**Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич, В. М. Барановський,
М. С. Волянський, Ю. О. Гуменюк, В. М. Мартишко,
В. Б. Онищенко, І. М. Сівак, С. В. Смолінський**

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Основи теорії та розрахунку

Підручник

**За редакцією професора,
члена-кореспондента НААН України
Д.Г. Войтюка**

Видання друге, перероблене та доповнене

**Київ
2019**

УДК 631.3(075.8)

Рекомендовано Вченою радою Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол від 26 вересня 2018 р. № 2)
Рекомендовано Науково-методичною радою Науково-методичного центру ВФПО (протокол від 17.09.2019 № 6)

А в т о р и:
Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.М. Барановський, М.С. Волянський, Ю.О. Гуменюк, В.М. Мартишко, В.Б. Онищенко, І.М. Сівак, С.В. Смолінський

Р е ц е н з е н т и:
В.І. Пастухов — доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри сільськогосподарських машин (Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка);
В.І. Кравчук — доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН України, директор (Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого);
В.Г. Мироненко — доктор технічних наук, професор, завідувач відділу електрифікації та автоматизації агропромислового виробництва (ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»).

Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.М. Барановський та ін. ; за ред. Д.Г. Войтюка. — 2-ге вид., перероб. та допов. — Київ : Науково-методичний центр ВФПО, 2019. — 508 с.

Наведено основи теорії робочих процесів та розрахунок основних параметрів і режимів роботи робочих органів базових сільськогосподарських машин. Висвітлено сутність та методи інженерного розрахунку технологічних процесів, розкрито основні закономірності роботи машин залежно від властивостей і стану матеріалу, що обробляється.

Підручник для підготовки фахівців ступеня вищої освіти «бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія» галузі знань 20 «Аграрні науки та продовольство» у закладах вищої освіти Міністерства освіти і науки України.

© Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.М. Барановський, М.С. Волянський, Ю.О. Гуменюк, В.М. Мартишко, В.Б. Онищенко, І.М. Сівак, С.В. Смолінський, 2019
© НУБіП України, Науково-методичний центр ВФПО, 2019

1898–2018

120–річчю
кафедри сільськогосподарських машин
та системотехніки ім. академіка
Петра Мефодійовича Василенка
Національного університету біоресурсів
і природокористування України
присвячується

ПЕРЕДМОВА

Методично програму курсу «Сільськогосподарські машини» поділяють на дві частини.

У першій частині (друге видання вийшло в 2015 році) розглянуто будову, робочий процес, регулювання та основні техніко-експлуатаційні показники базових моделей сільськогосподарських і меліоративних машин, описано їх робочі органи, взаємодію з матеріалом, що обробляється.

У другій частині висвітлено основи теорії та розрахунку для поглибленого пізнання суті робочих процесів, виконуваних машинами, визначення параметрів і режимів роботи робочих органів, що забезпечують якісне виконання технологічного процесу, набуття навичок аналізу роботи робочих органів і механізмів машин, а також оволодіння методами дослідження робочих процесів машин.

Під час обґрунтування і розробки нових технологічних процесів і робочих органів слід зауважити, що сьогодні людство починає усвідомлювати негативні наслідки свого впливу на біосферу планети.

Антропогенний вплив застосовуваних людиною сільськогосподарських технологій і технічних засобів на біосферу став співмірним за потужністю із силами природи. Загострення екологічної ситуації та порушення екологічної рівноваги біосфери має орієнтувати світову наукову спільноту на вирішення проблеми забезпечення сталого економічного розвитку шляхом усунення протиріч між соціально-економічним зростанням, природокористуванням та збереженням цілісності системи.

Перспективними напрямами розвитку сільськогосподарських машин є розроблення і впровадження більш досконалої механіки (параметри і режими роботи), широке застосування в конструкціях машин системотехніки (електроніки, гідравліки, гідропневмоавтоматики), прогресивних конструкційних матеріалів, використання під час виготовлення машин прогресивного високоточного технологічного обладнання та інструментів, застосування у сільськогосподарському виробництві технологій точного землеробства.

Вивчення теорії сільськогосподарських машин допоможе майбутнім інженерам-механікам сільськогосподарського виробництва і інженерам-конструкторам сільськогосподарських машин сформувати глобальний рівень мислення, здатність до передбачення можливих наслідків техногенного впливу на довкілля, творчо розв'язувати складні проблеми механізації сільськогосподарського виробництва.

Підручник написано відповідно до освітньої програми підготовки інженерів-механіків ступеня вищої освіти «бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія» з внесенням відповідних доповнень та уточнень, які базуються на новітніх розробках сучасних учених і власних наукових розробках авторів.

Передмову та розділ 5 написано проф. Д.Г. Войтюком, розділ 1 — проф. Л.В. Аніскевичем, розділ 2 — доц. І.М. Сіваком, розділ 3 — доц. В.Б. Онищенком, розділ 4, 10 — доц. Ю.О. Гуменюком, розділ 6 — проф. В.М. Барановським, розділ 7 — доц. М.С. Волянським, розділ 8, 9, 12 — доц. В.М. Мартишко, розділ 11 — доц. С.В. Смолінським.

РОЗДІЛ 1
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН І ЗНАРЯДЬ ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

1.1. Ґрунт — місце проростання рослин і об'єкт механічного обробітку

1.1.1. Завдання та наукові основи механічного обробітку ґрунту

Ґрунтом називають пухкий поверхневий шар земної кулі, який має важливу властивість — родючість, що сприяє високій урожайності рослин. Він є одним із основних засобів сільськогосподарського виробництва. Завдяки фотосинтезу рослин, які проростають на ґрунті, кінетична променева енергія сонця перетворюється на потенціальну енергію, зосереджену в рослинах.

Механічний обробіток ґрунту — це дія робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь на ґрунт. Завдання обробітку ґрунту полягає у створенні оптимальних ґрунтових умов для успішного розвитку сільськогосподарських рослин, підвищення родючості та захисту ґрунту від вітрової та водяної ерозій. Раціональний механічний обробіток поліпшує поживний, повітряний, водний і тепловий режими ґрунту, забезпечує знищення бур'янів, загортання в ґрунт добрив та рослинних решток і створює сприятливі умови для сівби, що забезпечує підвищення врожайності сільськогосподарських культур.

Механічний обробіток змінює співвідношення об'ємів твердої, рідкої і газоподібної фаз у ґрунтовій системі, що впливає на хімічний, фізико-хімічний та біологічні процеси, які відбуваються в ґрунті. Водночас надмірний обробіток ґрунту може призвести до руйнування структурних агрегатів ґрунту і зменшення його родючості.

