічного досвіду конструювання і випробування систем очищення.

**Вибір параметрів решета.** Рівняння матеріального балансу вороху в системі очищення можна записати так:

$$q_{\text{д.в.}}(t) = q_3(t) + \Pi_{03}(t) + q_{\Pi}(t), \quad (12.3)$$

де  $q_3(t)$ ,  $\Pi_{03}(t)$  та  $q_{\Pi}(t)$  – три вихідних потоки зерна, втрат вільного зерна і вороху, що йде на повторний обмолот (рис. 12.1).

У більшості випадків дані щодо дійсного характеру зміни  $q_{\text{д.в.}}(t)$  і усіх вихідних потоків очищення в умовах нормального функціонування комбайна відсутні. Конструювання і розрахунок елементів системи очищення виконують за усередненою подачею  $q_{\text{д.в.}}^p$  дрібного вороху, що поступає на очищення.

Зазвичай розрахунок  $q_{\text{д.в.}}^p$  (кг/с) здійснюють за балансом зерна, що надходить в молотарку, без урахування втрат. Якщо розрахункова подача рослинної маси  $q_p$  (кг/с), а відносний вміст зерна в цій масі  $\beta$ , то  $q_p \beta = q_{\text{д.в.}}^p \cdot \beta_6$ , де  $\beta_6$  – відносний вміст зерна в дрібному вороху; для розрахунків приймають  $\beta_6 = 0,75-0,90$ .

З цієї рівності отримаємо, що

$$q_{\text{д.в.}}^p = \frac{\beta \cdot q_p}{\beta_6}. \quad (12.4)$$

Використовують для розрахунку і іншу формулу

$$q_{\text{д.в.}}^p = (1 - \beta_c \cdot k) \cdot q_p, \quad (12.5)$$

де  $\beta_c$  – відносний вміст соломи в рослинній масі;

$k$  – коефіцієнт, що характеризує вологість зерна  $\omega_3$ . Для пшениці:

$\omega_3$	<10	10–15	>15
$k$	0,6–0,7	0,7–0,8	0,8–0,9

Площу решета  $F_p$  визначають за допустимим навантаженням  $q_{д.в.дон.}$  на  $1 \text{ м}^2$  решета:

$$F_p = B_p L_p = \frac{q_{д.в.}^p}{q_{д.в.дон.}}. \quad (12.6)$$

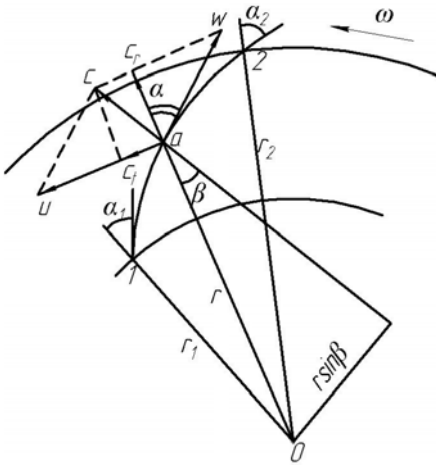
Рекомендується  $q_{д.в.дон.} = 1,5\text{--}2,5 \text{ кг/с}$  на  $1 \text{ м}^2$  решета.

Ширину решета  $B_p$  приймають рівною ширині соломотряса  $B_c$  і узгоджують з допустимим навантаженням  $q_{д.в.дон.}$ , що припадає на  $1 \text{ дм}$  ширини,

$$B_p = \frac{q_{д.в.}^p}{q_{д.в.дон.}}. \quad (12.7)$$

Для регульованих жалюзійних решіт при збиранні сухих незасмічених хлібів  $q_{д.в.дон.} = 0,15\text{--}0,17 \text{ кг/с}\cdot\text{дм}$ ; для важких умов збирання навантаження зменшують до  $q_{д.в.дон.} \approx 0,10\text{--}0,12 \text{ кг/с}\cdot\text{дм}$ .

У комбайнів вітчизняного виробництва КЗС-9 “Славутич”  $L_p = 1018 \text{ мм}$ ,  $B_p = 1440 \text{ мм}$  для верхнього решета і  $B_p = 1256 \text{ мм}$  – для нижнього.



*Рис. 12.2. Виведення рівняння відцентрового вентилятора*

Що стосується інших параметрів систем очищення, то в сучасних комбайнів вони знаходяться в таких межах: кут нахилу решіт до горизонту  $3\text{--}7^\circ$ ; амплітуда коливань решіт  $60\text{--}80 \text{ мм}$  для верхнього решета і  $30\text{--}40 \text{ мм}$  для нижнього решета; частота коливань решіт  $200\text{--}300 \text{ хв}^{-1}$ .

### **Вибір і обґрунтування основних параметрів вентилятора.**

Як уже відзначалося, в системах очищення зернозбиральних ком-

байнів найчастіше застосовуються відцентрові вентилятори. Теоретичною основою розрахунку основних параметрів вентилятора є відоме рівняння Ейлера для теоретичного тиску  $H_m$ , який створюється вентилятором при допущенні, що робоче колесо має нескінченне число лопатей, а їх товщина дорівнює нулю.

Нехай лопать 1–2 (рис. 12.2) обертається навколо центра  $O$  з кутовою швидкістю  $\omega$ . Форма лопаті визначається зміною кута  $\alpha$  (від  $\alpha_1$  на вході лопаті до  $\alpha_2$  на виході) між дотичною до поверхні лопаті і радіус-вектором  $r$ . Кількість руху маси  $m'$  (кг/с) повітря, що знаходиться на відстані  $r = Oa$  від центра  $O$ , буде  $m'c$ , а момент  $M$  кількості руху відносно цього центра  $M = m'cr\sin\beta$ , причому  $c$  – абсолютна швидкість частки повітря.

Оскільки  $cr\sin\beta = c_t$  (рис. 12.2), то зміна моменту кількості руху маси  $m'$  повітря при її переміщенні від точки 1 до точки 2 може бути визначена за залежністю

$$\Delta M = M_2 - M_1 = m'(r_2 c_{t2} - r_1 c_{t1}), \quad (12.8)$$

а енергія, набута повітрям в одиницю часу, дорівнюватиме

$$L = \Delta M \omega = m'(u_2 c_{t2} - u_1 c_{t1}), \quad (12.9)$$

де індекси 1 і 2 належать відповідно до точок 1 і 2 лопаті;  $u$  – колові швидкості.

При витраті повітря  $W$  (м<sup>3</sup>/с) маємо, що  $m' = W\rho$  ( $\rho$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>). Тоді для теоретичного тиску (напору) рівняння Ейлера матиме вигляд

$$H_T = \frac{L}{W} \rho (u_2 c_{t2} - u_1 c_{t1}). \quad (12.10)$$

Підставляючи в це рівняння  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>),  $u$  і  $c_t$  (м/с) отримаємо  $H_m$  в паскалях (Па).

З трикутника швидкостей ( $c$ ,  $\omega$ ,  $u$ ) маємо  $c_t = u - c_r \operatorname{tg} \alpha$ , а з умови нерозривності струменя  $W = 2\pi r c_r B_s$ , де  $B_s$  – ширина лопаті (рис. 12.2).

Підставляючи значення  $c_t$  в точках 1 і 2 в рівняння (12.10) і вважаючи  $u = r\omega$ , знайдемо

$$H_T = H_{t0} - B_T W, \quad (12.11)$$

$$\text{де } H_{t0} = \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2); \quad B_T = \frac{\rho \omega (\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)}{2\pi B_s}. \quad (12.12)$$

При  $\omega = \text{const}$  в одного і того ж вентилятора теоретичний тиск лінійно пов'язаний з витратою повітря  $W$ , і відповідно до зна-

ка  $B_T$  (залежно від співвідношення між кутами  $\alpha_2$  і  $\alpha_1$ ) можливі три види функції  $H_m$  (рис. 12.3,а).

Дійсний тиск  $h$  (рис. 12.3,б), що створюється відцентровим вентилятором, відрізняється від теоретичного через кінцеве число лопатей і втрат. Тиск  $h$  нелінійно пов'язаний з витратою і може бути виражений співвідношенням

$$h = h_0 - B' \cdot W - B'' \cdot W^2, \quad (12.13)$$

де  $B'$  і  $B''$  – коефіцієнти, що враховують відповідно кінцеве число лопатей і втрати у вентиляторі.

Рівняння неважко привести до виду

$$\frac{H_T}{n^2} = 0,5 \cdot \rho \left( A_1 - \frac{A_2 W}{n} \right). \quad (12.14)$$

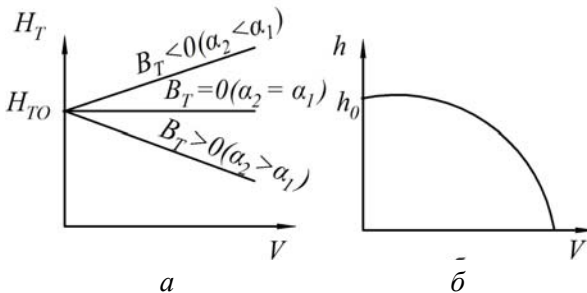
де

$$A_1 = 2\pi^2 \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{30^2}; \quad A_2 = \frac{(\operatorname{tg}\alpha_2 - \operatorname{tg}\alpha_1)}{30B_B}. \quad (12.15)$$

Для одного і того ж вентилятора при  $\rho = \text{const}$  маємо  $H_T/n^2 = \text{const}$ ;  $W/n = \text{const}$ . Отже, за постійного манометричного ККД ( $\eta = h/H_T$ ) вентилятора певної конструкції будуть справедливі такі основні співвідношення:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{W_1}{W_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (12.16)$$

де  $N$  – потужність, потрібна для створення потоку з витратою  $W$  і тиском  $h$ .



**Рис. 12.3. Напірні лінії:** а – теоретичні; б – дійсна

Розрахунок вентилятора полягає у визначенні основних його геометричних розмірів, частоти обертання  $n$  і необхідної потужності  $N$  на привод. Початковими для розрахунку є середня швидкість  $c''$  потоку повітря на виході з каналу, витрата повітря  $W$  і загальний тиск  $h$ .

Швидкість повітряного потоку обумовлена аеродинамічними властивостями компонентів дрібного вороху, що поступає на очищення. Для відділення легких домішок (полови, часток соломи) від зерна швидкість повітряного потоку має бути дещо меншою за критичну швидкість зерна. Критична швидкість зерна змінюється в широких межах і описується нормальним законом розподілу. Мінімальна критична швидкість насіння пшениці, жита і ячменю становить 8–9 м/с.

Б.Г. Турбін пропонує для розрахунку швидкості потоку повітря під час очищення вороху на жалюзійному решеті таку формулу:

$$c'' = V_{\text{крmin}} \sqrt{\frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}}, \quad (12.17)$$

де  $V_{\text{крmin}}$  – найменша критична швидкість зерна;  $\varphi$  – кут тертя;  $\alpha$  – кут нахилу елемента жалюзі до горизонту.

Витрату повітря обчислюють за співвідношенням

$$W = B_B s c''. \quad (12.18)$$

Причому ширина вентилятора  $B_B$  приймається рівною ширині решета  $B_p$ . Крім того, для відцентрових вентиляторів сільськогосподарського призначення

$$B_B \approx (3-4)s.$$

Повний тиск  $A$  складається з динамічного  $h_d$  і статичного  $h_s$  тиску, тобто  $h = h_d + h_s$ . Динамічний тиск розраховують з огляду на середню швидкість потоку повітря:  $h_d = 0,5\rho c''^2$ , а статичний – на опори, що виникають в системі очищення. Сюди входить опір камери, решіт та інших елементів конструкції системи очищення, які можуть бути встановлені тільки дослідним шляхом. Як еквівалент опору повітряних мереж може бути використаний коефіцієнт режиму

$$k = \sqrt{\frac{h_d}{(h_s + h_d)}}. \quad (12.19)$$

Використовуючи відомі величини  $k$  і  $h_d$ , знайдемо, що

$$h_s = \left( \frac{1}{k^2 - 1} \right) h_d. \quad (12.20)$$

За дослідними даними для вентиляторів зернозбиральних машин  $k = 0,22-0,24$ , тоді

$$h_s \approx (16,5-20) h_d.$$

Що стосується розмірів робочого колеса вентилятора (внутрішнього діаметра  $D_1$  і зовнішнього  $D_2$ ) та вхідного вікна (діа-

метр  $D_0$ ), то досвід проектування і експлуатації відцентрових вентиляторів показує, що найбільш прийнятні такі співвідношення

$$D_1 = (0,35-0,5)D_2; \quad D_0 = (0,65-0,8)D_2; \quad D_2 = (1,65-2,5)s$$

Частота обертання робочого колеса регулюється в межах  $n_k = 450-1000 \text{ хв}^{-1}$ .

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

**Визначення ширини і довжини решета очистки.** До комплекту робочих органів очистки входять: стрясна дошка, вентилятор, верхнє решето очистки, подовжувач решета очистки, нижнє решето очистки та скатна дошка.

Розрахунок параметрів та режимів роботи очистки проводять у певній послідовності.

1) Визначають ширину решета очистки  $B_{cp}$  в непрямоточному комбайні з виразу

$$B_{cp} = 0,9 \cdot B, \quad (12.21)$$

де  $B_{cp}$  – ширина решета грохоту, м;

$B$  – ширина соломотряса, м;

За молотильного апарата бильного типу приймаємо

$$B = (1,0 - 1,1) \cdot L_{\sigma}, \quad (12.22)$$

де  $L_{\sigma}$  – довжина барабана молотильного апарата, м (взято з попередньої роботи).

Якщо молотильний апарат штифтового типу, то

$$B = (1,2 - 1,4) \cdot L_{\sigma}. \quad (12.23)$$

2) Обчислюють масу вороху, що надходить на грохот в одиницю часу,

$$q_{cp} = \frac{\beta}{\beta_{cp}} q_{cp}, \quad (12.24)$$

де  $q_{cp}$  – маса вороху, що надходить на грохот, кг/с;

$\beta$  – коефіцієнт, що характеризує вміст зерна в загальній масі;

$$\beta = \frac{q_z}{q_z + q_c};$$

$q_z, q_c$  – подача відповідно зерна і соломи, кг/с (взято з попередньої роботи);

$\beta_{ep}$  – коефіцієнт, що характеризує вміст зерна у вороху, який надходить на очистку;  $\beta_{ep} = 0,75-0,90$ . Нижнє значення приймається у разі робіт на засмічених масах, верхнє – на чистих масах;

$q_{cp}$  – середня подача хлібної маси в молотильний пристрій, кг/с;

$$q_{cp} = 0,01 \cdot \frac{B_{жс} \cdot V_M \cdot Q_3}{\beta}, \quad (12.25)$$

де  $B_{жс}$  – ширина захвату комбайна, м;

$V_M$  – швидкість руху комбайна, м/с;

$Q_3$  – урожайність зерна, ц/га.

3) Встановлюють довжину очистки  $L_{ep}$  за формулою

$$L_{ep} = \frac{q_{ep}}{B_{ep} \cdot q''}, \quad (12.26)$$

де  $L_{ep}$  – довжина очистки, м;

$q_{ep}$  – маса вороху, що надходить на очистку, кг/с;

$B_{ep}$  – ширина очистки, м;  $B_{ep} = 1,27$  м;

$q''$  – секунднє навантаження на одиницю площі решета; для жалюзійних регульованих решіт  $q'' = 0,8-1,4$  кг/с/м<sup>2</sup>.

Очистка в молотарках працює задовільно, якщо товщина шару вороху не перевищує 4–6 см, тому завжди після визначення розмірів решета очистки перевіряють товщину шару вороху.