Застосовуючи певний механічний обробіток ґрунту, слід ураховувати кліматичні та погодні умови, а також біологічні особливості рослин. Тільки правильний обробіток ґрунту в поєднанні з хімічними засобами може забезпечити формування високих урожаїв.

1.1.2. Операції, способи, машини і знаряддя для обробітку ґрунту

Механічна дія робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь передбачає багато технологічних операцій і способів. Основними технологічними операціями є різання, кришіння, розпушування, ущільнення, перемішування, вирівнювання, обертання ґрунту та підрізування бур'янів.

Різання ґрунту полягає у відрізуванні певних розмірів скиб із загального масиву, яке здійснюють дисковими ножами, череслами, лемешами плужних корпусів та передплужників, лапами культиваторів, дисками дискових лущильників і борін тощо.

Кришіння ґрунту забезпечує зменшення розмірів ґрунтових структурних часточок. Воно завжди супроводжується розпушуванням.

Розпушування ґрунту — це зміна взаємного розміщення ґрунтових часточок зі збільшенням пористості. Кришіння і розпушування виконують одні і ті самі робочі органи ґрунтообробних машин і знарядь, зокрема боронами, культиваторами, лущильниками, полицевими та безполицевими плугами та фрезами.

Ущільнення ґрунту полягає в тому, що змінюється взаємне розміщення ґрунтових часточок і супроводжується зменшенням пористості. Цю операцію здійснюють з метою досягнення оптимальної щільності ґрунту для забезпечення успішного розвитку рослин і виконують котками. До надмірного ущільнення ґрунту в багатьох випадках призводить дія ходових апаратів машинно-тракторних агрегатів і транспортних засобів під час переміщення їх полем.

Перемішування ґрунту забезпечує зміну взаємного розміщення ґрунтових часточок з метою створення більш однорідного оброблюваного шару ґрунту. Для перемішування ґрунту застосовують борони, культиватори, плуги і лущильники. Проте найкраще ґрунт перемішують фрези.

Вирівнювання ґрунту сприяє зменшенню розмірів нерівностей поверхні поля, що створює сприятливіші умови для висівання насіння і внесення гербіцидів, якіснішого виконання робіт, пов'язаних з доглядом за посівними та збиранням урожаю, а також забезпечує зменшення витрати вологи. Для вирівнювання ґрунту застосовують вирівнювачі, борони, шлейф-борони та культиватори.

Підрізування бур'янів виконують одночасно з розпушуванням ґрунту, застосовуючи культиватори з плоскорізальними лапами, штангові культиватори та проріджувачі.

Спосіб обробітку ґрунту — це одноразова дія на ґрунт робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь з метою виконання однієї або кількох технологічних операцій. Основними способами обробітку ґрунту є оранка, боронування, культивація, дискування, лущення, лущення стерні, фрезерування, чизелювання, коткування, шлейфування, щілювання і підгортання.

Залежно від глибини розрізняють глибокий обробіток ґрунту на глибину понад 24 см, середній — на глибину 16...24 см, мілкий — на глибину 8...16 см і поверхневий — на глибину до 8 см.

Оранка ґрунту (звичайна) забезпечує обертання скиби не менше ніж на 135°, її виконують плугами з одночасним розпушуванням, кришінням, частковим перемішуванням ґрунту та підрізуванням бур'янів. Крім звичайної, застосовують плантажну, дво- і триярусну, ступінчасту і гребенисту оранку.

Плантажну оранку здійснюють на глибину понад 40 см і виконують спеціальними плантажними плугами. За технологічним процесом вона подібна до звичайної глибокої оранки.

Двоярусна оранка забезпечує взаємне переміщення двох шарів (горизонтів) — верхнього донизу, нижнього доверху, її виконують двоярусними плугами з одночасним кришінням і розпушуванням.

Триярусну оранку виконують спеціальними триярусними плугами, які забезпечують часткове або повне переміщення трьох шарів (горизонтів) та кришіння й їх розпушення.

Ступінчаста оранка забезпечує ступінчастий профіль дна борозни. Таку оранку застосовують для боротьби з водяною ерозією ґрунту.

Гребениста оранка забезпечує утворення на поверхні поля гребенів. На такому полі добре затримується сніг. Вона сприяє боротьбі з водяною ерозією ґрунту.

Боронування — поверхневий обробіток ґрунту. Воно забезпечує кришіння, розпушування та вирівнювання ґрунту, а також знищення проростків і сходів бур'янів. Боронування виконують боронами на глибину 4.11 см.

Культивація забезпечує кришіння, розпушування, часткове перемішування і вирівнювання ґрунту, а також підрізування бур'янів. Вона може бути суцільна і міжрядна для обробітку просапних культур. Культивацію здійснюють культиваторами, як правило, на глибину 6.16 см, лише в окремих випадках глибина може бути більшою.

Дискування ґрунту забезпечує кришіння, розпушування, перемішування, часткове обертання ґрунту, розрізування дернини та знищення бур'янів. Його виконують дисковими знаряддями.

Лущення ґрунту забезпечує його кришіння, розпушування, перемішування, часткове обертання та підрізування бур'янів. Для такого обробітку ґрунту застосовують лущильники.

Лущення стерні — це обробіток ґрунту після збирання зернових культур, який забезпечує кришіння, розпушування, перемішування, часткове обертання, підрізування бур'янів і загортання їх насіння в ґрунт. Лущать стерню лемішно-полицевими і дисковими лущильниками на глибину до 15 см.

Фрезерування — це обробіток ґрунту фрезою, який забезпечує інтенсивне кришіння і часткове перемішування шару ґрунту, що обробляється, а також знищення бур'янів. Глибина фрезерування коливається в значних межах залежно від потреби.

Чизелювання — це глибокий безполицевий обробіток ґрунту чизельними знаряддями, які забезпечують його розпушування, кришіння і часткове перемішування, без обертання.

Коткування забезпечує ущільнення ґрунту, кришіння брил, великих грудок і часткове вирівнювання поверхні поля. Для коткування застосовують котки.

Шлейфування забезпечує розпушування і вирівнювання поверхні поля. Цей спосіб поліпшує умови для сівби і появи дружніх сходів культурних рослин. Для шлейфування ґрунту застосовують шлейф-борони.

Щілювання забезпечує глибоке прорізування щілин у ґрунті з метою підвищення водопроникності. Щілювання ґрунту здійснюють за допомогою ущільнювачів. Глибина обробітку визначається умовами використання.

Підгортання — це спосіб міжрядного обробітку просапних культур, який забезпечує підгортання ґрунту до основи стебел рослин. Під час підгортання відбуваються також кришіння, розпушування та перемішування ґрунту. Для виконання цього способу застосовують культиватори-підгортачі та універсальні культиватори, обладнані спеціальними робочими органами, зокрема лапами-поличками та підгортачами.

1.1.3. Ґрунт як об'єкт обробітку

Розробляючи питання теорії та розрахунку сільськогосподарських машин і знарядь, ґрунт потрібно розглядати як об'єкт обробітку, який складається із твердої, рідкої, газоподібної фаз і живих організмів. Кожна із фаз, їх співвідношення і взаємне розміщення впливають на фізико-механічні та технологічні властивості ґрунту.

Твердою фазою ґрунту (за винятком болотних ґрунтів) є механічні мінеральні елементи різних форм і розмірів. Залежно від розмірів цих елементів учені запропонували класифікаційні шкали для визначення механічного складу. Найпоширенішою є шкала, запропонована Н.А. Качинським (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Класифікація механічних елементів ґрунту

Механічний елемент (фракція)	Ефективний діаметр механічного елемента ґрунту, мм	Механічний елемент (фракція)	Ефективний діаметр механічного елемента ґрунту, мм
Кам’яниста фракція	>3,0	Пил:	
Гравій	3,0…1,0	- великий	0,05…0,01
Пісок:		- середній	0,01…0,005
- великий	1,0…0,5	- дрібний	0,005…0,001
- середній	0,5…0,25	Мул	<0,001
- дрібний	0,25…0,05		

Кожний механічний елемент (фракція) має свої властивості й певним чином впливає на фізико-механічні та технологічні властивості ґрунту.

Кам'яниста фракція є основою розподілу ґрунтів на кам'янисті, середньокам'янисті, слабокам'янисті і некам'янисті.

Кам'янисті ґрунти містять кам'янистих часточок і гравію понад 10 %, середньокам'янисті — 5...10 %, слабокам'янисті — 0,05...5 % і некам'янисті — менше ніж 0,05 %.

Піщана фракція — це обломи здебільшого кварцу і рідше — шпату, слюди та інших мінералів, які мають округлу чи кутову форму. У воді вона не набрякає і під час висушування не дає усадки. Піщані часточки непластичні й нелипкі. Висота піднімання води в масиві піщаних часточок незначна, водопроникність велика.

Пилувата фракція містить дуже подрібнені мінерали, переважно кварцу. Часточки цієї фракції мають кулеподібну форму. Вона характеризується великою висотою капілярного піднімання води і незначною водопроникністю, слабо набрякає у воді, майже нелипка і малопластична. У вологому стані має малу несівну здатність, а в сухому — велику щільність.

Мулова, або *глиниста фракція* складається з найбільш подрібнених різних мінералів у процесі вивітрювання гірських порід і ґрунтоутворення. Ці часточки фракції мають здебільшого пластинчасту лускоподібну форму. Мулова фракція має велику питому поверхню і здатність зв'язувати воду. Глинисті часточки водонепроникні й створюють висококапілярний тиск. У вологому стані фракція пластична і липка, у воді дуже набрякає, а під час висихання надто затвердіває. У складі мулової фракції є цементуючі речовини, які сприяють створенню структурних ґрунтових агрегатів.

Оскільки механічний склад твердої фази значно впливає на властивості ґрунту, його було покладено в основу класифікації ґрунтів. У табл. 1.2 наведено класифікацію ґрунтів України за механічним складом, яку запропонував М.М. Годлін.

Ґрунти з великим умістом піщаних часточок легко кришаться, добре поглинають воду, але недостатньо її утримують. Такі ґрунти належать до легких.

Ґрунти з великим умістом глини погано поглинають воду, але добре її утримують. Під час їх обробітку у вологому стані вони налипають на робочі органи, а в сухому — утворюють великі брили. Такі ґрунти вважають важкими.

Супіщані, піщано-суглинисті, велико-пилувато-суглинисті та пилувато-суглинисті ґрунти, за своїми властивостями, займають проміжне положення. Такі ґрунти добре поглинають воду, відносно легко кришаться. Вони належать до середніх.

До складу твердої фази ґрунту крім мінеральних часточок входять також рослинні рештки та інші елементи органічного походження (гній, компост тощо). Завдяки наявності в ґрунті ґрунтових мікроорганізмів у ньому

безперервно розкладається ця органічна складова. Це не тільки забезпечує мінеральне живлення рослин, а й сприяє ґрунтоутворювальному процесу та створенню структурних агрегатів, якими є грудочки, що складаються зі сполучених між собою перегноєм чи мулом механічних елементів (піску, пилу, глини та ін.). Агрегати мають різні форму і розміри.

Таблиця 1.2

Класифікація ґрунтів України за механічним складом

Група ґрунтів	Підгрупа ґрунтів	Часточки, %				
		Фракції > 0,05 мм		Фракції 0,05…0,01 мм	Фракції < 0,01 мм	
		Всієї	1…0,25 мм		Всієї	< 0,001 мм
Піщані	Піщані	>90	>50	<6	<6	<2
	Пилувато-піщані	>90	<50	<6	<6	<2
	Глинисто-піщані	75…90	<25	<15	<15	3±1
Супіщані	Супіщані	40…60	>20	30…45	10…20	7±3
	Піщано-супіщані	45…70	>20	20…35	10…20	7±3
	Пилувато-супіщані	25…50	<10	40…60	10…25	7±3
Піщано-суглинисті	Піщано-легкосуглинисті	30…60	–	10…30	25…40	15±4
	Піщано-середньосуглинисті	20…40	–	20…40	35…50	25±5
	Піщано-важкосуглинисті	10…20	–	20…40	45…60	35±4
Велико-пилувато-суглинисті	Легкосуглинисті	<25	–	55…65	20…35	15±4
	Середньосуглинисті	<15	–	50…60	30…50	25±5
Пилувато-суглинисті	Пилувато- легкосуглинисті	<20	–	40…50	30…45	14±4
	Пилувато-середньо-суглинисті	<15	–	50…60	40…55	22±3
	Пилувато- важкосуглинисті	<5	–	30…40	50…65	30±4
Глинисті	Глинисті	<10	–	<35	60…80	40±5
	Важкоглинисті	<10	–	<25	70…90	45
	Піщано-глинисті	>10	–	<30	60…80	45±5

Ґрунти можуть бути структурні та безструктурні. Масу структурних ґрунтів поділяють на окремі агрегати, а в безструктурних — складовими є механічні часточки, які не з'єднані в агрегатники, а залягають суцільною масою на всю глибину орного шару.