4) Розраховують товщину шару вороху  $h'$  на решеті очистки

$$h' = \frac{q_{ep}}{B_{ep} \cdot V_{cp} \cdot \gamma_в}, \quad (12.27)$$

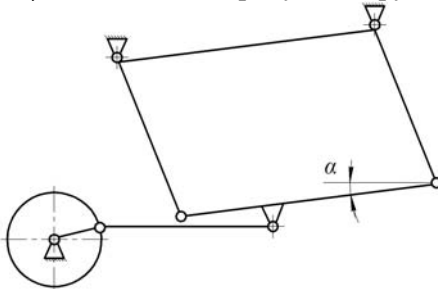
де  $h'$  – товщина шару вороху, м;

$q_{ep}$  – подача вороху на очистку, кг/с;

$B_{ep}$  – ширина грохоту, м;

$V_{cp}$  – середня швидкість відносного переміщення вороху по решету, м/с;

$\gamma_в$  – щільність вороху, який рухається по поверхні решета, кг/м<sup>3</sup>.



**Рис. 12.4. Схема механізму приводу очистки**

У формулі (12.27) невідомою величиною є  $V_{cp}$  – середня швидкість переміщення вороху по решету, м/с.

5) Визначають середню швидкість відносного переміщення вороху по решету, використовуючи рівність

$$V_{cp} = \frac{(S_1 - S_2) \cdot n}{60}, \quad (12.28)$$

де  $S_1, S_2$  – переміщення вороху по поверхні решета відповідно до виходу та по напрямку до барабана, м;

$n$  – число обертів приводного вала,  $\text{хв}^{-1}$ .

Переміщення вороху по решету за одне коливання визначають графоаналітичним методом, запропонованим проф. Б.А. Бергом.

Розглянемо випадок, коли решето отримує горизонтально спрямовані коливання (рис. 12.4) і його рух мало відрізняється від прямолінійного гармонійного коливального руху. Для цього будуть в прямокутних координатах діаграму зміни швидкості  $V$  і прискорень решета  $j$ , а також швидкості вороху  $u$  в період його переміщення по поверхні решета.

За постійної кутової швидкості обертання вала кривошипа приводу очистки кут повороту останнього  $\varphi'$  буде пропорційний часу  $\varphi' = \omega t$ .

По осі абсцис відкладають час у секундах відповідно до кутів повороту кривошипа (рис. 12.5):  $\pi / 4$ ;  $\pi / 2$  ...  $3\pi$ . Час  $t = \varphi' / \omega$  відповідно дорівнюватиме  $\pi / 4\omega$ ;  $\pi / 2\omega$  ...  $3\pi / \omega$ . По осі ординат відкладають швидкості решета  $V$ , його прискорення  $j$  і швидкість руху вороху по решету  $u$ .

Швидкість решета  $V$  і прискорення  $j$  розраховують відповідно за формулами:

$$\begin{aligned} V &= \omega r \sin \omega t; & V_{max} &= \omega r; \\ j &= \omega^2 r \cos \omega t; & j_{max} &= \omega^2 r. \end{aligned}$$

Критичні прискорення, знайдені з умови рівності сил, діючих уздовж поверхні решета, визначають з рівняння:

а) при русі догори по решету

$$j_2 = g \cdot \text{tg}(\varphi_2 + \alpha);$$

б) при русі донизу по решету

$$j_1 = g \cdot \text{tg}(\varphi_1 - \alpha),$$

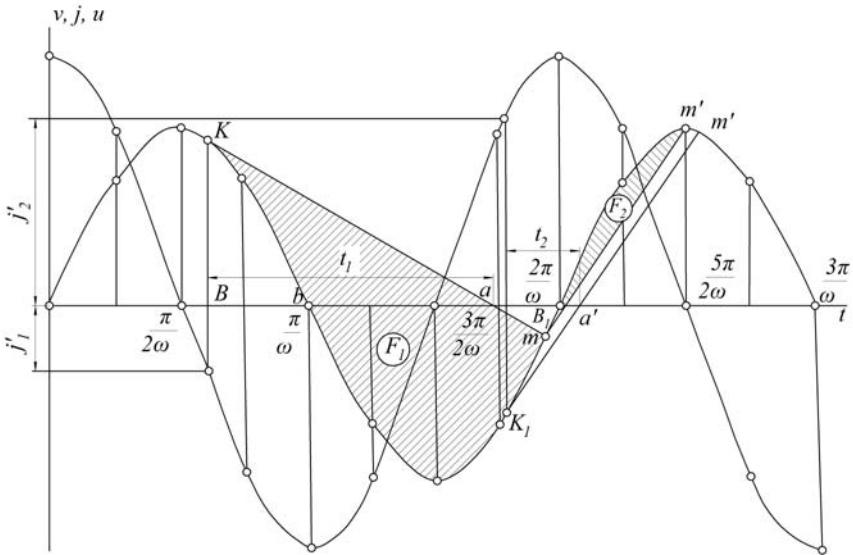
де  $\varphi_1, \varphi_2$  – кути тертя вороху по решету при русі відповідно по напрямку повітряного потоку ( $\varphi_1 = 25^\circ$ ) та назустріч йому ( $\varphi_2 = 40^\circ - 50^\circ$ ). Ці прискорення відповідатимуть граничному випадку, коли сила

тертя вороху по решету і рушійна сила рівні. Для забезпечення руху вороху по решету величина прискорення має бути дещо більшою, ніж у граничному випадку (на 10 %). Тоді прискорення, за яких відбуватиметься рух вороху догори і донизу по решету, обчислюють відповідно:

$$j'_2 = 1,1 \cdot g \cdot \operatorname{tg}(\varphi_2 + \alpha); \quad (12.29)$$

$$j'_1 = 1,1 \cdot g \cdot \operatorname{tg}(\varphi_2 - \alpha). \quad (12.30)$$

Критичні прискорення  $j'_1$  і  $j'_2$  представляються на діаграмі прямими, паралельними осі абсцис. У разі руху вперед (до виходу з молотарки) протягом часу  $t$  очистка і ворох мають однакову швидкість до точки  $K$ . Ворох у точці  $K$  відривається від поверхні решета



**Рис. 12.5. Графічне визначення характеру відносного руху вороху і величини відносної швидкості**

і починає самостійний рівномірно уповільнений рух. Після цього моменту швидкість решета змінюється за законом синусоїди ( $V = \omega r \sin \omega t$ ), а швидкість вороху – за законом прямої лінії, дотичної до синусоїди в точці  $K$ . Для полегшення проведення дотичної визначають час, протягом якого швидкість вороху  $u$  зменшиться від швидкості його в точці  $K$ , рівної  $V_k$ , до нуля. Це дає можливість знайти на осі абсцис другу точку прямої, за законом якої змінюватиметься швидкість руху вороху по решету.

Час  $t_l$  визначають орієнтовно із залежностей:

$$u = 0; \quad u = V_k - j'_1 t_1; \quad 0 = V_k - j_1 t_1,$$

звідки  $t_l = V_k / j'_1$ .

Значення часу  $t_l$  відкладають по осі абсцис від точки  $B$ . Лінія  $Ka$  уявляє графік зміни швидкості ковзання вороху по поверхні решета.

За час, зображений відрізком  $ba$  (рис.12.5), решето рухається вперед, а ворох, що відірвався від решета, продовжує рух вперед і зупиняється, коли зміна часу досягне точки  $a$ , де швидкість вороху дорівнює нулю. З цього моменту решето, що рухається назад, починає захоплювати зі собою ворох, надаючи йому рівномірно прискореного руху назад. Швидкість вороху змінюватиметься за законом тієї ж прямої лінії, що є продовженням лінії  $Ka$ . Значення швидкості руху вороху  $u$  будуть негативними, оскільки рух відбувається у зворотному напрямку.

У точці  $m$ , де ця пряма перетинається зі синусоїдою, швидкості решета і вороху будуть однаковими. Тому зміна напрямку руху вороху  $u$ , що відірвався від поверхні решета, представляється на діаграмі прямою лінією  $Km$ , дотичною до синусоїди в точці  $K$ . Відносне переміщення вороху по поверхні решета при русі його вперед зображено на діаграмі площею  $Kab$ , а при русі решета назад – площею  $abm$ .

Повне відносне переміщення вороху по поверхні решета представиться площею

$$F_1 = F(Kab) + F(abm).$$

За час одного оберту вала решето повернеться в початкове положення, тобто повне переміщення його перетвориться на нуль і відносне переміщення вороху по поверхні решета дорівнюватиме абсолютному переміщенню.

Переміщення  $S_1$  вороху по решету вперед визначиться площею  $F_1$  у прийнятому масштабі, що являє собою добуток масштабів швидкості  $[V]$  і часу  $[t]$

$$S_1 = F_1[V] \cdot [t].$$

Аналогічно визначають переміщення вороху  $S_2$  назад по поверхні решета. На діаграмі це переміщення зобразиться площею  $F_2$ , що і дає величину  $S_2$  в масштабі діаграми

$$S_2 = F_2[V] \cdot [t].$$

Повне переміщення вороху по решету за один оберт вала кривошипа буде становити

$$S = S_1 - S_2.$$

Середню швидкість переміщення вороху по решету визначають з виразу

$$V_{cp} = \frac{S_n}{60}. \quad (12.31)$$

**Приклад.** Кут нахилу решета до горизонту  $\alpha = 3^\circ$  (рис. 12.4), кут тертя вороху по решету при русі за напрямком повітряного потоку  $\varphi_1 = 25^\circ$ , кут тертя вороху по решету при русі назустріч повітряному потоку  $\varphi_2 = 45^\circ$ , радіус кривошипа  $r = 20^\circ$  мм, число обертів вала приводу решета  $n = 270$  хв<sup>-1</sup>, щільність вороху  $\gamma_e = 150$  кг/м<sup>3</sup>.

1) Визначимо величини, необхідні для побудови графіків швидкості  $V$ , і прискорення  $j$  (табл. 12.1).

2) Обчислимо значення прискорення  $j'_1$ , за якого відбуватиметься переміщення вороху до виходу з молотарки, за формулою (12.29)

$$j'_1 = 1,1 \cdot 9,81 \cdot \text{tg}(25-3) = 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 4,33 \text{ м/с}^2. \quad (12.32)$$

3) Обчислимо значення швидкості  $V_k$ , відповідне прискоренню  $j'_1$ , за рівнянням

$$V_k = BK \cdot \mu_{шв}, \quad (12.33)$$

де  $V_k$  – швидкість руху решета, відповідна прискоренню  $j'_1$ , м/с;

Таблиця 12.1

**Результати розрахунку проміжних значень швидкості та прискорення решета**

Кут повороту кривошипа $\varphi' = \omega t$ , град	Час повороту $t$ , с	Швидкість решета $V = \omega r \sin \omega t$ , м/с	Прискорення решета $j = \omega^2 r \cos \omega t$ , м/с <sup>2</sup>
0	0	0	15,9
45	0,0278	0,394	11,13
90	0,0556	0,564	0
135	0,0834	0,394	-11,13
180	0,1112	0	-15,9

Час  $t$  приймати в інтервалі  $\pi / 4\omega$ ;  $\pi / 2\omega$ , ...,  $3\pi / \omega$ .

$BK$  – значення швидкості в масштабі;

$\mu_{шв}$  – масштаб швидкості;  $\mu_{шв} = 0,075$  м/с в одному сантиметрі.

Підставляючи числові значення у формулу (12.9), отримаємо, що

$$V_k = 7 \cdot 0,075 = 0,525 \text{ м/с.}$$

4) Розрахуємо час  $t_1$ , протягом якого швидкість переміщення вороху  $u$  зменшиться від величини  $V_k$  до нуля:

$$t_1 = V_k / j'_1,$$

де  $t_1$  – час, за який швидкість руху вороху  $u$  знизиться від  $V_k$  до нуля, с;  
 $j'_1$  – прискорення решета, м/с<sup>2</sup>.

$$t_1 = 0,525 / 4,33 = 0,121 \text{ с.}$$

5) Відкладемо значення часу  $t_1 = 0,121$  с у прийнятому масштабі від точки  $B$  і знаходимо точку  $a$

$$Ba = \frac{t_1}{\mu_u} = \frac{0,121}{0,01} = 12,1 \text{ см,}$$

де  $Ba$  – час у масштабі;

$\mu_u$  – масштаб часу;  $\mu_u = 0,01$  с в одному сантиметрі.

Пряма  $Km$  характеризуватиме зміну швидкості руху маси вздовж решета.

6) Визначимо величину прискорення  $j'_2$ , за якого відбуватиметься переміщення вороху назустріч повітряному потоку, з виразу (12.28)

$$j'_2 = 1,1 \cdot 9,81 \cdot \text{tg}(45 + 3) = 1,1 \cdot 9,81 \cdot 1,11 = 12,0 \text{ м/с}^2.$$

7) Розрахуємо значення швидкості решета  $V_{k1}$ , що відповідає прискоренню  $j'_2$ , з виразу  $V_{k1} = B_1 K_1 \mu_{uv}$

$$V_{k1} = 5,2 \cdot 0,075 \approx 0,39 \text{ м/с.}$$

8) Встановимо час  $t_2$ , протягом якого швидкість переміщення вороху  $u$  зменшиться від  $u_{k1}$  до нуля

$$t_2 = \frac{V_{k1}}{j'_2} = \frac{0,39}{12} = 0,032 \text{ с.}$$

9) Відкладемо значення часу  $t_2 = 0,032$  с у прийнятому масштабі від точки  $B_1$ , знайдемо на осі абсцис точку  $a'$  і проведемо через точку  $K_1$  і  $a'$  пряму до перетину з траєкторією зміни швидкості решета в точці  $m'$ .

У нашому випадку рух вороху проти дії повітряного потоку почнеться з того моменту, коли закінчиться рух вороху донизу. Тому для визначення площі  $F_2$  необхідно із точки  $m$  провести лінію  $mm'$ , паралельну лінії  $K_1m'$ .

Площа  $F_1$  у прийнятому масштабі являє переміщення вороху по решету до виходу, а площа  $F_2$  – переміщення вороху назустріч повітряному потоку.

10) Обчислимо площі  $F_1$  і  $F_2$ . У нашому прикладі площа  $F_1 = 6600 \text{ мм}^2$ , а площа  $F_2 = 600 \text{ мм}^2$ .

11) Визначимо переміщення вороху  $S$  по решету за один оберт вала з виразу

$$S = F_1 \mu_c \mu_{шв} - F_2 \mu_c \mu_{шв}, \quad (12.34)$$

де  $\mu_c$  – масштаб часу;  $\mu_c = 0,001 \text{ с в } 1 \text{ мм}$ .

$\mu_{шв}$  – масштаб швидкості;  $\mu_{шв} = 0,0075 \text{ м/с в } 1 \text{ мм}$ .

За формулою (12.33) маємо, що

$$S = (6600 - 600) \mu_c \mu_{шв} = 6000 \cdot 0,001 \cdot 0,0075 = 0,045 \text{ м}.$$

12) Встановимо середню швидкість руху вороху по решету, скориставшись виразом (12.28),

$$V_{cp} = \frac{0,045 \cdot 270}{60} = 0,2 \text{ м/с}.$$

13) Розрахуємо товщину шару вороху на решеті при  $B_{cp} = 1,27 \text{ м}$ ,  $q_{rp} = 1,67 \text{ кг/с}$ ,  $\gamma_g = 150 \text{ кг/м}^3$  за формулою (12.27)

$$h' = \frac{1,67}{1,27 \cdot 0,2 \cdot 150} = 0,044 \text{ м}.$$

### Визначення параметрів вентилятора очистки комбайна.

Параметри вентилятора обчислюють у такому порядку.

1) Визначимо продуктивність вентилятора,

$$W_{нов} = \lambda \cdot \varepsilon \cdot q_{cp}, \quad (12.35)$$

де  $W_{нов}$  – продуктивність,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\lambda$  – коефіцієнт, який враховує необхідну кількість повітря ( $\text{м}^3$ ), яке повинно подаватися на 1 кг середньої подачі вороха  $Q_{cp}$ ;  $\lambda = 1,6 - 2,2 \text{ м}^3/\text{с}$ ;

$\varepsilon$  – коефіцієнт, що враховує кількість полови, яку необхідно видалити повітряним потоком з очистки;  $\varepsilon = 0,2 - 0,25$ ;

$q_{cp}$  – середня подача хлібної маси в барабан,  $\text{кг/с}$ .

При  $q_{cp} = 3,58 \text{ кг/с}$ ,  $\lambda = 2,2$ ,  $\varepsilon = 0,2$  за формулою (12.35) отримуємо

$$W_{нов} = 2,2 \cdot 0,2 \cdot 3,58 = 1,57 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2) Встановимо швидкість повітряного потоку у вихідному отворі  $V_{вих}$  ( $\text{м/с}$ ).

Швидкість повітряного потоку у вихідному отворі вентилятора залежить від критичних швидкостей фракцій вороху (зерно, насіння бур'янів, половина і збоїни) і визначається за формулою:

$$V_{вих} = \alpha_k \cdot V_{кр}, \quad (12.36)$$

де  $\alpha_k$  – коефіцієнт, що враховує збільшення критичної швидкості;

$V_{кр}$  – критична швидкість, м/с (табл. 12.2)

У нашому випадку вентилятор повинен виділити збоїни і полу. Швидкість повітряного потоку при  $V_{кр} = 5$  м/с і  $\alpha_k = 2$  за формулою (12.35) становить

$$V_{вих} = 2 \cdot 5 = 10 \text{ м/с.}$$

Таблиця 12.2

**Значення критичних швидкостей для складових вороху**

Складові фракції вороху	$V_{кр}$ , м/с	$\alpha_k$
Соломисті частинки завдовжки до 100 мм	5,0–6,0	1,1–1,7
Полова	1,0–4,0	1,9–3,7
Збоїни	4,0–5,0	2,5–5,0

3) Визначимо динамічний тиск, що створюється вентилятором, за рівнянням

$$h_\delta = \frac{\gamma_B \cdot V_{вих}^2}{2g}, \quad (12.37)$$

де  $h_\delta$  – динамічний тиск, кг/м<sup>2</sup>;

$\gamma_B$  – питома маса повітря;  $\gamma_B = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;

$V_{вих}$  – швидкість повітря у вихідному отворі вентилятора, м/с;

$g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>.

За формулою (12.36) отримаємо, що

$$h_\delta = \frac{1,2 \cdot 10^2}{2 \cdot 9,81} = 6,12 \text{ кг/м}^2.$$

4) Обчислимо статичний тиск  $h_s$ . Статичний тиск  $h_s$  витрачається на опір у мережі і залежить від багатьох чинників, у тому числі від конструкції, розмірів решіт і т. п.

У наших розрахунках можна приймати, що статичний тиск в 2–5 разів більше за динамічний:

$$h_s = 2 h_\delta = 2 \cdot 6,12 = 18,36 \text{ кг/м}^2.$$

5) Розрахуємо повний дійсний тиск, що створюється вентилятором,

$$H_d = h_s + h_\delta = 6,12 + 18,36 = 24,48 \text{ кг/м}^2.$$

6) Визначимо теоретичний тиск, що створюється вентилятором, кг/м<sup>2</sup>

$$H_T = \frac{H_D}{\eta}, \quad (12.38)$$

де  $H_D$  – повний дійсний тиск,  $\text{кг/м}^2$ ;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії вентилятора;  $\eta = 0,3-0,6$ .

Теоретичний тиск за формулою (12.38) дорівнюватиме

$$H_T = \frac{24,48}{0,5} = 48,96 \text{ кг/м}^2.$$

7) Встановимо висоту вихідного отвору  $S_3$  (рис. 12.6) вентилятора з виразу, мм

$$S_3 = (L_{ep} + a) / (\cos\beta / \sin(\delta - \beta) - k_0). \quad (12.39)$$

де  $\delta$  – кут нахилу повітряного потоку до площини решета;  $\delta = 22^\circ-34^\circ$ ;

$\beta$  – кут розширення повітряного потоку;  $\beta = 12^\circ-16^\circ$ ;

$a$  – координата переднього кінця решета відносно верхнього ребра каналу, мм;

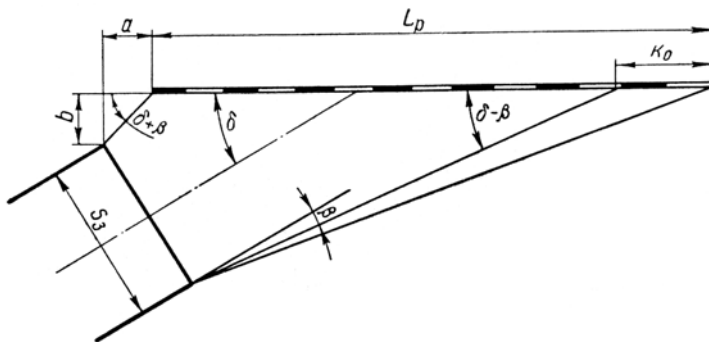
$L_{ep}$  – довжина решета;  $L_{ep} = 1020$  мм;

$k_0$  – коефіцієнт відхилення повітряного потоку решетом;

( $k_0 = 0,5-0,6$ ).

Координати  $a$  і  $b$  пов'язані між собою залежністю

$$b \leq a \cdot \text{tg}(\delta + \beta).$$



**Рис. 12.6. Схема до визначення висоти вихідного каналу вентилятора**

Висота  $S_3$  за формулою (12.39) буде мати значення

$$S_3 = \frac{1020 + 10}{\frac{\cos 15^\circ}{\sin(30^\circ - 15^\circ)} - k_0} = \frac{1120}{3,84} = 292 \text{ мм.} \quad (12.40)$$

8) Обчислимо діаметр вхідного отвору  $D_{ex}$  для двостороннього вентилятора за рівнянням, м

$$D_{ex} = \sqrt{\frac{2W_{нов}}{\pi V_{ex}}}, \quad (12.41)$$

де  $W_{нов}$  – кількість повітря, що подається, м<sup>3</sup>/с;

$V_{ex}$  – швидкість повітряного потоку у вхідному отворі;  $V_{ex} = 8$  м/с.

За формулою (12.41) діаметр вхідного отвору становитиме

$$D_{ex} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,57}{3,14 \cdot 8}} = 0,335 \text{ м.}$$

9) Визначимо:

- внутрішній діаметр робочого колеса за виразом:

$$D_I = 0,95 D_{ex} = 0,95 \cdot 0,335 = 0,32 \text{ м;}$$

- зовнішній діаметр робочого колеса

$$D_I = 1,6 D_{ex} = 1,6 \cdot 0,335 = 0,534 \text{ м;}$$

- число обертів вала вентилятора, використовуючи залежність,  $\text{хв}^{-1}$

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{H_T g}{\gamma_B (r_2^2 - r_1^2)}}, \quad (12.42)$$

де  $r_2$  – відповідно зовнішній та  $r_1$  – внутрішній радіуси робочого колеса, м;

Підставляючи величини у формулу (12.42), отримаємо:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{48,96 \cdot 9,81}{1,2(0,267^2 - 0,16^2)}} = \frac{30 \cdot 98}{3,14} = 940 \text{ хв}^{-1}.$$

10) Визначаємо потужність двигуна для роботи вентилятора за формулою, кВт:

$$N_o = \frac{W_{нов} \cdot H_T}{\eta_{nep} \cdot 102}, \quad (12.43)$$

де  $N_o$  – потужність двигуна, кВт;

$\eta_{nep}$  – коефіцієнт корисної дії передачі;  $\eta_{nep} = 0,95-0,98$ .

За формулою (12.43) потужність двигуна становитиме

$$N = \frac{1,57 \cdot 48,96}{0,95 \cdot 102} = 0,79 \text{ кВт.}$$

Результатом виконаної роботи є розрахунок параметрів і режимів роботи очистки зернозбирального комбайна та графічні побудовання до їх визначення.

За результатами роботи формулюються висновки.

У всіх варіантах завдань приймається, що решето одержує горизонтально спрямовані коливання, і його рух мало відрізняється від гармонійного коливального руху.

Таблиця 12.3

**Вихідні дані до розрахунку параметрів і режимів роботи  
очистки зернозбирального комбайна**

№ варі- анта	Кут нахилу решета до горизонту $\alpha$ , град	Кут тертя вороху по решету (град) при русі відносно повітряного потоку		Радіус криво- шипа $r$ , мм	Число обертів вала привода решета $n$ , хв <sup>-1</sup>
		по напрямку	проти напрямку		
		$\varphi_1$	$\varphi_2$		
1	3	25	45	20	270
2	5	25	40	25	250
3	4	27	43	22	260
4	6	25	40	20	240
5	3	26	42	25	300
6	5	25	45	25	250
7	4	26	43	20	260
8	6	27	45	20	240
9	5	25	43	30	250
10	4	25	43	20	260

**Запитання для самоконтролю**

1. У чому полягає сутність методики визначення параметрів та режимів роботи решіт?
2. Як направлені сили інерції, які діють на матеріал, що знаходиться на решеті? За яких умов можливий рух матеріалу по решету?
3. Розкрийте фізичну сутність рівняння Ейлера для визначення теоретичного тиску, що створюється вентилятором.

4. Чому дорівнює повний тиск повітря при роботі вентилятора? Що таке статичний і динамічний тиск?
5. Як визначається потужність під час роботи вентилятора?
6. Розкажіть про розрахунок необхідної витрати повітря вентилятором?
7. Як обчислити геометричні параметри вентилятора?

#### **ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОЧИСТКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА”**

1. Визначити характер відносного руху шару насіння по решету, яке встановлено до горизонту під кутом  $8^\circ$  і здійснює коливання під кутом  $4^\circ$ . Амплітуда коливань  $7,5$  мм, частота обертання вала кривошипа  $500 \text{ хв}^{-1}$ , коефіцієнт тертя насіння по решету  $0,437$ .

2. Решето встановлено під кутом  $8^\circ$  до горизонту, кут напрямку коливань  $5^\circ$ , амплітуда коливань решета  $5$  мм, кут тертя насіння об поверхню решета  $30^\circ$ . Визначити частоту обертання вала кривошипа, за якого шар насіння пересувається:

- а) тільки вниз;
- б) униз і догори по решету.

3. Кут нахилу решета до горизонту  $8^\circ$ , кут напрямку коливань  $12^\circ$ , амплітуда коливань  $10$  мм. Визначити частоту обертання вала кривошипа, за якої шар насіння переміщується з відривом від поверхні решета.

4. Решето встановлено під кутом  $8^\circ$  до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою  $10$  мм. До якої частоти можливо довести коливання решета, щоб насіння, яке на ньому знаходиться (кут тертя  $19^\circ$ ), не пересувалося догори по решету?

5. Решето встановлено з нахилом  $9^\circ$  до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою  $12$  мм. За якої максимальної частоти коливань решета насіння, що на ньому знаходиться (кут тертя  $15,5^\circ$ ), буде рухатися вниз, не посуваючись догори?

6. Решето встановлено з нахилом  $12^\circ$  до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою  $11$  мм і частотою  $216 \text{ хв}^{-1}$ . Визначити коефіцієнт тертя зернового вороху по решету, якщо за даних параметрів починається ледь помітне пересування вороху догори по решету.

7. Розрахувати час одного коливання решета, якщо переміщення частки догори 6 см, униз 10 см і середня швидкість руху частки по решету 0,1 м/с.

8. Визначити продуктивність вентилятора і повний тиск повітряного потоку, якщо поперечний переріз каналу  $0,25 \text{ м}^2$ , тиск, що витрачається на опір в каналі, становить  $50 \text{ Н/м}^2$  і швидкість повітряного потоку 10 м/с.

9. Вентилятор за частоти обертання лопатевого колеса  $840 \text{ хв}^{-1}$  подає в трубопровід  $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$  повітря, створює тиск  $208 \text{ Н/м}^2$  і споживає 0,41 кВт потужності. Визначити, за якої частоти обертання лопатевого колеса вентилятор буде мати продуктивність  $0,8 \text{ м}^3/\text{с}$ . Які будуть при цьому повний тиск повітряного потоку і споживана вентилятором потужність?

10. Визначити коефіцієнт режиму роботи вентилятора, якщо тиск повітряного потоку, що витрачається на подолання опору в системі, становить  $200 \text{ Н/м}^2$ , швидкість повітря дорівнює 12 м/с.

11. Обчислити потужність, що подається на привод вентилятора, якщо продуктивність вентилятора  $2,4 \text{ м}^3/\text{с}$ , коефіцієнт режиму роботи 0,56, швидкість повітря 9,5 м/с і ККД вентилятора 0,4.

12. Встановити продуктивність вентилятора, якщо динамічний тиск повітря при виході з вентилятора 8,4 Па, переріз вихідного отвору  $260 \times 900 \text{ мм}$ , щільність повітря  $1,22 \text{ кг/м}^3$ .

13. Обчислити коефіцієнт режиму роботи вентилятора, якщо тиск повітряного потоку на подолання опору повітропроводу дорівнює 120 Па, швидкість повітряного потоку 8 м/с.

14. Визначити потужність, що подається на привод, якщо продуктивність вентилятора  $W_{нов} = 1,9 \text{ м}^3/\text{с}$ , статичний тиск на виході з вентилятора 25 Па, швидкість повітряного потоку 10 м/с, щільність повітря  $1,22 \text{ кг/м}^3$ , ККД вентилятора 0,4.

15. Визначити коефіцієнт парусності, якщо динамічний тиск повітряного потоку, за якого зерно знаходиться у завислому стані, дорівнює 7,2 мм вод. ст., щільність повітря  $1,22 \text{ кг/м}^3$ .

16. Розрахувати коефіцієнт сепарації  $\mu$  для комбайна “Нива”, якщо відомо, що завантаження молотильного апарата 5 кг/с, товщина шару 0,15 м відповідає  $\mu = 1,1 \text{ м}^{-1}$ .

## *Тема 13. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ КЛАВІШНОГО СОЛОМОТРЯСА*

*Мета роботи: засвоїти теоретичні положення з визначення раціональних параметрів соломотряса; аналітично і графічно розрахувати оптимальні геометричні та кінематичні режими його роботи.*

**Формат листа графічної частини – А3  
Рекомендований масштаб – 1:1**

### **1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Робочий процес соломотряса клавішного типу полягає в багаторазовому підкиданні обмолоченого матеріалу під час вільного польоту (в основному під час удару об поверхню клавіш). Зерна мають велику масу, меншу парусність, менші розміри і більш обтічну форму, ніж частинки соломи, переміщуються через просторову решітку соломи вниз на поверхню клавіш. Поверхня клавіш виконана у формі решітки, через яку зерно просіюється вниз на похилу дошку і далі на решета очистки.

Соломотряси поділяють на дві групи: чотири- та п'ятиклавішні.

У чотириклавішних соломотрясах шийки колінчастого вала для кріплення сусідніх клавіш розташовані з кутовим інтервалом  $\pi/3$ ,  $\pi/2$  або  $\pi$ . Під час роботи такого соломотряса частинки, підкинуті клавішею, летять спочатку догори, потім починають падати, наздоганяючи клавішу. Сама клавіша того часу спершу підіймається догори, потім опускається вниз і починає підійматися догори назустріч падаючим частинкам. У процесі руху клавіші догори відбувається зустріч її з падаючими частинками. За рахунок удару клавіші по частинках обмолочуваного продукту відбувається видалення зерна на її поверхню. Частинки продукту, що обмолочується, деякий час перебувають на клавіші, після чого знову підкидаються нею догори і процес повторюється.