Розміри структурних агрегатів визначають структуру ґрунту. Глибиста структура має агрегати розміром понад 10 мм, грудкувата — 10...3 мм і зерниста — 3...0,25 мм. Агрегати розміром менше ніж 0,25 мм належать до дрібноструктурних і називають *пилуватими*. Найціннішими є агрегати розміром 1…3 мм. Вони найстійкіші до розмивної дії води. Бажаними агрегатами є також агрегати розміром від 3 до 10 мм. Ерозійно небезпечними вважають агрегати розміром менше ніж 1 мм, а найнебезпечнішими — мікроагрегати та піщинки розміром від 0,1 до 0,5 мм.

Під час механічного обробітку структурні ґрунти мають менший тяговий опір, краще кришаться і розпушуються.

Рідка фаза ґрунту — це вода або розчин у ній різних речовин. Вода може бути у зв'язаному чи вільному стані. Зв'язана гігроскопічна вода покриває тонким шаром тверді часточки ґрунту і міцно утримується адсорбційними силами. Вона помітним чином не впливає на механічний обробіток ґрунту і недоступна для рослин.

Вільна вода буває гравітаційною і капілярною. Гравітаційна вода міститься у великих пустотах ґрунту і під дією гравітаційних сил стікає донизу. Капілярна вода зосереджується в малих капілярних пустотах. Завдяки молекулярним силам притягання між елементами твердої фази ґрунту і водою, які більші від гравітаційних сил, вона тримається в капілярах. Капілярна вода легко переміщується капілярами у будь-якому напрямку, як правило, від більш до менш зволожених шарів.

Кількість води, що є в ґрунті, залежить від абсолютної вологості ω_a, %:

$$\omega_a = \frac{m_в - m_c}{m_c} 100,$$

де $m_в$ і m_c — маса вологого і сухого ґрунту.

Визначаючи ступінь зволоження ґрунту з різним механічним складом, доцільно користуватися відносною вологістю ґрунту ω_B, %:

$$\omega_B = \frac{\omega_a}{\omega_П} 100,$$

де $\omega_П$ — абсолютна вологість за польової вологомісткості ґрунту.

Польова вологомісткість ґрунту — це та кількість води, яку може утримати в собі сильно змочений із поверхні ґрунт після стікання гравітаційної води. Вона заповнює всі шпарини ґрунту, за винятком великих некапілярних.

Вологість ґрунту значно впливає на його обробіток. Для механічного обробітку ґрунту найсприятливішими є такі умови, за яких він перебуває у

стані стиглості, тобто його відносна вологість становить 60…70 %. Абсолютна оптимальна вологість для обробітку ґрунту залежить від механічного складу і є різною для різних ґрунтів. Для легких піщаних ґрунтів вона коливається в межах 12…15 %, для суглинистих — 15…22 %, для важких глинистих — 25…30 %.

Газоподібна фаза ґрунту містить повітря, водяну пару та інші гази (аміак, метан тощо). Складові газової фази можуть займати порожнини між елементами твердої фази, перебувати у вільному чи затисненому стані. Газоподібна фаза, яка займає великі гравітаційні порожнини, зазвичай вільно сполучається з атмосферою. Частина фази, яка розміщується у дрібних капілярних пустотах, може бути у затисненому стані, тобто герметично закупореною між твердими елементами ґрунту і водою. У такому стані ця фаза збільшує пружність і зменшує водопроникність ґрунту.

Під час механічного обробітку ґрунту робочі органи машини і знаряддя тиснуть на ґрунт і часточки твердої фази. Переміщуючись, вони можуть затиснути частину вільної газоподібної фази, що зумовлює накопичення потенціальної енергії, яка після припинення тиснення сприяє розпушуванню ґрунту.

Основними властивостями, які характеризують ґрунт як об'єкт обробітку, є щільність, пористість, твердість, фрикційні властивості, коефіцієнт зовнішнього і внутрішнього тертя, опір деформації, липкість, пластичність, пружність, в'язкість, абразивні властивості.

Щільність ґрунту $\rho_г$ — відношення маси m_c абсолютно сухого ґрунту до загального об'єму V досліджуваної проби, взятої без порушення її природного стану. Щільність ґрунту виражають у кілограмах на кубічний метр (кг/м^3) або грамах на кубічний сантиметр (г/см^3) і визначають за формулою:

$$\rho_г = m_c / V.$$

Щільність ґрунту залежить від його механічного складу, наявності гумусу і пористості. Її значення коливається в межах від 0,9 до 1,6 г/см^3. Як показують досліди, для успішного розвитку рослин оптимальна щільність ґрунту для різних видів рослин і різних ґрунтів має певне значення, здебільшого 1,0…1,3 г/см^3. Якщо щільність ґрунту вища від оптимального значення, то урожайність сільськогосподарських культур знижується, а за надто великої її взагалі немає. Щільність впливає не тільки на розвиток рослин, а й на водний, повітряний і живильний режими.

Значення щільності ґрунту можна змінювати механічним обробітком залежно від вимог агротехніки, вирощування того чи іншого виду рослин.

Щільність ґрунту не слід плутати із густиною ρ твердої фази (об'ємною масою твердої фази) ґрунту, яка визначається із відношення маси твердої частини ґрунту до її об'єму.

Густина мінералів, які утворюють тверду фазу ґрунту, становить 2,4…2,8 г/см^3, перегною — 1,2…1,4 г/см^3, твердої частини ґрунту — 2,4…2,7 г/см^3.

Пористість ґрунту ε — відношення об'єму $V_{\text{п}}$ пустот, що існують між твердими часточками ґрунту, до загального об'єму V проби, %:

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{п}}}{V} 100.$$

Пористість може виражатися також через щільність ґрунту $\rho_{\text{г}}$ і густину ρ твердої частини:

$$\varepsilon = \frac{\rho - \rho_{\text{г}}}{\rho} 100.$$

Пористість ґрунту залежить від розміру і форми механічних твердих елементів, кількості, розміру і форми структурних агрегатів, а також від взаємного їх розміщення між собою.

Для культурного орного шару пористість ґрунту становить 55…65 %, для розпушеного ґрунту — 70 %, менше ніж 50 % для орного шару вважається незадовільною. Для нижніх ущільнених ілювіальних горизонтів щільність зменшується до 25…40 %.