Кожна з клавіш підкидає шар соломи, ширина якого дорівнює ширині клавіші, і в подальшому підхоплює його під себе, рухаю-

чись догори. У такий спосіб кожна з клавіш соломотряса працює самостійно, без зв'язку з роботою сусідніх клавіш.

У п'ятиклавішному соломотрясі шийки колінчастого вала для кріплення клавіш розташовані з кутовим інтервалом  $\pi$ . Тому утворюються дві групи клавіш. Під час руху, наприклад, першої групи клавіш угору друга група рухається вниз, шар соломи, ширина якої дорівнює ширині соломотряса, першою групою підкидається догори і при падінні вниз підхоплюється другою групою.

Клавіші соломотряса здійснюють плоско-паралельний рух у вертикальній площині. Траєкторія руху будь-якої точки на клавіші соломотряса – коло, радіус якого дорівнює радіусу  $r$  кривошипа колінчастого вала. Клавіші соломотряса нахилені під кутом  $\alpha$  до горизонту. Колінчастий вал обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ . На частинку, що знаходиться на клавіші, діють сили тяжіння  $mg$ , інерції  $m\omega^2 r$ , нормальної реакції  $N$ , тертя  $F$  (рис. 13.1).

Умову рівноваги частинки, що перебуває на клавіші, можемо записати так:

$$N + m\omega^2 r \cdot \sin\omega t - mg \cdot \cos\alpha = 0.$$

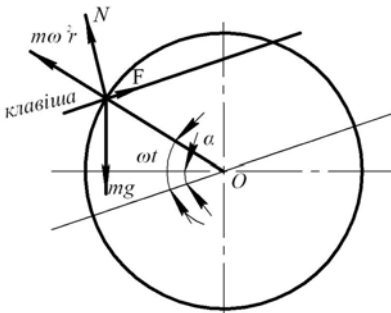
Звідси

$$N = mg \cdot \left( \cos\alpha - \frac{\omega^2 r}{g} \cdot \sin\omega t \right),$$

або

$$N = mg \cdot (\cos\alpha - k \cdot \sin\omega t),$$

де  $k = \omega^2 r / g$  – показник кінематичного режиму роботи соломотряса.



**Рис. 13.1.** Сили, що діють на частинку, яка знаходиться на клавіші соломотряса

У момент часу  $t_1$ , коли частинка відривається від клавіші, тобто в момент безпосередньо перед відривом частинки,  $N = 0$ . Отже, можна записати, що

$$mg \cdot (\cos\alpha - k \cdot \sin\omega t_1) = 0.$$

Оскільки  $mg \neq 0$ , то в момент відриву частинки від клавiші

$$\cos\alpha - k \cdot \sin\omega t_1 = 0. \quad (13.1)$$

Із рівняння (13.1) маємо

$$\sin\omega t_1 = \frac{\cos\alpha}{k}. \quad (13.2)$$

Рівняння (13.2) називається *першим основним рівнянням* соломотряса.

Таким чином, за відомого кута нахилу клавiші і показника кінематичного режиму роботи соломотряса можна визначити кут  $\omega t_1$  повороту колінчастого вала до моменту відриву частинки від поверхні клавiші.

Частоту обертання колінчастого вала приводу соломотряса визначають із залежностей

$$k = \omega^2 r / g \quad \text{та} \quad \omega = \sqrt{k \cdot g / r}. \quad (13.3)$$

Тоді

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k \cdot g}{r}}. \quad (13.4)$$

Частинка, що відірвалася від клавiші, виконує вільний рух. Вектор початкової швидкості вільного руху ( $V_0 = \omega r$ ) нахилений до горизонту на кут  $\beta$ , величина якого становить (рис. 13.2)

$$\beta = \frac{\pi}{2} - (\omega t_1 - \alpha). \quad (13.5)$$

Знехтувавши опором повітря і взаємним впливом сусідніх частинок одна на іншу, рівняння вільного руху частки запишемо так:

$$x = \omega r t \cdot \cos\beta; \quad (13.6)$$

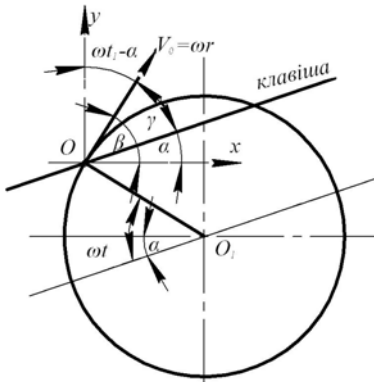
$$y = \omega r t \cdot \sin\beta - \frac{gt^2}{2}. \quad (13.7)$$

Місце зустрічі частинки, що падає, з клавiшею віддалене від місця відриву її від останньої на відстань  $\Delta S$  (рис. 13.3). У подальшому частинка рухається разом з клавiшею до моменту наступного відриву від неї. Отже, середня швидкість руху частинки вздовж клавiші соломотряса може бути визначена за формулою

$$v_c = \Delta S \cdot \frac{\pi}{60}. \quad (13.8)$$

Визначити аналітичним шляхом момент падіння частинки на клавiшу важко. Набагато простіше цю роботу виконати графічним

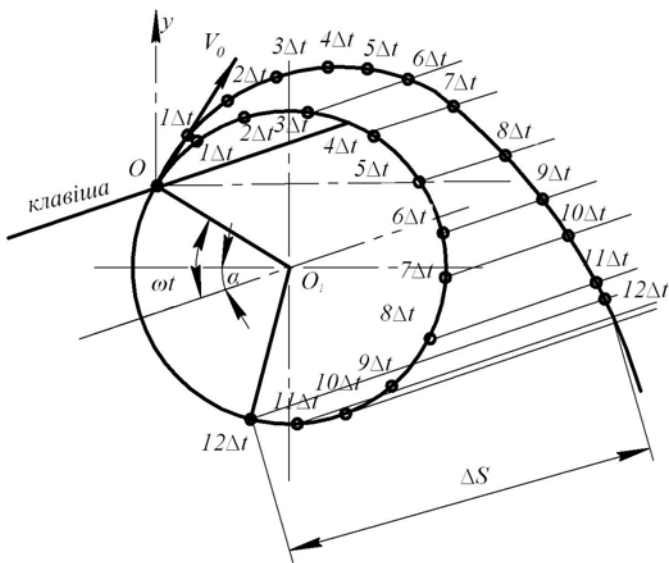
способом. Для цього за рівняннями (13.6), (13.7) через інтервал часу  $t = 0,01$  с визначають положення точок на траєкторії вільного польоту частинки. У масштабі з відмітками часу викреслюють траєкторію руху частинки (рис. 13.3). Одночасно викреслюють у тому ж масштабі коло – траєкторію руху точки на клавіші, де до відриву від неї перебувала частинка вороху. На траєкторії відмічають положення вказаної точки через кожні 0,01 с. По отриманих точках під кутом  $\alpha$  до горизонту проводять прями, що відповідають положенню клавіші через відрізки часу 0,01 с. За відмітками часу на траєкторії вільного руху частинки і положенням клавіші визначають час вільного руху частинки і місце зустрічі її з клавішею, а відповідно і переміщення  $\Delta S$ .



**Рис. 13.2. Схема до розрахунку швидкості руху частинки вздовж клавіші соломотряса**

Значимо, що для п'ятиклавішного соломотряса після проходження його клавішами поздовжньої осі відмітки часу, необхідно починати для другої групи клавіш (рис. 13.4).

Через решітку підбарабання із хлібної маси, що потрапляє в молотильний апарат, виділяється більша кількість (70–90 %) зерна, яке знаходиться в ній. Грубий ворох, що складається із частинок соломи і невиділених зерен, потрапляє на соломотряс. У результаті дії відбійного бітера, а загалом за рахунок багаторазових струшувань клавішами, грубий ворох на соломотрясі знаходиться в розпушеному стані. Направлені в ньому в різні сторони частинки соломи утворюють просторову решітку, у порожнинах якої знаходяться зерна. Розміри зерен в багато разів менші розмірів частинок соломи і порожнин між цими частинками. Тому розташовані в грубому воросі зерна не можуть впливати на об'єм, зайнятий солонистими частинками (у подальшому – солома). У зв'язку з викладеним, з достатнім рівнем точності, об'єм грубого вороху можна вважати рівним об'єму просторової решітки соломи, що знаходиться в ньому.



**Рис. 13.3. Траєкторія руху частинки під час роботи чотирьоклавішного соломотряса**

Хлібну масу, що потрапляє в молотильний апарат, прийнято характеризувати відношенням

$$\lambda = q_3 / q_c,$$

де  $q_3$  і  $q_c$  – маса складових в хлібній масі, відповідно зерна і соломи.

З урахування того, що певна кількість дрібних частинок соломи разом із зерном просипається через решітку підбарабання, подачу соломи на соломотряс обчислюють за формулою

$$q_{cc} = \frac{(1 - \alpha_k) \cdot q}{1 - \lambda}, \quad (13.9)$$

де  $q$  – подача хлібної маси в молотильний апарат, кг/с;

$\alpha$  – коефіцієнт, що враховує виділення соломистих частинок в молотильному апараті разом із зерном через решітку підбарабання.

Товщину шару соломи за припущенням, що вона розподіляється рівномірно по всій довжині соломотряса, визначають за формулою

$$H = \frac{q_{cc}}{B \cdot V_c \cdot \gamma}, \quad (13.10)$$

де  $q_{cc}$  – подача соломи на соломотряс, кг/с;

$V_c$  – середня швидкість руху соломи по соломотрясу, м/с;

$B$  – ширина соломотряса, м;

$\gamma$  – щільність соломи на соломотрясі, кг/м<sup>3</sup>.

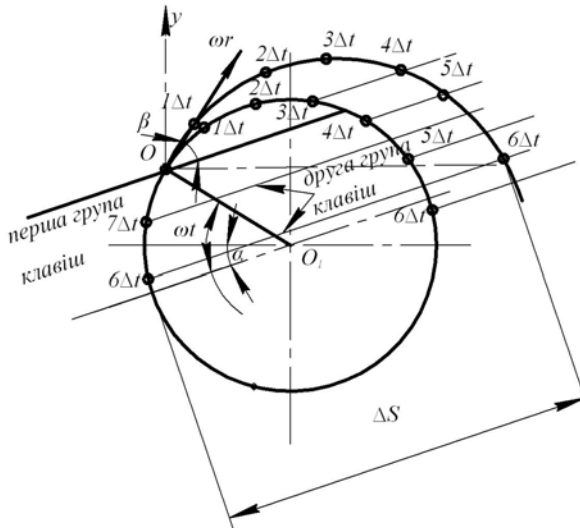
Ширину соломотряса вибирають з огляду на довжину барабана молотильного апарата і його тип, що в свою чергу визначає ступінь подрібнення соломи. За молотильного апарата бильного типу приймаємо

$$B = (1,0 - 1,1) \cdot L_b, \quad (13.11)$$

де  $L_b$  – довжина барабана молотильного апарата, м.

Якщо молотильний апарат штифтового типу, то

$$B = (1,2 - 1,4) \cdot L_b. \quad (13.12)$$



**Рис. 13.4. Траєкторія руху частинки під час роботи п'ятиклавішного соломотряса**

Довжину соломотряса визначають з урахуванням таких міркувань. Дослідами встановлено, що для виділення зерна із шару грубого вороху товщиною  $H_0 = 0,15$  м необхідно нанести по цьому шару  $\delta_0 = 40$  ударів клавішами соломотряса. Потрібну кількість ударів клавішами по шару грубого вороху в конкретних умовах роботи обчислюють за формулою

$$\delta = \delta_0 \cdot \sqrt{H / H_0}. \quad (13.13)$$

Виходячи із цього, формулу для визначення довжини соломотряса записують так:

$$L = \delta \cdot \Delta S. \quad (13.14)$$

Довжину соломотряса можна визначити і іншим методом. Схід зерна разом із соломою зі соломотряса у відсотковому відношенні від зерна, що потрапляє в молотильний апарат, визначають за формулою

$$q_{zn} = (100 - b) \cdot e^{-\mu L}, \quad (13.15)$$

де  $b$  – кількість зерна, виділеного з вороху підбарабанням, у відсотках від того, що надійшло в молотильний апарат;

$\mu$  – коефіцієнт сепарації,  $m^{-1}$ .

Коефіцієнт сепарації для клавішних соломотрясів при товщині шару грубого вороху  $H_0 = 0,2$  м дорівнює  $\mu_0 = 0,6-1,8 m^{-1}$ . Зі зміною товщини шару  $H$  коефіцієнт  $\mu$  змінюється за залежністю

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left( \frac{H_0}{H} \right)^m, \quad (13.16)$$

де  $m = 0,8-1,2$  (нижнє значення приймається за легких умов роботи, верхнє – за важких).

Із виразу (13.15) маємо, що

$$L = \frac{\ln(100 - b) / q_n}{\mu}. \quad (13.17)$$

Згідно з агротехнічними вимогами,  $q_{zn} = 0,25$  %. Тому формулу (13.17) необхідно записати у такий спосіб:

$$L = \ln \frac{100 - b}{0,25} / \mu. \quad (13.18)$$

## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Відповідно до теми, що досліджується, та з урахуванням поставленої мети:

1) вивчити теоретичні положення до завдання, вибрати вихідні дані до розрахунку соломотряса (табл. 13.1);

2) за рівнянням (13.2) визначити кут повороту колінчастого вала до моменту відриву частинки від клавіші;

3) обчислити відповідно кутову швидкість і частоту обертання колінчастого вала соломотряса – формули (13.3) і (13.4);

Таблиця 13.1

**Вихідні дані до розрахунку параметрів і режимів роботи  
клавійного солоотряса**

№ варіанта	Подача хлібної маси в молотильний апарат $q$ , кг/с	Тип молотильного апарату*	Коефіцієнт солоmistості $\lambda$	Радіус коліна вала приводу $r$ , м	Коефіцієнт кінематичного режиму роботи солоотряса $k$	Кут нахилу клавій до горизонту $\alpha$ , град	Кількість клавій	Довжина барабана молотильного апарата, м	Щільність соломи на солоотрясі $\gamma$ , кг/м <sup>3</sup>	Кількість зерна, виділеного через підбарання, % від подачі	Коефіцієнт виділення частинки соломи через підбарання $\alpha_k$
1	6	Б	0,45	0,050	2,8	5	4	1,5	20	87	0,030
2	5	Б	0,5	0,055	2,5	6	4	1,6	25	85	0,033
3	8	Ш	0,55	0,050	2,6	7	4	1,65	18	90	0,032
4	10	Б	0,6	0,060	2,7	8	5	1,4	24	87	0,028
5	7	Б	0,7	0,055	2,6	5	5	1,45	22	85	0,029
6	4	Ш	0,55	0,050	2,2	6	6	1,55	25	88	0,032
7	8	Ш	0,62	0,060	2,7	7	6	1,6	19	92	0,033
8	10	Б	0,68	0,050	2,9	8	4	1,5	20	87	0,031
9	12	Б	0,53	0,055	2,4	5	5	1,6	24	85	0,034
10	9	Б	0,4	0,060	2,5	6	6	1,7	22	83	0,029

\*Б – бильний молотильний апарат; Ш – штифтовий.

4) за формулою (13.5) розрахувати напрямок початкової швидкості вільного польоту частинки солоmistого вороху;

5) використовуючи рівняння (13.6) і (13.7), побудувати траєкторію вільного руху (польоту) частинки соломи після відриву від клавій солоотряса. Розрахунок поточних координат точок виконувати через інтервал часу, рівний 0,01 с;

6) побудувати положення клавій через інтервал часу 0,01 с;

7) визначити графічно переміщення соломи вздовж клавій за час польоту;

8) розрахувати середню швидкість руху частинки соломи вздовж клавій солоотряса – формула (13.8);

9) за формулою (13.11) або (13.12) обчислити ширину солоотряса;

10) визначити фактичну товщину шару соломи на солоотрясі – формула (13.10);

11) використовуючи формулу (13.13), встановити необхідну кількість струшувань шару соломи;

12) за формулою (13.14) обрахувати довжину соломотряса;

13) віднайти величину коефіцієнта сепарації – формула (13.16);

14) скориставшись формулою (13.18), обчислити довжину соломотряса (другий спосіб).

Порівняти розраховану довжину соломотряса, яка визначена різними способами; зробити підсумок.

Результатом виконаної роботи є розрахунок параметрів і режимів роботи клавiшного соломотряса та графічні побудовання траєкторії руху частинки з визначенням переміщення частинки вздовж клавiші. За результатами роботи формулюються висновки.

### *Запитання для самоконтролю*

1. Які сили діють на частинку, що знаходиться на клавiші соломотряса?
2. У чому полягає сутність методики побудови траєкторії руху частинки вороху на соломотрясі?
3. Розкажіть про особливості методики розрахунку швидкості руху частинки вороху вздовж клавiші соломотряса.
4. Що являє собою показник кінематичного режиму роботи соломотряса?
5. Якими способами та з використанням яких методик визначають довжину клавiш соломотряса?

### **ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ КЛАВIШНОГО СОЛОМОТРЯСА”**

1. Визначити втрати зерна за соломотрясом у відсотках, якщо врожайність зерна 32 ц/га, ширина захвату жатки 4 м, швидкість комбайна 5 км/год, а під час контролю якості роботи комбайна за 20 секунд зі соломотряса зійшло (втрати) 300 г зерна.

2. Встановити, чи буде мати місце відрив вороху від клавiш соломотряса, якщо частота обертання колінчастого вала  $130 \text{ хв}^{-1}$ . Радіус кривошипа 50 мм, кут нахилу клавiші до горизонту  $10^\circ$ .

3. Визначити довжину соломотряса, якщо допустимі втрати зерна 0,5 %, подача хлібної маси в молотильний апарат 5 кг/с, вміст зерна в хлібній масі 0,4, прохід зерна через підбарабання 90 %, щільність соломи 20 кг/м<sup>3</sup>, середня швидкість соломи по соломотрясу 0,32 м/с, ширина соломотряса 1500 мм.

4. Чи буде двоклавішний соломотряс переміщувати соломистий ворох у копнувач, якщо його робоча поверхня нахилена під кутом 18° до горизонталі, а колінчастий вал має радіус кривошипа 50 мм і обертається з частотою 198 хв<sup>-1</sup>?

5. Обчислити кут повороту колінчастого вала, за якого солома буде відриватися від поверхні клавіш, якщо частота обертання колінчастих валів 190 хв<sup>-1</sup>, радіус кривошипа  $r = 0,05$  м, кут нахилу клавіш 12°.

6. Визначити випадок, за якого ворох буде відриватися від клавіш, якщо частота обертання колінчастих валів 130 і 180 хв<sup>-1</sup>, радіус кривошипа 0,05 м, кут нахилу клавіш 20°.

7. Клавішний двовальний соломотряс має радіус кривошипа  $R = 50$  мм. Частота обертання колінчастого вала 150 хв<sup>-1</sup>. Визначити, під яким кутом до горизонталі і з якою швидкістю почнеться вільний політ маси, яка знаходиться на клавіші. Кут нахилу клавіші 10°.

## *Тема* 14. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ЦИЛІНДРИЧНОГО ТРІЄРА

*Мета роботи:* засвоїти теоретичні положення з визначення раціональних параметрів циліндричного трієра; аналітично і графічно розрахувати оптимальні геометричні та кінематичні режими його роботи.

**Формат листа графічної частини – А3**  
**Рекомендований масштаб – 1:5**

### **1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Трієр належить до сортувальних машин і призначений для розподілу зернової суміші за таким параметром, як довжина зерна. З огляду на конструкцію трієри поділяють на дискові й циліндричні. Найчастіше в сортувальних машинах використовуються циліндричні трієри, які являють собою циліндр з внутрішньою робочою циліндричною поверхнею (рис.14.1,*a*), на якій розміщуються комірки (рис. 14.1,*б, в, г*). Залежно від технології виготовлення комірки мають різну форму.

Під час роботи трієра зернова суміш, яка надходить на внутрішню поверхню, захоплюється комірками. Розміри комірок підбираються так, щоб короткі зерна цілком умістилися в них, і тому при повороті трієра вони піднімаються на більшу висоту, ніж довгі зерна, які не можуть цілком розміститися в комірці і випадають з неї раніше, ніж короткі. У зоні випадання короткого зерна всередині циліндра трієра встановлюють жолоб для збирання випадаючого зерна, і далі шнековим транспортером це зерно переміщується із зони роботи трієра. Зерна, які мають довжину більшу, ніж діаметр комірок, випадаючи, знову потрапляють у зернову суміш у нижній частині і поступово виносяться із зони роботи трієра. Таким чином під час роботи трієра відбувається перемішування і поступове вичерпування із зернової суміші зерна з меншою довжиною.

Основні параметри циліндричного трієра:

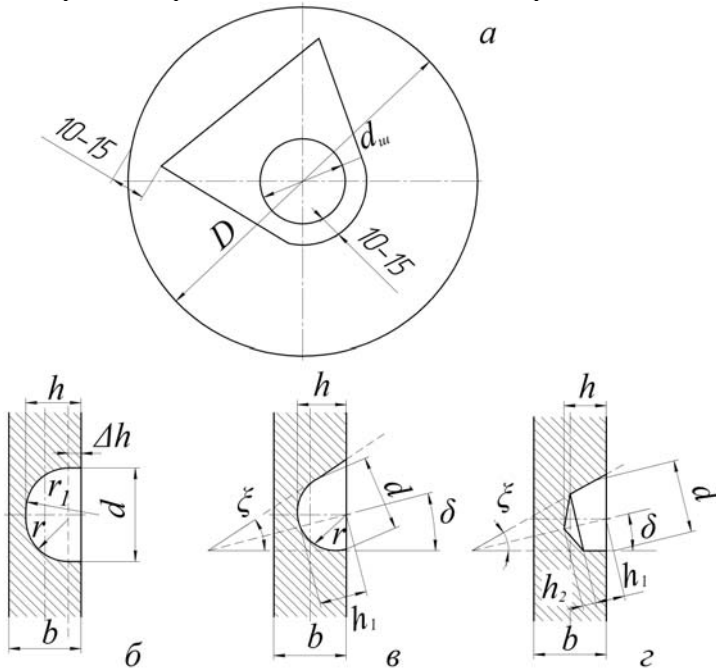
- ◆ внутрішній діаметр циліндра –  $D$ ;
- ◆ довжина циліндра –  $L$ ;

- ◆ діаметр комірки –  $d$ ;
- ◆ показник кінематичного режиму роботи –  $k$ ;
- ◆ кут між нормаллю до вихідної стінки комірки і нормаллю до коміркової поверхні трієра –  $\lambda$ ;
- ◆ діаметр шнека жолоба –  $d_{ш}$ .

## 1.2. ВИЗНАЧЕННЯ ЗОНИ ВИПАДАННЯ ЗЕРНА З КОМІРОК

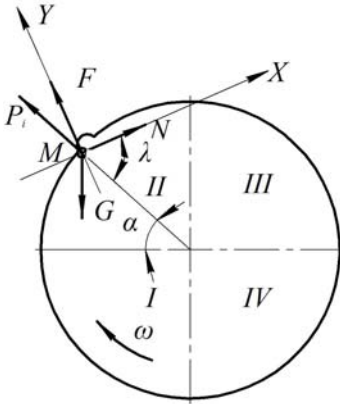
Під час обертання циліндра трієра з кутовою швидкістю  $\omega$  зерно, яке попало в комірку в першому квадранті, знаходиться в ній в стані відносного спокою до того часу, поки всі діючі на зерно сили будуть врівноважені. Розглянемо положення комірки зі зерном, яка знаходиться у другому квадранті в положенні, визначеному кутом  $\alpha = \omega t$  (рис. 14.2). На зерно діють сили:

- сила тяжіння  $G = mg$ ;
- сила тертя  $F = N \operatorname{tg} \varphi$ ;
- нормальна реакція  $N$ ;
- сила інерції  $P_i = m\omega^2 r$ .



**Рис. 14.1.** Основні параметри циліндричного трієра (а) та комірок, виготовлених методами штампування (б) та засвердлювання свердлом з конусною (в) і циліндричною (з) робочою поверхнею

Розмістимо початок рухомої системи координат в точці  $M$ . Вісь  $X$  спрямуємо в напрямку обертання циліндричного трієра і перпендикулярно внутрішній поверхні комірки, на якій знаходиться елемент  $M$ , а вісь  $Y$  – по дотичній до цієї поверхні і вгору.



**Рис. 14.2.**  
*Схема дії сил на зерно в комірці, яка знаходиться в другому квадранті*

Цілком імовірно, що зерно буде перебувати в стані відносно-го спокою доти, доки виконується умова

$$N \operatorname{tg} \varphi + m \omega^2 r \sin \lambda \geq mg \cos(\lambda - \alpha). \quad (14.1)$$

Нормальна реакція з урахуванням складових  $G$  і  $P$  буде дорівнювати

$$N = m \omega^2 r \cos \lambda + mg \sin(\lambda - \alpha). \quad (14.2)$$

Після підстановки рівняння (14.2) в умову (14.1), зважаючи на те, що відношення

$$\omega^2 r / g = k,$$

де  $k$  – показник кінематичного режиму роботи, та спрощення одержимо

$$k \sin(\lambda + \varphi) \geq \cos(\lambda + \varphi - \alpha). \quad (14.3)$$

У разі деякого значення  $\alpha = \alpha_0$  ( $\alpha_0$  – кут, за якого зерно випадає з комірки) умова (14.3) перетворюється в рівняння і в наступну мить спокій зерна в комірці буде порушений, зерно випаде з комірки і далі буде рухатися у вільному падінні. Тоді кут  $\alpha_0$  може бути визначений з нерівності (14.3), якщо

$$k \sin(\lambda + \varphi) = \cos(\lambda + \varphi - \alpha_0),$$

звідки

$$\alpha_0 = \lambda + \varphi - \arccos [k \sin(\lambda + \varphi)]. \quad (14.4)$$

Оскільки значення кута тертя  $\varphi$  для частинок короткої фракції, які вичерпуються комірками зі зернової суміші, змінюється від  $\varphi_{min}$  до  $\varphi_{max}$ , то випадання зерна з комірок буде проходити в другому квадранті в деякій зоні (рис. 14.3)

$$\Delta\alpha_{\epsilon} = \alpha_{\epsilon}'' - \alpha_{\epsilon}' \quad (14.5)$$

Нижня межа зони випадання  $\alpha_{\epsilon}'$  обумовлюється кутом  $\varphi_{min}$

$$\alpha_{\epsilon}' = \lambda + \varphi_{min} - \arccos[k \sin(\lambda + \varphi_{min})], \quad (14.6)$$

а верхня –  $\varphi_{max}$

$$\alpha_{\epsilon}'' = \lambda + \varphi_{max} - \arccos[k \sin(\lambda + \varphi_{max})]. \quad (14.7)$$

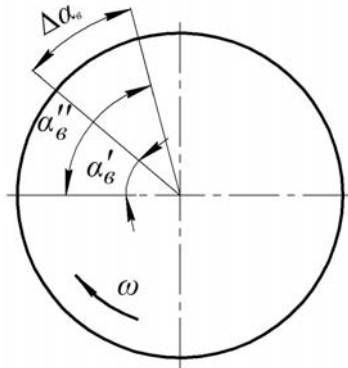
У сучасних трієрах зі штампованими комірками кут  $\lambda \approx \pi / 2$ . У цьому випадку умова (14.4) буде мати вигляд

$$\alpha_{\epsilon} = \frac{\pi}{2} + \varphi - \arccos(k \cos \varphi)$$

і відповідно рівняння (14.6) і (14.7) запишемо як:

$$\alpha_{\epsilon}' = \frac{\pi}{2} + \varphi_{min} - \arccos(k \cos \varphi_{min});$$

$$\alpha_{\epsilon}'' = \frac{\pi}{2} + \varphi_{max} - \arccos(k \cos \varphi_{max}).$$



**Рис. 14.3. Розрахунок зони випадання зерна з комірки**

Кути тертя для різних культур змінюються в широкому діапазоні і для розрахунків їх значення беруть у відповідних довідниках.

Далі розглянемо розрахунок основних параметрів циліндричного трієра

Підбір довжини  $L$  трієра і його радіуса  $r$  проводять за співвідношенням

$$L^2 r = \frac{q_k 10^6}{c \gamma d^3 n \sqrt{kg}}, \quad (14.8)$$

де  $q_k$  – вміст коротких часток в зерновій суміші, яка подається в циліндр трієра, кг/с;

$c$  – коефіцієнт, що визначає повноту використання комірок;

$\gamma$  – об'ємна маса (щільність) суміші, г/см<sup>3</sup>;

$d$  – діаметр комірки, мм;

$n$  – кількість комірок на 1 м<sup>2</sup> поверхні циліндра.

Значення  $q_k$  знаходять з огляду на задану продуктивність трієра  $Q$  і вміст коротких часток ( $b_k$ , %) у суміші за рівнянням

$$q_k = \frac{b_k Q}{100 \cdot 3600}. \quad (14.9)$$

Кількість комірок на одному квадратному метрі поверхні залежить від діаметра комірок  $d$  і величини перемички  $\theta$  між двома суміжними комірками

$$n = \frac{2 \cdot 10^6}{\sqrt{3}(d + \theta)^2}. \quad (14.10)$$

На значення величини перемички  $\theta$  також впливає діаметр комірки  $d$ , спосіб виготовлення комірок і матеріал циліндра. У разі виготовлення комірок шляхом засвердлювання в цинкових листах перемичка має значення

$$\theta = 0,65\sqrt{d}, \quad (14.11)$$

у сталених листах

$$\theta = 0,47\sqrt{d}. \quad (14.12)$$

Якщо комірки виготовлені шляхом їх штампування, то

$$\theta = 0,8\sqrt{d}. \quad (14.13)$$

Після визначення співвідношення  $L^2 r$  задаються значенням радіуса, яке вибирається залежно від продуктивності трієра в діапазоні 0,2–0,4 м. Далі визначають довжину циліндра трієра  $L$ .

Значення показника кінематичного режиму роботи  $k$  залежить також від кутів  $\alpha''$  та  $\Delta\varphi$  і визначається співвідношенням

$$k = \frac{\sin(\alpha'' - \Delta\varphi)}{\cos \Delta\varphi}. \quad (14.14)$$

Діаметр шнека  $d_{ш}$  залежить від продуктивності трієра і розраховується за рівнянням

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{Q}{15\pi(1 - \alpha^2)s\beta\gamma\psi n'}},$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт, що залежить від величини діаметра шнека;

$$\alpha = 0,2-0,14;$$

$s$  – крок шнека, м;

$\beta$  – коефіцієнт, що залежить від повноти завантаження шнека;

$\psi$  – коефіцієнт, що враховує кут нахилу шнека;

$n'$  – швидкість обертання шнека,  $\text{хв}^{-1}$ .