Пористість, як і щільність ґрунту, впливає на водний, повітряний і живильний режими, а також на розвиток і врожайність рослин загалом.

Твердість ґрунту (опір зминанню) — здатність чинити опір проникненню в нього будь-якого тіла. Кількісно вона може виражатися зусиллям, яке необхідне для проникнення в ґрунт наконечника (конуса, циліндра, кулі). Для вимірювання цього зусилля існує кілька типів твердомірів: ударної дії, статичного навантаження, пістолетного типу, динамометричні. Широко застосовують динамометричний твердомір, схему якого наведено на рис. 1.1*а*.

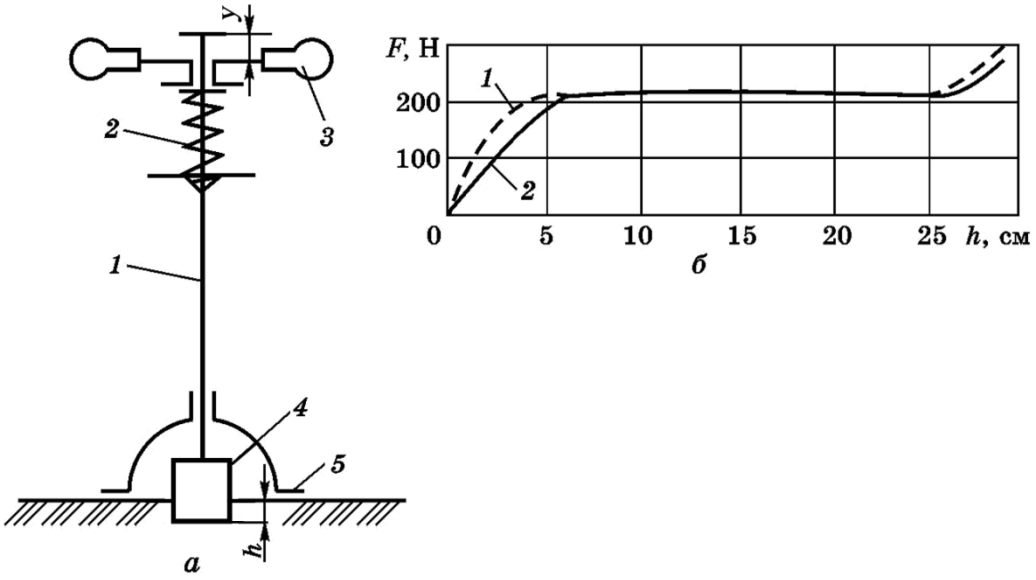


Рис. 1.1. Твердомір динамометричного типу:
а — схема твердоміра: *1* — штанга; *2* — пружина; *3* — рукоятка; *4* — наконечник; *5* — опора; *б* — діаграма твердоміра з наконечниками: *1* — циліндричним; *2* — конічним

Твердомір складається з опори *5*, штанги *1*, пружини *2,* рукоятки *3* і наконечника (деформатора) *4*. Твердомір обладнаний реєструючим пристроєм (на схемі не показаний), який записує діаграму залежності величини стиснення *y* пружини приладу від глибини *h* занурення наконечника у ґрунт.

У разі вдавлювання наконечника твердоміра у ґрунт його реєструючий пристрій записує діаграму залежності стиснення пружини у від глибини *h* вдавлювання наконечника: $y = kf(h)$. Знаючи жорсткість *k* пружини, можна перейти від стиснення пружини до сили *F* опору ґрунту вдавлюванню, Н:

$$F = ky.$$

На рис. 1.1*б* наведено діаграми залежності сили опору від глибини вдавлювання циліндричного і конічного наконечників у ґрунт. Як бачимо, в разі використання наконечників різної форми, але з однаковою площею основи, різна сила опору спостерігається на початку вдавлювання. Після вдавлювання на глибину понад 5...6 см сила *F* залишається однаковою. Лише після проходження орного шару сила опору зростає, оскільки наконечник зазнає опору підорного ущільненого шару ґрунту.

Діаграму твердості в межах орного шару можна з певним припущенням апроксимувати двома прямими *OA* і *AB* (рис. 1.2), які характеризують дві фази деформації ґрунту.

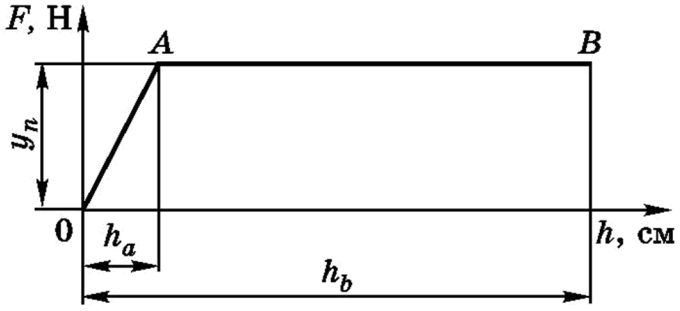


Рис. 1.2. Діаграма, що характеризує зміну сили опору від глибини вдавлювання наконечників

У першій фазі (ділянка *OA*) під наконечником відбувається пружна і пластична деформація ґрунту і опір *F* збільшується пропорційно глибині вдавлювання наконечника. Слід зазначити, що між кінцем першої і початком другої фаз є невеликий перехідний період (на рис. 1.2 не показано). У цьому періоді перед основою наконечника із ущільненого ґрунту остаточно формується конусоподібне ядро, яке у разі подальшого вдавлювання наконечника розклинює ґрунт, зазнаючи постійного опору. Отже, в другій фазі вдавлювання наконечника сила *F* опору не зростає, тобто ґрунт «тече». Таким чином, деформація ґрунту є не тільки функцією навантаження, а й часу її дії.

Користуючись діаграмою залежності сили опору від глибини вдавлювання наконечника, записаною твердоміром, визначають твердість p ґрунту:

$$p = ky_c / S,$$

де k — жорсткість пружини, Н/см; y_c — середня ордината діаграми, см; S — площа поперечного перерізу наконечника, см^2.

Із діаграми твердоміра, крім твердості ґрунту, можна визначити межу напруги $p_з$, Н/см^2, зминання, або несівну здатність ґрунту, %,

$$p_з = P_A / S,$$

де P_A — сила, яка відповідає межі лінійної пропорційності, Н, а також коефіцієнт об'ємного зминання, Н/см^3,

$$q = P_A / Sh_a,$$

де h_a — вдавлювання наконечника в межах пропорційності, см.

Коефіцієнт q об'ємного зминання для свіжозораного ґрунту становить 1...2 Н/см^3, для стернища, парів і луків — 5...10 Н/см^3, для ґрунтових доріг — 50...90 Н/см^3.