У розрахунках можна приймати  $s \approx d_u$  і тоді

$$d_u = \sqrt{\frac{Q}{15\pi(1-\alpha^2)\beta\gamma\psi n'}}$$

### 1.3. ПОБУДОВА ТРАЕКТОРІЇ РУХУ ЗЕРНА, ВИПАДАЮЧОГО З КОМІРОК. УСТАНОВКА ПРИЙМАЛЬНОГО ЖОЛОБА

Розміри, форма і місце встановлення жолоба обумовлюються розташуванням пучка траєкторій вільного руху зерна в зоні випадання його з комірок. Для цього досить побудувати траєкторію руху зерна, випадаючого на нижній і верхній межах зони утворених кутами  $\alpha_e'$  і  $\alpha_e''$  (рис. 14.3)

Траєкторія руху зерна має вигляд параболи, і в параметричній формі рівняння траєкторії вільного руху зерна мають такий вигляд:

$$x = \omega r t \sin \alpha_e; \quad (14.15)$$

$$y = \omega r t \cdot \cos \alpha_e - \frac{gt^2}{2}. \quad (14.16)$$

Осі  $X$  і  $Y$  встановлені з початком координат у точці випадання зерна з комірок.

Професор М.Н. Летошнев рекомендує будувати траєкторії по координатах чотирьох характерних точок: “ $a$ ”, “ $b$ ”, “ $c$ ”, “ $e$ ” (рис. 14.4). Для точки “ $a$ ”, розташованої на вершині параболи, характерно, що вертикальна складова швидкості дорівнює нулю, тобто  $dy/dt = 0$ .

$$dy/dt = \omega r \cos \alpha_e - gt_a = 0, \quad (14.17)$$

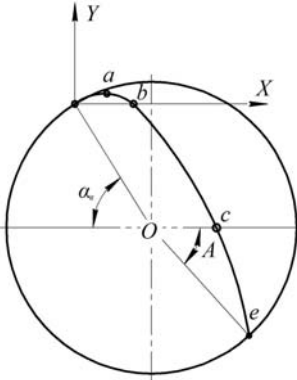
де  $t_a$  – час руху зерна по трієру до точки “ $a$ ”.

З рівняння (14.17) знаходимо, що

$$t_a = \frac{\omega r \cdot \cos \alpha_e}{g}. \quad (14.18)$$

Підставляючи значення (14.18) часу  $t_a$  в рівняння (14.15) і (14.16), знаходимо координати точки "a":

$$\begin{cases} x_a = \frac{\omega^2 r^2}{g} \sin \alpha_e \cos \alpha_e = \frac{kr}{2} \sin 2\alpha_e; \\ y_a = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \cos^2 \alpha_e = \frac{kr}{2} \cos^2 \alpha_e. \end{cases} \quad (14.19)$$



**Рис. 14.4. Визначення траєкторії руху зерна (за М.Н. Летошневим)**

Нехтуючи опором повітря при переміщенні зерна, для точки "b" можна записати систему

$$\begin{cases} x_e = 2x_a; \\ y_e = 0. \end{cases} \quad (14.20)$$

У точці "c" парабола перетинає горизонтальний діаметр трієра, тому

$$y_c = -r \sin \alpha_e. \quad (14.21)$$

Підставляючи значення формули (14.21) в рівняння (14.16), знаходимо час руху зерна до точки "c", який підставляємо в рівняння (14.15), і одержуємо, що

$$x_c = r \sin \alpha_e (k \cos \alpha_e + \sqrt{k^2 \cos^2 \alpha_e + 2k \sin \alpha_e}). \quad (14.22)$$

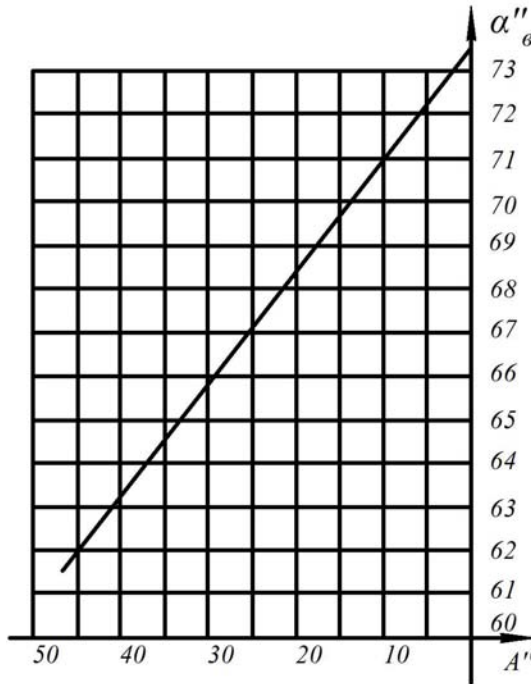
У точці "e" траєкторія руху зерна зустрічається з внутрішньою поверхнею циліндра. Положення цієї точки обумовлено центральним кутом  $A$  між радіусом  $O_e$  і горизонтальним діаметром трієра, який можна визначити з рівняння

$$\cos(\alpha_e - A) = 2k \sin \alpha_e - 1,$$

звідки

$$A = \alpha_e - \arccos(k \sin \alpha_e - l). \quad (14.23)$$

Підставляючи в рівняння (14.19), (14.20), (14.21), (14.22) і (14.23) значення кута  $\alpha_e$  для нижньої ( $\alpha_e'$ ) і верхньої ( $\alpha_e''$ ) меж зони



**Рис. 14.5. Графік для визначення кута  $\alpha_e''$**

випадання, будемо крайні траєкторії руху зерна зони випадання. Після цього підбираємо форму і місце встановлення жолоба з таким розрахунком, щоб побудовані траєкторії руху зерна проходили через горловину жолоба. Розміри нижньої частини жолоба обумовлюються діаметром шнека.

## **2. ПОРЯДОК РОЗРАХУНКІВ ПАРАМЕТРІВ ТРІЄРА**

Розрахунки трієра проводять по заданій продуктивності  $Q$ . При цьому необхідно знати характеристики суміші: вміст коротких або довгих домішок (у відсотках), розміри зерна, згідно з якими підбирають розміри (діаметр) комірок. Задають також центральний

кут  $A''$ , який характеризує точку зустрічі траєкторії руху випадального із комірки зерна на верхній межі зони випадання з поверхнею циліндра трієра.

Приблизні дані для розрахунку трієра наведені в табл. 14.1.

Таблиця 14.1

**Вихідні параметри для розрахунку трієра**

№ варіанта	Культура	Продуктивність $Q$ , кг/год	Вміст домішок (довгих), %	Діаметр комірок $d$ , мм	$A''$
1	Пшениця	800	8	8,5	-30
2	Пшениця	700	9	8,5	-35
3	Пшениця	750	7	8,5	-40
4	Пшениця	700	10	8,5	-37
5	Жито	700	8	10,0	-35
6	Жито	750	10	10,0	-40
7	Жито	600	9	10,0	-30
8	Ячмінь	500	6	11,2	-30
9	Ячмінь	600	8	11,2	-35
10	Ячмінь	700	10	11,2	-40
11	Ячмінь	800	10	11,2	-45

1. Відповідно до заданого кута  $A''$  і графіка (рис.14.5) визначають кут  $\alpha_6''$ , який характеризує верхню межу зони випадання. При цьому приймається, що кути тертя зерна по поверхні комірок змінюються в межах від  $\varphi_{min} = 1^\circ$  до  $\varphi_{max} = 46^\circ$ , тобто  $\Delta\varphi = 45^\circ$ . Знайдене значення  $\alpha_6''$  має задовольняти рівняння

$$\cos 2\alpha_6'' + \sin 2\alpha_6'' + \cos(\alpha_6'' - A'') = 0.$$

2. За рівнянням (14.14) знаходять значення  $k$  показника кінематичного режиму роботи. У даному випадку  $\Delta\varphi = 45^\circ$ , тоді рівняння (14.14) матиме вигляд

$$k = \sqrt{2} \sin(\alpha_6'' - 45^\circ).$$

3. Визначають кут  $\alpha_6'$ , який характеризує нижню межу зони випадання зерна. Для цього можна використати залежність

$$\alpha_6' = \arcsin k.$$

4. Використовуючи рівняння (14.5), визначають зону випадання зерна (домішок) з комірки трієра.

5. За рівнянням (14.9) визначають вміст домішок в основній

культури  $q_k$ , які необхідно виділити зі суміші в одиницю часу.

6. Кількість комірок  $n$  на одному квадратному метрі поверхні трієра знаходять за формулою (14.10). При цьому величина перемички  $\theta$  залежить від діаметра комірок  $d$  і способу їх виготовлення. Її розраховують відповідно до рівнянь (14.11), (14.12) або (14.13).

7. Розміри циліндра трієра обчислюють за рівнянням (14.8). При цьому значення коефіцієнта  $c$  приймається залежно від того, які домішки виділяються зі суміші. У разі виділення довгих домішок можна прийняти, що

$$c = 2,5 \cdot 10^{-2}, \text{ м}^{-3/2}$$

а коротких –

$$c = 1,0 \cdot 10^{-2}, \text{ м}^{-3/2}$$

Об'ємна маса  $\gamma$  суміші залежить від складу цієї суміші, вологості та інших фізико-механічних характеристик. Для пшениці, жита, ячменю з дрібними домішками можна приймати  $\gamma = 0,71\text{--}0,76$  г/см<sup>3</sup>. Після знаходження добутку  $Lr$  необхідно задатися радіусом циліндра трієра (чим вища продуктивність  $Q$ , тим більше приймаємо значення радіуса, в межах 200–400 мм), а потім визначити довжину циліндра  $L$ .

8. За відомими значеннями  $r$  і  $k$  розраховують частоту обертів циліндра трієра

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{kg}{r}}.$$

9. Використовуючи рівняння (14.19), (14.20), (14.21), (14.22), (14.23), розраховують координати точок “ $a$ ”, “ $b$ ”, “ $c$ ” і “ $e$ ” для траєкторії руху зерна, випадаючого з комірок на нижній і верхній межах зони випадання.

10. Графічна частина завдання включає в себе креслення у вибраному масштабі поперечного перетину циліндра трієра, на якому відкладають значення кутів  $\alpha_a'$  і  $\alpha_a''$ . По точках “ $a$ ”, “ $b$ ”, “ $c$ ” і “ $e$ ” будують траєкторії руху зерна, випадаючого з комірок на нижній і верхній межах зони випадання. Після цього визначають форму і місце установки приймального жолоба у такий спосіб, щоб траєкторії руху зерна проходили через його горловину.

## Запитання для самоконтролю

1. Розкажіть про класифікацію циліндричних трієрів та їх застосування.
2. Як підбираються форми трієрних комірок?
3. За яким принципом розміщуються трієрні комірки?
4. Що відомо з літератури про показники кінематичного режиму роботи?
5. З'ясуйте сутність побудови траєкторії руху зерна в циліндричному трієрі?
6. У який спосіб відбувається визначення параметрів встановлення жолоба трієра?

### ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ЦИЛІНДРИЧНОГО ТРІЄРА”

1. Визначити, чи можливо повністю видалити великі і дрібні домішки зі зерна, якщо зерновий ворох характеризується такими статистичними параметрами: середнє арифметичне значення товщини зерна 2–3 мм, великих домішок 3,3 мм, дрібних домішок 1–2 мм, середнє квадратичне відхилення товщини зерна 0,23 мм, великих домішок 0,3 мм, дрібних домішок 0,12 мм.

2. Розрахувати кут повороту циліндричного трієра, за якого почнеться випадання часток з комірок і ковзання вниз часток, які не потрапили в комірки, якщо циліндр обертається з частотою  $40 \text{ хв}^{-1}$ , радіус циліндра 0,25 м, кут нахилу опорної поверхні комірки  $0^\circ$ , кут тертя зерна по поверхні трієра  $20^\circ$ .

3. Обчислити радіус циліндра трієра, якщо частота обертання циліндра  $42 \text{ хв}^{-1}$ .

4. Визначити кут повороту циліндра трієра, за якого почнеться випадання часток з комірок і ковзання вниз часток, що не потрапили до комірок, якщо циліндр обертається з частотою  $42 \text{ хв}^{-1}$ , радіус циліндра 0,5 м, кут нахилу опорної поверхні комірки  $0^\circ$ , кут тертя зерна по поверхні трієра  $22^\circ$ .

5. Розрахувати критичну швидкість обертання трієрного циліндра діаметром 600 мм.

6. Визначити зону випадання коротких зерен у вівсюжному трієрі і положення боковин приймального лотка за таких вихідних даних: радіус циліндра – 300 мм, показник кінематичного режиму – 0,6, кути тертя пшениці по сталі  $\varphi_{min} = 14^\circ$  і  $\varphi_{max} = 30^\circ$ .

7. З'ясувати, чи можливо повністю видалити великі і дрібні домішки зі зерна, якщо зерновий ворох характеризується такими статистичними параметрами: середнє арифметичне значення товщини зерна 2,5 мм, великих домішок 4,0 мм і дрібних домішок 1,4 мм; середнє квадратичне відношення товщини зерна 0,25 мм, великих домішок 0,3 мм і дрібних домішок 0,12 мм.

8. Встановити, величина якого з досліджуваних чинників змінюється у відносно великому інтервалі, якщо середнє арифметичне значення ширини зерен 2,6 мм, товщина 2,5 мм і довжина 6,3 мм; середнє квадратичне відхилення ширини зерен 0,24 мм, товщини 0,25 мм і довжини 0,52 мм.

9. Визначити коефіцієнт парусності, якщо динамічний тиск повітряного потоку, за якого зерно знаходиться у завислому стані, 6,8 мм вод. ст., щільність повітря 1,2 кг/м<sup>3</sup>.

10. Розрахувати допустиму швидкість руху зерна заданої культури по плоскому решету, якщо кут нахилу решета до горизонталі  $\alpha = 8^\circ$ , довжина отворів решета 20 мм і радіус кривошипа 8 мм.

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. **Василенко П.М.** Культиваторы : конструкция, теория и расчет / Василенко П.М., Бабий П.Т. – К. : Изд-во УАСХН, 1961. – 239 с.
2. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений / [Воронюк Б.А. и др.]. – М.: Колос, 1970. – 423 с.
3. **Горячкин В.П.** Собрание сочинений: [в 3 т.]. – [Изд. 2-е]. – М. : Колос, 1968. – Т. 1. – 720 с.; – Т. 2. – 455 с.; – Т. 3. – 384 с.
4. **Зайка П.М.** Теорія сільськогосподарських машин : [у 2 т.] / П.М. Зайка. – Харків : ОКО, 2001. – Т. 1, ч. 1 “Машини та знаряддя для обробітку ґрунту”. – 443 с.
5. **Кленин Н.И.** Сельскохозяйственные машины / Кленин Н.И., Сакун В.А. – К. : Колос, 1980. – 671 с.
6. **Кобець А.С.** Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин / А.С. Кобець. – Дніпропетровськ, 1999. – 2003 с.
7. **Листопад Г.Е.** Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад. – М. : Агропромиздат, 1986. – 688 с.
8. **Матюшин Ю.И.** Расчет и проектирование ротационных почвообрабатывающих машин / Матюшин Ю.И., Гринчук И.М., Егоров Г.М. – М. : Агропромиздат, 1988. – 175 с.
9. **Сабликов М.В.** Сельскохозяйственные машины / М.В. Сабликов. – М. : Колос, 1988. – Ч. 2 “Основы теории и технологического расчета”. – 296 с.
10. Сельскохозяйственные машины. Теория, конструкция и расчет / [Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М. др.]; под ред. Б.М. Турбина. – [2-е изд., перераб. и дополн.]. – М.–Л. : Машиностроение, 1967. – 493 с.
11. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / [Листопад Г.Е., Демидов Г.К., Зонов Б.Д. и др.]; под общ. ред. Г.Е. Листопада. – М. : Агропромиздат, 1986. – 688 с.
12. **Синеоков Г.Н.** Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Синеоков Г.Н., Панов И.М. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.
13. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: Учебник для вузов / [Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др.]; под ред. Е.С. Босого. – М. : Машиностроение, 1977. – 568 с.
14. **Хайлис Г.А.** Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин / Г.А. Хайлис. – К. : Изд-во УСХА, 1992. – 235 с.
15. Сільськогосподарські та меліоративні машини : підручник / [Войтюк Д.Г., Дубровін В.О., Іщенко Т.Д. та ін.]; за ред. Д.Г. Войтюка. – К. : Вища освіта, 2004. – 544 с.
16. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник / [Войтюк Д.Г., Бороновський В.М., Булгаков В.М. та ін.]; за ред. Д.Г. Войтюка. – К. : Вища освіта, 2005. – 464 с.