Слід пам'ятати, що у разі використання наконечників різних розмірів, результати не збігаються. Тому, щоб отримати результати, які можна зіставити, потрібно застосовувати наконечники однакових форми і розмірів.

Фрикційні властивості ґрунту виявляють в дії сили опору ковзанню тіла (робочого органу, опорної поверхні тощо) відносно поверхні ґрунту — сили зовнішнього тертя та в дії сили опору ковзанню однієї частини ґрунту відносно іншої — сили внутрішнього тертя.

Числове значення сили $F_т$ зовнішнього тертя визначають за формулою Амонтона:

$$F_т = fN = N\text{tg}\varphi,$$

де N — нормальна сила тиску на поверхню контакту, Н; f — коефіцієнт зовнішнього тертя; φ — кут тертя, град.

Коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту — величина змінна і залежить від багатьох чинників, основними з яких є механічний склад ґрунту, його вологість, матеріал поверхні тертя та її стан. Значення коефіцієнта тертя ґрунту об сталь і кута тертя залежно від механічного складу ґрунту (за даними Г.М. Синєокова) наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Залежність коефіцієнта тертя та кута тертя від механічного складу ґрунту

Ґрунти	Коефіцієнт тертя f	Кут тертя φ
Піщані і супіщані пухкі	0,25...0,35	14°...19°30′
Піщані і супіщані зв'язні	0,50...0,70	26°30′...35°
Легко і середньосуглинисті	0,35...0,50	19°30′...26°30′
Тяжкі суглинисті і глинисті	0,60...0,90	31°...42°

На коефіцієнт тертя більше впливає вологість ґрунту. Експериментальні дослідження засвідчують, що в межах незначної вологості, тобто за сухого ґрунту, коли його часточки не прилипають до металу, — відбувається «справжнє» тертя і коефіцієнт тертя залишається сталим. За подальшого збільшення вологості виникають сили молекулярного притягання часточок ґрунту до поверхні металу, тобто коефіцієнт зростає і досягає максимуму за відносної вологості ґрунту близько 90 %. У разі подальшого зростання вологості ґрунту коефіцієнт тертя зменшується, оскільки волога на поверхні контакту відіграє роль мастила. Залежність коефіцієнта зовнішнього тертя від вологості ґрунту показують результати досліджень П.У. Бахтіна, які наведено на рис. 1.3.

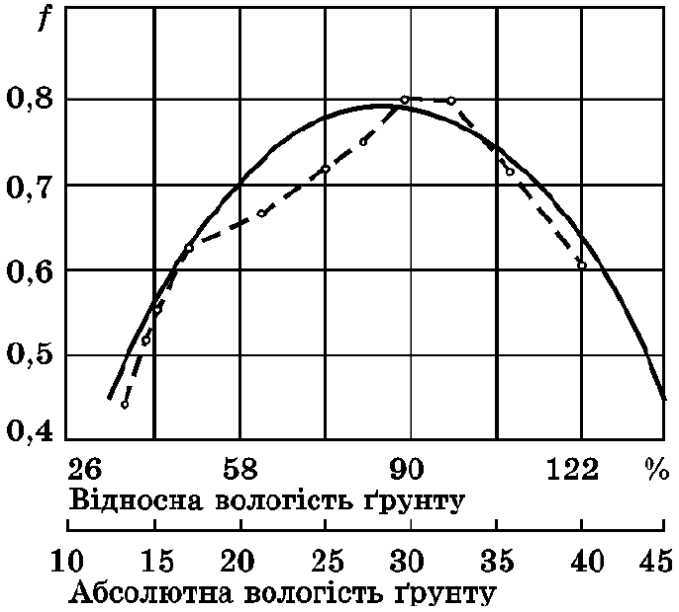


Рис. 1.3. Залежність коефіцієнта зовнішнього тертя від зміни вологості середньосуглинистого чорнозему

Коефіцієнт зовнішнього тертя об ґрунт залежить також від матеріалу та стану його поверхні. Так, коефіцієнт тертя для чисто шліфованої сталі менший, ніж для нешліфованої.

Для орієнтовних розрахунків коефіцієнт тертя ґрунту об сталь беруть 0,5, що відповідає куту тертя 26°30′.

Слід пам'ятати, що за механічного обробітку ґрунту зовнішнє тертя ґрунту об робочі органи значно впливає на енергетичні витрати. Від 30 до 50 % енергії витрачається на подолання шкідливого опору, що пов'язано з тертям робочих органів машин і знарядь для обробітку ґрунту.

Сила внутрішнього тертя ґрунту також залежить від коефіцієнта внутрішнього тертя і нормальної сили тиску на поверхню ковзання. Коефіцієнт внутрішнього тертя, як правило, залежить від механічного складу ґрунту і його вологості.

Опір ґрунту різним видам деформації до цього часу вивчено недостатньо, незважаючи на важливість його під час створення машин і знарядь для обробітку ґрунту. У багатьох дослідженнях установлено, що найменша границя міцності є за розтягування, середня — за зсуву і найбільша — за стиснення ґрунту. Наприклад, досліди з глинистим чорноземом за абсолютної вологості 20 % показують, що опір на розтягування становить 0,5 кПа, на зсув — 1 і на стиснення — 10 кПа.

Отже, створення машин і знарядь для обробітку ґрунту за принципом розтягування ґрунту заслуговує на увагу, однак це пов'язано з певними технічними труднощами. Проте в роботі деяких робочих органів ґрунтообробних машин цей принцип використовують. Зокрема, під час копання ґрунту звичайною лопатою застосовують принцип деформації ґрунту розтягуванням, хоча в конструкціях робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь використовують переважно принципи зсуву і стиснення. Принцип стиснення спричинює ущільнення і руйнування структурних агрегатів ґрунту.

Липкість ґрунту — це властивість його часточок прилипати до різних поверхонь предметів, що дотикаються до нього. Вона виявляється за відривання від ґрунту твердих тіл, що стикаються (колеса, гусениці тощо), і за відривання із ковзанням ґрунту по поверхнях робочих органів (лемешів, полиць, лап культиваторів та ін.).

У першому випадку липкість характеризується зусиллям, яке необхідне для відривання притиснутого до ґрунту тіла, і визначають за формулою:

$$F_B = P / S \ ,$$

де F_B — липкість, Па; P — загальне зусилля, яке потрібне для відривання тіла, Н; S — площа контакту тіла, м^2.

Якщо тіло відривається від поверхні ґрунту із ковзанням, то силу $F_{B.K.}$ визначають за залежністю:

$$F_{B.K.} = p_0 S + pNS \ ,$$

де p_0 — коефіцієнт дотичних сил питомого прилипання за відсутності нормального тиску, Па; p — коефіцієнт дотичних сил питомого прилипання, спричинене нормальним тиском, 1/м^2; S — площа контакту, м^2; N — сила нормального тиску, Н.

Липкість ґрунту залежить від його механічного складу (дисперсності), вмісту гумусу, вологості, розмірів, стану і матеріалу робочих органів і питомого тиску. У разі збільшення дисперсності ґрунту липкість збільшується. Глинисті ґрунти більш липкі, ніж піщані, безструктурні більш липкі, ніж структурні. Максимальне значення липкості ґрунту виявляють за вологості, яка наближається до капілярного насичення ґрунту, коли зчеплення між часточками ґрунту менше, ніж між ґрунтом і тілом, що дотикається до нього.

За певної вологості ґрунту прилипання і тертя діють одночасно. Залипання робочих органів відбуватиметься тоді, коли сума питомих сил

прилипання і тертя буде більшою, ніж границя міцності ґрунту зсуву, а самоочищення — коли сума сили прилипання і внутрішнього тертя стане більшою, ніж загальний опір налиплих часточок ковзанню.

Пластичність ґрунту — це його властивість деформуватися під дією зовнішнього навантаження і зберігати цю деформацію без тріщин після зняття навантаження. Пластичність залежить від механічного складу і вологості ґрунту.

Пластичність ґрунту характеризується числом $\omega_п$ пластичності, що є різницею між вологістю верхньої і нижньої границь пластичності:

$$\omega_п = \omega_в - \omega_н,$$

де $\omega_в$ і $\omega_н$ — вологість відповідно верхньої і нижньої границь пластичності ґрунту.

Вологість верхньої границі пластичності ґрунту — це вологість такого його стану, коли він переходить із липкопластичного у в'язкоплинний стан. Проба ґрунту, розміщена на поверхні, за незначного струшування розпливається.

Вологість нижньої границі пластичності ґрунту — це вологість, за якої він розкочений у валик діаметром 3 мм і не розпадається на окремі шматки завдовжки 8...10 мм.

Найбільш пластичними є глинисті ґрунти і майже непластичними — піщані. Число пластичності для глинистих ґрунтів становить 17, суглинистих — 17...7, супіщаних — 7...0.

Механічний обробіток ґрунту (оранка, культивація, боронування, дискування тощо) за вологості верхньої границі пластичності не допускається. За високої вологості ґрунту будь-які механічні навантаження негативно позначаються на властивостях ґрунту.

Пружність ґрунту — це його властивість поновлювати свою форму після зняття зовнішнього навантаження. Пружна деформація ґрунту відбувається доти, доки на нього діє зовнішня сила, що спричинила цю деформацію. Пружність ґрунту залежить переважно від механічного і агрегатного складу, вологості та задернілості.

В'язкість ґрунту — це його властивість поступово деформуватися залежно не тільки від зовнішнього навантаження, а й від часу. Деформація в'язкого ґрунту залежить не тільки від дії зовнішнього навантаження, а і від тривалості дії. Що більша тривалість навантаження, то більша деформація. Ця деформація пов'язана з переміщенням у ґрунті твердої, рідкої та газоподібної фаз.

Абразивні властивості — це здатність ґрунту гострими кутами і ребрами його часточок зрізувати і виносити поверхневий шар робочих органів машин і знарядь, які об нього труться. Спрацювання робочих органів залежить від механічного складу ґрунту та вологості, а також від матеріалу, з якого їх виготовлено. На спрацювання найбільше впливає піщана фракція ґрунту розміром від 0,05 до 0,25 мм, до складу якої входить кварц — один із

найтвердіших мінералів. Зі збільшенням вологості піщаних ґрунтів спрацювання робочих органів машин збільшується, а на глинистих і суглинистих ґрунтах відбувається зворотне явище.

1.2. Основи теорії та розрахунку лемішно-полицевих плугів і лущильників

Лемішно-полицеві плуги є основними знаряддями для глибокого механічного обробітку ґрунту з обертанням скиби — оранки. За призначенням їх поділяють на плуги загального призначення та спеціальні, за родом тяги — на кінні, тракторні та канатної тяги, за способом приєднання до трактора — на причіпні, начіпні та напівначіпні, за кількістю корпусів — на одно-, дво-, три- та багатокорпусні.

Плуги загального призначення застосовують для оранки ґрунтів на глибину від 18 до 35 см з обертанням скиби.

До спеціальних плугів належать плантажні, садові, болотні, чагарниково-болотні, лісові та інші.

Плантажні плуги призначені для глибокої оранки на глибину 45...60 см під виноградники та садові й лісні насадження. Їх виготовляють однокорпусними.

Садові плуги застосовують для оранки ґрунту в міжряддях садів. Їх обладнують спеціальним причепом, який забезпечує зміщення плуга від поздовжньої осі симетрії трактора, що дає змогу під час роботи, наближаючись до стовбура дерева, не пошкоджувати трактором його крону.

Болотні та чагарниково-болотні плуги використовують для обробітку осушених болотних і заболочених мінеральних ґрунтів, що поросли чагарниками.

Лісові плуги призначені для оранки ґрунтів на не розкорчованих вирубках з чагарниками заввишки до 5 м. Їх виготовляють, як правило, з одним або двома корпусами з шириною захвату 45, 75, 100 і 120 см.

1.2.1. Теоретичні основи технологічного процесу оранки

Орють плужним корпусом у такий спосіб. Перемішуючись у борозні, плужний корпус відрізує скибу ґрунту у вертикальній площині від незораного поля польовим обрізом корпусу чи ножем, який встановлюють перед корпусом. Знизу скибу відрізує лезо лемеша і спрямовує на робочу поверхню лемеша і полиці. Переміщуючись по цих поверхнях, скиба кришиться, розпушується, частково перемішується, обертається і вкладається в попередньо утворену борозну.

Для аналізу процесу обертання скиби вважатимемо, що вона не деформується і її розміри не змінюються. За такої умови скиба спочатку обертається біля ребра D (рис. 1.4*а*) до вертикального її положення, за якого ребро C займе положення C'. Після цього обертання відбуватиметься біля точки C', доки грань $B'C'$ не ляже на попередню скибу.