# РЕКОМЕНДАЦІ ДО РОЗВ'ЯЗАННЯ ТИПОВИХ ЗАДАЧ

## 1. ГРУНТОБРОБНІ МАШИНИ

1. Визначити кут нахилу твірної до площини стінки борозни, якщо твірна розмішена від дна борозни на висоті  $Z = 6$  см і  $Z = 23$  см за таких даних: тип полиці – напівгвинтовий,

$$\gamma = 39^\circ, \gamma_{min} = 36^\circ, \gamma_{max} = 47^\circ, Z_{max} = 42 \text{ см}, Z_1 = 42 \text{ см}.$$

Зобразити вид закономірності зміни кута, нахилу твірної до стінки борозни залежно від висоти для отримання полиць.

Будь-який проміжок значення кута нахилу твірної дорівнює:

$$\Delta\gamma = \lambda; \quad y = \lambda \frac{x^2}{2p}.$$

Масштабний коефіцієнт  $\lambda$  приймаємо рівним 1 град/см. В інтервалі значення  $Z$  від 0 до  $Z_1$

$$y = x^2 / 2p_1,$$

де  $x = Z - Z_1$  та  $2p_1 = (0 - Z_1)^2 / \gamma_0 - \gamma_{min}$ .

Для  $Z$  від  $Z_1$  до  $Z_{max}$

$$y = x^2 / 2p_2,$$

де  $x = Z - Z_1$ ,  $2p_2 = (Z_{max} - Z_1)^2 / \gamma_{max} - \gamma_{min}$ .

Визначаємо кут нахилу горизонтальної твірної при  $Z = 6$  см:

$$\gamma' = \gamma_{min} + \frac{x^2}{2p_1}; \quad \gamma_{min} = 36^\circ; \quad x = 6 - 7,5 = -1,5 \text{ см};$$

$$2p_1 = \frac{(0 - 7,5)^2}{39 - 36} = 18,75 \text{ см};$$

$$\gamma' = 36^\circ + \frac{(-1,5)^2}{18,75} = 36,12^\circ.$$

Знаходимо значення  $\gamma''$  для  $Z = 23$  см:

$$\gamma'' = \gamma_{min} + \frac{x^2}{2p_2}; \quad x = 23 - 7,5 = 15,5 \text{ см};$$

$$2p_2 = \frac{(42 - 7,5)^2}{47 - 39} = 132 \text{ см};$$

$$\gamma'' = 36^\circ + \frac{15,5^2}{132} = 37,8^\circ.$$

2. Визначити довжину польової дошки корпусу плуга з шириною захвату 35 см, кутом постановки леза лемеша до стінки борозни  $40^\circ$  і кутом тертя по поверхні лемеша  $28^\circ$ .

Під час руху корпусу плуга в ґрунті на нього діють сили опору, які прагнуть повернути корпус відносно осі, проходячи через центр тяжіння. Стійкість корпусу в борозні забезпечується польовою дошкою. Для виконання свого призначення польова дошка повинна мати певну довжину  $l_p$ .

Визначаючи довжину польової дошки, виходять із пропозицій академіка В.П. Горячкіна, що основний опір зосереджується посередині лемеша. На основі цього вважають достатнім те, що виконується умова, за якої проекція сили опору  $R$ , яка діє на середину лемеша, у своєму продовженні зустрічає п'ятку польової дошки.

Для вирішення задачі необхідно зобразити горизонтальну проекцію корпусу плуга і відмітити на горизонтальній проекції точки:  $B$  – носок лемеша;  $D$  – середина леза лемеша;  $C$  – точка перетину лінії дії сили опору  $R$  з горизонтальною лінією;  $BC = l_p$ . Лінія дії сили  $R$  відхиляється від нормалі до леза лемеша на кут тертя. Із теореми синусів можна записати, що

$$\frac{l_p}{\sin(90^\circ + \varphi)} = \frac{BD}{\sin(180^\circ - (90^\circ + \varphi) - \gamma_0)} \quad \text{або} \quad \frac{l_1}{\cos\varphi} = \frac{BD}{\cos(\varphi - \gamma_0)},$$

$$l_p = \frac{BD \cos\varphi}{\cos(4 + \gamma_0)}, \quad BD = \frac{b}{2 \sin\gamma_0},$$

тоді

$$l_p = \frac{b \cos\varphi}{2 \sin\gamma_0 \cos(\varphi + \gamma_0)} = \frac{35 \cos 28^\circ}{2 \sin 40^\circ \cos(28^\circ + 40^\circ)} = 64,1 \text{ см.}$$

3. Визначити показник кінематичного режиму  $\lambda$  і максимальну товщину  $\delta_{max}$  стружки, що знімається ножем фрези, яка працює зі швидкістю 1,1 м/с. Діаметр барабана по кінцях ножів 40 см. Барабан обертається з частотою  $240 \text{ хв}^{-1}$ . На кожному диску барабана встановлено 6 ножів (3 із правим і 3 із лівим похилом), які обробляють ґрунт на глибину 12 см.

Показник кінематичного режиму роботи фрези визначають за формулою

$$\lambda = \omega r / v_m,$$

де  $\omega$  – кутова швидкість фрези;  $\omega = \pi n / 30$ ;

$n$  – частота обертання фрези,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$r$  – радіус барабана, м.

$$\lambda = \frac{\pi n D}{30 \cdot 2 \cdot v_m} = \frac{3,14 \cdot 240 \cdot 0,4}{60 \cdot 1,1} = 4,56.$$

Відомо, що

$$\delta_{max} = S_z \sqrt{2m - m^2},$$

де  $S_z$  – крок фрези (подача ножа);  $S_z = v_m \cdot 60 / nZ$ ;

$Z$  – число ножів, які мають нахил в один бік;

$$m = \frac{a}{r} = \frac{12}{20} = 0,6;$$

$$\delta_{max} = \frac{1,1 \cdot 60}{240 \cdot 3} \cdot \sqrt{2 \cdot 0,6 - (0,6)^2} = 0,084 \text{ м.}$$

## 2. МАШИНИ ДЛЯ ВИСІВУ І ПОСАДКИ

1. Визначити, яка повинна бути довжина робочої частини катушки висівного апарата для норми висіву  $Q = 220$  кг/га за передаточного відношення від приводу коліс до вала висівного апарата  $i = 0,54$ . Діаметр ходового колеса сівалки  $D_{\text{хк}} = 1,2$  м, ширина міжрядь  $b = 0,075$  м, зовнішній діаметр висівної катушки  $d_k = 5$  см, площа поперечного перерізу жолоба  $f_{\text{жк}} = 0,5$  см<sup>2</sup>, кількість жолобів  $Z = 12$ , умовна товщина активного шару  $C_y = 0,25$  см і об'ємна маса насіння  $\gamma = 0,72$  кг/дм<sup>3</sup>.

Робочий об'єм висівного апарата визначаємо через конструктивні параметри сівалки:

$$v_0 \frac{v_k}{i} = \frac{\pi D_k b Q}{10 \gamma i} = \frac{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,075 \cdot 220}{10 \cdot 0,72 \cdot 0,54} = 16 \text{ см}^3.$$

З іншого боку, робочий об'єм, визначений через конструктивні параметри висівної катушки, становить  $v_0 = f_{\text{жк}} l_p Z \pi r_k C_y$ , звідки довжина робочої частини катушки така:

$$l_p = \frac{v_0}{f_{жс} Z \pi r_{к} C_y} = \frac{16}{0,5 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,25} = 1,36 \text{ см.}$$

2. Після висіву насіння заданої нормою  $Q = 220$  кг/га розкриття рядків посівів показало, що в середньому на 50 м довжини рядка знаходяться 3040 насінин. Визначити фактичний висів насіння на 1 га і відносне відхилення фактичного висіву від необхідного розрахункового, якщо ширина міжрядь  $b = 0,15$  м, маса 1000 штук насінин  $\delta_{max} = 48$  г.

Необхідний висів насіння на довжині  $l = 50$  м

$$q_n = \frac{lbQ}{10} = \frac{50 \cdot 0,15 \cdot 220}{10} = 165 \text{ г.}$$

Фактичний висів насіння на  $l = 50$  м

$$q_\phi = \frac{\delta N}{1000} = \frac{48 \cdot 3040}{1000} = 145,92 \text{ г.}$$

Відхилення фактичного висіву насіння від розрахункового становитиме

$$|\Delta| = \frac{q_n - q_\phi}{q_n} \cdot 100 \% = \frac{165 - 143}{165} \cdot 100 = 13,3 \%.$$

Допустиме відхилення  $\Delta_g = 3$  %.

Фактичний висів насіння на 1 га дорівнюватиме

$$Q_\phi = Q - \Delta Q = 220 - 0,133 = 190,74 \text{ кг/га.}$$

3. Визначити число зубців змінної зірочки картоплесаджалки КСМ-6 для забезпечення норми посадки  $N = 65000$  бульб на гектар. Вичерпувальний апарат приводиться в дію від незалежного ВВП, що має частоту обертання  $540 \text{ хв}^{-1}$ . Постійне передаточне відношення  $i_0 = 0,0033$ , швидкість руху саджалки  $v_m = 6$  км/год, міжряддя  $b = 0,7$  м і кількість ложок на вичерпувальному диску 12.

1) Середня відстань між бульбами в рядку

$$a = \frac{10000}{Nb} = \frac{10000}{65000 \cdot 0,7} = 0,2197 \text{ м.}$$

2) Передаточне відношення від ВВП до вала вичерпувальних апаратів

$$i = \frac{1000v_m}{60n_{\text{ВВП}}Z_a} = \frac{1000 \cdot 6}{60 \cdot 540 \cdot 12 \cdot 0,22} = 0,07.$$

3) Кількість зубців змінної зірочки визначаємо з виразу  $i = i_0 Z_{\text{зм}}$

$$Z_{\text{зм}} = \frac{i}{i_0} = \frac{0,07}{0,0033} = 21,2.$$

4. Визначити кількість розсадотримачів для норми посадки  $N = 50000$  рослин на гектар. Ширина міжрядь  $0,7$  м і діаметр посадочного диска  $D = 0,67$  м. Швидкість коліс не враховується.

Крок посадки становлять

$$a = \frac{10000}{Nb} = \frac{10000}{50000 \cdot 0,7} = 0,286 \text{ м.}$$

Кількість розсадотримачів розраховуємо так:

$$Z = \frac{\pi D}{a} = \frac{3,14 \cdot 0,67}{0,286} = 7 \text{ шт.}$$

### 3. ЗЕРНОЗБИРАЛЬНІ МАШИНИ

1. Визначити частоту обертання вала мотовила, якщо показник кінематичного режиму роботи  $\lambda = 1,8$ ; висота рослин  $l = 110$  см, висота установки різального апарата  $h = 15$  см і швидкість руху машини  $v_m = 1,6$  м/с.

Із формули визначаємо показник кінетичного режиму роботи мотовила  $\lambda = \omega R / v_m = \pi n R / 30 v_m$ . Далі обчислюємо радіус мотовила і частоту обертання вала мотовила:

$$R = \frac{(l-h)\lambda}{3(\lambda-1)} = \frac{(110-15) \cdot 1,8}{3 \cdot (1,8-1)} = 71,2 \text{ см;}$$

$$n = \frac{\lambda 30 v_m}{\pi R} = \frac{1,8 \cdot 30 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,712} = 38,6 \text{ хв}^{-1}.$$

2. Обчислити подачу хлібної маси, що потрапляє в молотильний апарат комбайна, при збиранні пшениці з урожайністю зерна  $Q_3 = 30$  ц/га і відношенні зерна до соломи  $1:1,5$ . Ширина захвату жатки  $B = 4$  м, швидкість руху комбайна  $v_m = 4,4$  км/год.

1) Визначаємо врожайність хлібної маси, потрапляючої в молотильний апарат,

$$Q_{xm} = Q_3(1+1,5) = 30 \cdot (1+1,5) = 75 \text{ ц/га.}$$

2) Знаходимо подачу хлібної маси в молотильний апарат

$$q = \frac{Bv_M Q_{xm}}{360} = \frac{4 \cdot 4,4 \cdot 75}{360} = 3,67 \text{ кг/с.}$$

**3.** Визначити кут повороту колінчастого вала клавійного соломотряса в момент відриву вороху від клавіші, якщо частота обертання колінчастого вала  $204 \text{ хв}^{-1}$ , радіус кривошипа  $r = 50 \text{ мм}$ , кут нахилу клавіші до горизонту  $\beta = 10^\circ$ .

1) Визначаємо показник кінематичного режиму роботи соломотряса

$$K = \frac{\omega^2 r}{g} = \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{r}{g} = \frac{(3,14 \cdot 204)^2 \cdot 0,05}{30^2 \cdot 9,81} = 2,3.$$

2) Знаходимо кут повороту колінчастого вала соломотряса в момент відриву вороху від клавіші

$$\alpha_0 = \arcsin\left(\frac{\cos \beta}{K}\right) = \arcsin\left(\frac{\cos 10}{2,3}\right) = 25,4^\circ.$$

**4.** Визначити за подібністю основні розміри лопатевого колеса, вхідних і вихідних вікон, частоту обертання лопатевого колеса вентилятора, призначеного для роботи в системі очистки зерна комбайна за таких умов: подача вороху на очистку  $q_e = 2,2 \text{ кг/с}$ , витрата повітря на 1 кг маси вороху  $q_{nut} = 1,8 \text{ м}^3/\text{с} \cdot \text{кг}$ , ширина решета очистки  $\beta_p = 1,4 \text{ м}$ , швидкість повітряного потоку на виході з патрубку вентилятора  $V_{вих} = 10 \text{ м/с}$ . Із умови продування решета висота вихідного патрубку рівна  $0,3 \text{ м}$ . Аеродинамічна схема і характеристика вентилятора-моделі, геометрично подібного розрахунковому вентилятору, задані.

1) Визначаємо максимальну витрату повітря

$$Q_e = q_{nut} q_e = 1,8 \cdot 2,2 = 3,96 \text{ м}^3/\text{с.}$$

2) Розраховуємо ширину вихідного патрубку

$$b_x = 0,9 B_p = 0,9 \cdot 1,4 = 1,26 \text{ м.}$$

3) Обчислюємо динамічний тиск

$$h_o = 1,28 \sqrt{h_o} \rightarrow h_o = \left( \frac{V_{вих}}{1,28} \right)^2 = \left( \frac{10}{1,28} \right)^2 = 61 \text{ Н/м}^2.$$

4) Встановлюємо статичний тиск

$$h_s = 40 \text{ Н/м}^2.$$

5) Знаходимо повний тиск

$$H = h_o + h_s = 61 + 40 = 101 \text{ Н/м}^2$$

6) Визначаємо коефіцієнт режиму роботи вентилятора

$$K = \sqrt{\frac{h_o}{H}} = \sqrt{\frac{61}{101}} = 0,78.$$

7) За безмірною характеристикою вентилятора зернозбирального комбайна [10] знаходимо, що

$$H' = 135 \text{ Н/м}^2 \text{ і } Q' = 2,8 \text{ м}^3/\text{с}.$$

8) Розраховуємо зовнішній діаметр лопатевого колеса вентилятора

$$D_{2к} = D_{к4} \sqrt{\frac{Q'_6 H'}{(Q')^2 H}} = 570_4 \sqrt{\frac{3,96^2 \cdot 135}{2,8^2 \cdot 101}} = 728,86 \text{ мм},$$

де  $D_{к} = 570$  мм – зовнішній діаметр лопатевого колеса вентилятора моделі.

9) Визначаємо частоту обертання лопатевого колеса

$$n_x = \frac{Q'_6 D_{к}^3}{Q' D_{2к}^2} = \frac{3,6 \cdot 570^3}{2,8 \cdot 728,86^2} = 448,21 \text{ х}^{-1}.$$

10) Обчислюємо діаметр вхідних вікон (два вікна)

$$D_{в\text{ік}} = \sqrt{\frac{2Q'_6}{\pi V'}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,96}{3,14 \cdot 10}} = 0,5 \text{ м}.$$

де  $V' = V_{в\text{ік}} = 10$  м/с.

**5.** В аспіраційний канал зерноочисної машини прямокутного перерізу з розмірами  $1,0 \cdot 0,14 \text{ м}^2$  подається потік повітря  $Q'_6 = 2850 \text{ м}^3/\text{год}$ , густина  $\rho'_6 = 1,2 \text{ кг/м}^3$ . Визначити середню швидкість повітряного потоку  $v_{cp}$  і динамічний тиск  $h_o$ , що створюється ним в каналі.

1) Визначаємо середню швидкість повітряного потоку

$$v_{cp} = \frac{Q'_6}{3600F} = \frac{Q'_6}{3600 \cdot 0,14} = \frac{2850}{504} = 5,65 \text{ м/с}.$$

2) Знаходимо динамічний тиск:

$$h_o = \left( \frac{v_{cp}}{1,28} \right)^2 = \left( \frac{5,65}{1,28} \right)^2 = 19,5 \text{ Н/м}^2$$

або

$$h_0 = \frac{\rho v_{cp}^2}{2} = \frac{1,2 \cdot 5,65^2}{2} = 19,2 \text{ Н/м.}$$

**6.** Визначити частоту обертання приводного вала грохота, за якої ворох переміщується з відривом від поверхні грохота при куті нахилу його  $\alpha = 6^\circ$ , напрямку коливань  $\varepsilon = 12^\circ$  і амплітуді коливання  $r = 10$  мм.

Відрив вороху від поверхні грохота визначається умовою  $K > K_0$ , де  $K = (\omega^2 r) / g$  – показник, що характеризує відрив вороху від грохота

$$K_0 = \frac{\cos \alpha}{\sin(\alpha + \varepsilon)} = \frac{\cos 6}{\sin(6 + 12)} = 3,2.$$

Приймаємо  $K = 3,0$ , тоді частоту обертання приводного вала знаходимо з виразу

$$K = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \cdot \frac{r}{g} \rightarrow n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{K g}{r}} = \frac{30}{3,14} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot 9,81}{0,01}} = 518 \text{ хв}^{-1}.$$

#### **4. МАШИНИ ДЛЯ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНА**

**1.** Визначити частоту обертання циліндра трієра, якщо діаметр циліндра 0,6 м і показник кінематичного режиму роботи циліндричного трієра 0,55.

Показник кінематичного режиму роботи трієра визначаємо з рівняння

$$K = \frac{\omega^2 R}{g},$$

звідси

$$\omega = \sqrt{\frac{K g}{R}}$$

або

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{K g}{R}} = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{0,55 \cdot 9,8}{0,3}} = 40,5 \text{ хв}^{-1}.$$

2. Зерно пшениці оброблялося на сортувальному решеті з робочим розміром  $l_p = 2,2$  мм. Через решета пройшло 9 % (по числу зерна) насіння від усього матеріалу. Визначити повноту виділення насіння, що пройшло через отвори решета, якщо  $M = 2,65$  мм,  $\sigma = 0,38$ , а розподілення насіння по розмірах підпорядковується нормальному закону.

1) Розраховуємо кількість насіння, яке за своїми розмірами може пройти через отвір решета з робочим розміром отвору  $l_p = 2,2$  мм,

$$\alpha_M = \frac{l_p}{-\sigma} = \frac{2,2 - 2,65}{-0,38} = 1,18.$$

Для цього відхилення значення функції  $\Phi$  (нормального інтеграла – приймається із таблиці) становить 3809. В інтервалі від  $l_{min}$  до  $M$  міститься 5000 зерен, тому кількість зерен з розмірами, меншими, ніж 2,2 мм, дорівнює  $P_0 = 5000 - 3809 = 1191$  шт.

2) Із 10000 зерен через отвір решета фактично пройшло

$$P = \frac{10000 \cdot 9}{1000} = 900,$$

тоді повнота виділення дорівнюватиме

$$\varepsilon = \frac{P_0}{P} = \frac{900}{1191} = 0,757.$$

## ВІДПОВІДІ ДО ЗАПРОПОНОВАНИХ ЗАДАЧ

### Тема 1. ПРОЕКТУВАННЯ ЛЕМЕШНО-ПОЛИЦЕВОЇ ПОВЕРХНІ КОРПУСА ПЛУГА

1. а) 38,3 см; б) 47,5 см; в) 41,3 см.
2. 43,6°.
3.  $\gamma_0 = 35^\circ 00'$ ;  $\gamma_1 = 33^\circ 53'$ ;  $\gamma_2 = 33^\circ 13'$ ;  $\gamma_3 = 33^\circ 00'$ ;  $\gamma_4 = 33^\circ 22'$ ;  
 $\gamma_5 = 34^\circ 25'$ ;  $\gamma_6 = 36^\circ 13'$ ;  $\gamma_7 = 38^\circ 43'$ ;  $\gamma_8 = 41^\circ 55'$ .
4.  $\alpha \leq 68^\circ$ .
5. 22,68 кН.
6. За рахунок: покриття робочої поверхні плуга полімерним матеріалом; за рахунок зміни форми робочої поверхні плуга і попере-  
днього лущення перед оранкою.
7. 20,6 кН.
8. 639 мм.
9. 88,8 см.
10.  $a_{max} = 0,28$  м.
11. 872 кг.

### Тема 4. ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДИСКОВОГО ЛУЩИЛЬНИКА (БОРОНИ)

1. 169 мм.
2. 34,34 мм.

### Тема 5. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНА ГРУНТООБРОБНОЇ ФРЕЗИ

1. Подача  $S_z = 0,092$  м;  $\delta = 0,083$ .
2. 178 хв<sup>-1</sup>.
3. 2,3.
4. 84,68 кВт.
5.  $\lambda = 7,1$ ;  $V = 3,8$  км/год.
6.  $\lambda = 6,29 - 12,4$ .

### Тема 6. ПОБУДОВА ЗУБОВОГО ПОЛЯ БОРОНИ

1. 500 мм.
2. 100–125 мм.

### Тема 7. РОЗМІЩЕННЯ РОЗПУШУВАЛЬНИХ ЛАП НА РАМІ КУЛЬТИВАТОРА

1. 27,2 см.
2.  $A = 572$  мм;  $b_l = 315$  мм;
3. 110 мм.
4.  $\gamma < 62^\circ$ ;  $\gamma_{opt} = 31^\circ$ .
5. 50 мм.
6. 161 мм.
7.  $L = 483,5$  мм
8. 27,15 см.
9. 50 мм.
10. 50 мм.

**Тема 8. РОЗРАХУНКИ ОСНОВНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПОСІВНИХ МАШИН**

1. 75 шт.
2. 4040 м.
3. 4938 м.
4. 167, 4 кг/га.
5. 0,49.
6. 0,33.
7.  $V_1 = 20,6 \text{ см}^3$ ;  $V_2 = 15,5 \text{ см}^3$ ;  $V_3 = 20,5 \text{ см}^3$ ;
8. Апарати, налагоджені відповідно до вимог. Коефіцієнт варіації  $V = 4,24$  не перевищує 5 %.

**Тема 9. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ МОТОВИЛА**

1. 38,2 хв<sup>-1</sup>
2. 2,37 м.
3. 0,57.
4.  $Z=6$ .
5.  $R=0,72\text{м}$ .
6. 34,4 хв<sup>-1</sup>; 3 удари/м.
7. 0,49
8.  $\eta_1 = 2$ ;  $\eta_2 = 1$ ; мотовило не діє, при  $\eta = 0,5$  мотовило відштовхує стебла.
9. 0,13 м.
10.  $H_{max} = 1\text{м}$ ;  $H_{min} = 0,78$ ;  $\Pi = 0,22 \text{ мм}$ .

**Тема 10. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЬОВИХ РІЗАЛЬНИХ АПАРАТІВ**

1. 1,79 м/с.; 0,133 м.
2. 2,4 м/с.
3. 0,011 м<sup>2</sup>; 0,011 м<sup>2</sup>.
4. 1,67 м/с.; 0,128 м.
5. 0,00762 м<sup>2</sup>; апарат нормального різання з одинарним пробігом ножа.
6.  $V_n = V_k = 1,57 \text{ м/с}$
7. 476 хв<sup>-1</sup>; 0,063 м.

**Тема 11. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ БИЛЬНОГО ТА ШТИФТОВОГО МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТІВ**

1. 5,11 км/год.
2. 13,3 кВт.
3. 15 кг·м<sup>2</sup>.
4. 3 кг/с.
5. 6 кг/с.
6.  $E = 6310,1 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$ ;  $\Delta E = 315,5 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$ .
7.  $m = 3 \text{ кг} / \text{м}^2$ ;  $V = 10 \text{ км} / \text{год}$ .
8. 23,86 кВт.
9. Відповідає при  $d\omega / dt = 15 \text{ с}^{-2}$ .
10. 2,27 кг/м<sup>2</sup>;  $V_k = 4,99 \text{ км} / \text{год}$ .

**Тема 12. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОЧИСТКИ  
ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА**

1.  $K_0 > K_p > K_6 > K_m$ ;  $4,76 > 2,09 > 0,59 > 0,288$ .
2. Вниз, коли  $n = 264 \text{ хв}^{-1}$ ; догори, коли  $n = 386 \text{ хв}^{-1}$ .
3.  $508,7 \text{ хв}^{-1}$ . 10. 0,56.
4.  $n < 207 \text{ хв}^{-1}$ . 11. 0,89 кВт.
5.  $95 \text{ хв}^{-1}$ . 12.  $0,87 \text{ м}^3/\text{с}$ .
6.  $18^\circ$ . 13. 0,5.
7. 1,6 с. 14. 408,5 Вт.
8. 114,5 Па;  $2,5 \text{ м}^3/\text{с}$ . 15. 0,84.
9.  $1344 \text{ хв}^{-1}$ ; 532 Па; 1,69 кВт. 16.  $0,82 \text{ м}^{-1}$ .

**Тема 13. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ  
КЛАВІШНОГО СОЛОМОТРЯСА**

1. 0,8 %.
2. Оскільки  $K < 1$ , то відриву не буде;  $K_1 = 0,8$ ;  $K_2 = 0,94$ .
3.  $L_{c1} = 1,8 \text{ м}$ ;  $L_{c2} = 2,6 \text{ м}$ ;
4. Переміщення не буде, бо  $K = 2,18$ ;  $\alpha = 25,86^\circ$ .
5. Відриву не буде, бо  $K = 0,45$ .
6. Якщо  $K = 1,81$ ;  $\omega t = 31,3^\circ$ .
7.  $\beta = 48^\circ$ ;  $V_0 = 0,79 \text{ м/с}$ .

**Тема 14. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ  
ЦИЛІНДРИЧНОГО ТРІЄРА**

1. Суміш повністю розділяється, бо значення розмірів не перекривають одне одного.
2.  $135^\circ$ .
3. 0,5 м.
4.  $178^\circ$ .
5.  $38,6 \text{ хв}^{-1}$ .
6.  $\alpha_1 = 49,6^\circ$ ;  $\alpha_2 = 61,3^\circ$ ;  $\Delta = 11,7^\circ$ .
7.  $x_3 = 1,75\text{--}3,25 \text{ мм}$ ;  $x_{кр. пр.} = 2,8\text{--}5,2 \text{ мм}$ ;  $x_{м. пр.} = 1,04\text{--}1,76 \text{ мм}$ , великі домішки виділяються не повністю.
8.  $l = 3,12 \text{ мм}$ ;  $t = 15 \text{ мм}$ ;  $b = 1,44 \text{ мм}$ .
9. 0,87.
10.  $V \leq 0,252 \text{ м/с}$ .

## ЗМІСТ

Передмова .....	3
<i>Тема 1.</i> Проектування лемешно-полицевої поверхні корпуса плуга .....	4
<i>Тема 2.</i> Розміщення робочих органів на рамі плуга .....	24
<i>Тема 3.</i> Розрахунок стійкого ходу начіпного плуга .....	30
<i>Тема 4.</i> Проектування технологічної схеми дискового лушильника (борони) .....	36
<i>Тема 5.</i> Визначення основних параметрів робочого органа ґрунтообробної фрези .....	40
<i>Тема 6.</i> Побудова зубового поля борони .....	46
<i>Тема 7.</i> Розміщення розпушувальних лап на рамі культиватора .....	51
<i>Тема 8.</i> Розрахунки основних експлуатаційно-технологічних показників посівних машин .....	56
<i>Тема 9.</i> Розрахунок параметрів та режимів роботи мотовила .....	68
<i>Тема 10.</i> Розрахунок параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів .....	79
<i>Тема 11.</i> Розрахунок параметрів бильного та штифтового молотильного апаратів .....	97
<i>Тема 12.</i> Розрахунок параметрів очистки зернозбирального комбайна .....	108
<i>Тема 13.</i> Розрахунок параметрів і режимів роботи клавішного соломотряса .....	128
<i>Тема 14.</i> Розрахунок параметрів та режимів роботи циліндричного трієра .....	138
Рекомендована література .....	150
Рекомендації до розв'язання типових задач .....	151
Відповіді до запропонованих задач .....	160

**Анатолій Степанович КОБЕЦЬ**  
**Олександр Миколайович КОБЕЦЬ**  
**Андрій Миколайович ПУГАЧ**

# **ТЕОРІЯ І РОЗРАХУНОК СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

## **ПРАКТИКУМ**

Редактор *М.П. Гончаренко*  
Комп'ютерна верстка *Я.О. Воронько*

Редакційно-видавничий відділ  
Дніпропетровського держагроуніверситету  
49600, м. Дніпропетровськ, вул. Ворошилова, 25

Підписано до друку 16.12.2010. Формат 60×84/16.  
Обл.-вид. арк. 12,8. Ум. фарбо-відб. 11,7. Ум. друк. арк. 11,7.  
Наклад 300 прим. Папір офсетний. Друк офсетний. Зам.

---

Видавництво “Свідлер А.Л.”  
49041, м. Дніпропетровськ, а/с 2493, тел./факс +38 (056) 776-39-16  
Ідентифікатор видавця у системі ISBN: 8490  
<http://svidler.dp.ua>