Як видно з рис. 1.4, *а*, не весь верхній шар скиби вкладається на дно борозни. Площина *A″B″* знаходиться на поверхні поля. Поліпшити обертання можна, якщо зі скиби *ABCD* (рис. 1.4*б*) вирізати меншу скибу B_1BMM_1 і помістити її на дно попередньої борозни. Для вирізування цієї скиби використовують передплужник. Ширина вирізаної передплужником скиби становить 2/3 основної скиби, а товщина — від 1/3 до 1/2 (8...12 см).

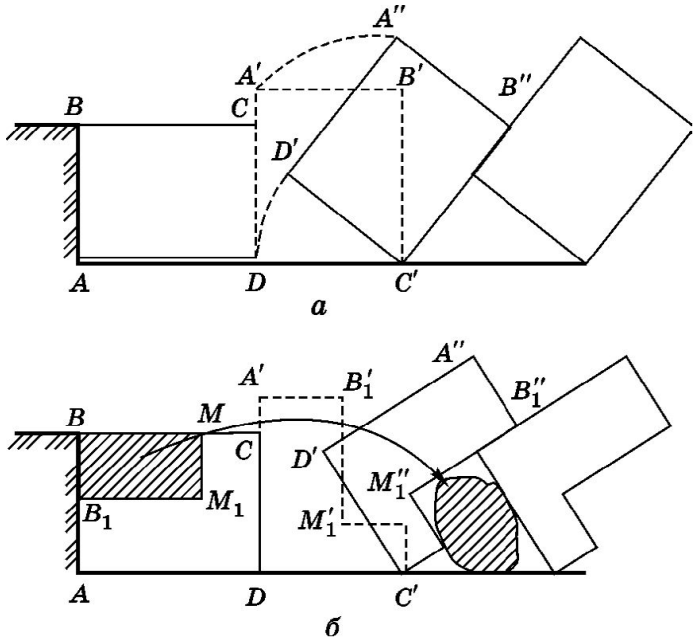


Рис. 1.4. Схема обертання скиби плужним корпусом:
а — без передплужника; *б* — з передплужником

Співвідношення між шириною і товщиною скиби під час оранки без передплужника. Надійного обертання скиби досягають за певного відношення ширини скиби до її товщини. Для визначення цього відношення розглянемо граничне нестійке рівноважне положення скиби (рис. 1.5*а*), коли діагональ *C′A″* скиби перпендикулярна до горизонту і сила ваги *G* скиби проходить через ребро *C′*. Із рис. 1.5*а* видно, що прямокутні трикутники *A″B″C′* і $C'D_2'C_2'$ подібні і мають взаємно перпендикулярні сторони.

Із умови подібності цих трикутників можна записати:

$$\frac{C'C_2'}{C'A''} = \frac{C_2'D_2'}{C'B''}.$$

Замінивши розміри скиби на позначення *a* і *b*, матимемо:

$$\frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} = \frac{a}{b},$$

або

$$b^2 = a\sqrt{a^2 + b^2}.$$

Рівняння піднесемо до квадрата:

$$b^4 = a^2(a^2 + b^2).$$

Після перетворення матимемо:

$$\frac{b^4}{a^4} + \frac{b^2}{a^2} - 1 = 0.$$

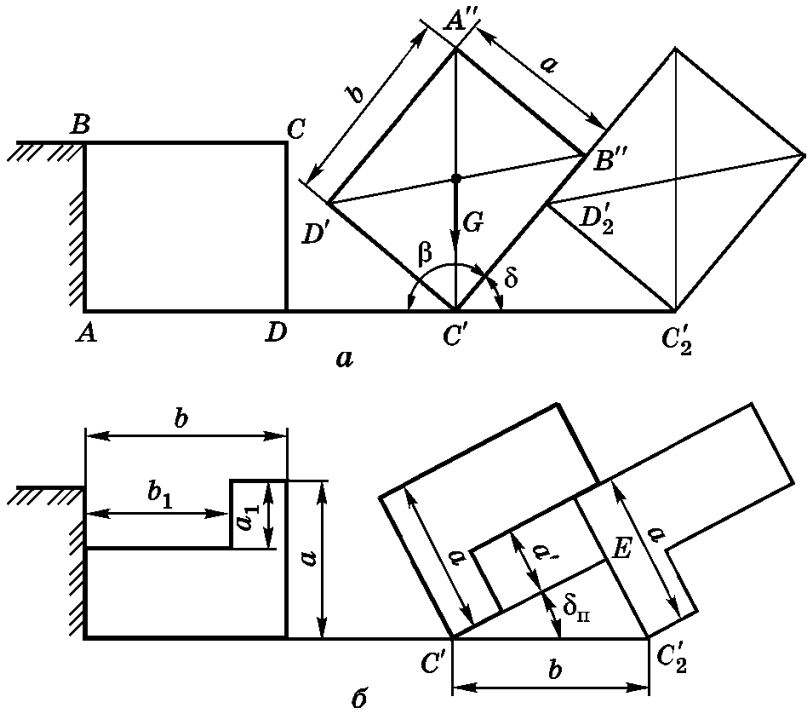


Рис. 1.5. Схема нестійкого положення скиби, вирізаної плужним корпусом:
а — без передплужника; *б* — з передплужником

Виразимо відношення *b*/*a* через *k*

$$k^4 + k^2 - 1 = 0. \qquad (1.1)$$

Розв'язавши біквадратне рівняння, дістанемо дійсний корінь $k = 1{,}272$. Тобто стійке положення скиби забезпечується за $b/a > 1{,}272$.

За цієї умови максимальна глибина оранки із заданою шириною захвату корпусу становитиме

$$a_{max} < b/1{,}272 = 0{,}8b.$$

Для визначення кута δ нахилу скиби до горизонту скористаємося рис. 1.5*а,* з якого видно, що

$$\sin\delta = a / b, \qquad (1.2)$$

або виразимо через $k = b/a$

$$\sin\delta = 1 / b.$$

Кут δ нахилу скиби до горизонту становитиме

$$\delta = \arcsin(1/k) = \arcsin(1/1{,}272) = 51^o 50',$$

а кут повороту скиби $\beta = 128^o 10'$.

Це свідчить, що для забезпечення надійного обертання скиби потрібно, щоб $k > 1{,}272$. На практиці під час розробки конструкції плугів беруть $k = 1{,}4...1{,}6$.

Співвідношення між шириною і товщиною скиби під час оранки з передплужником. Під час такої оранки скиба повертається на більший кут, а кут нахилу її до горизонту менший.

Для визначення кута нахилу скиби до горизонту скористаємося рис. 1.5*б*, із якого видно, що

$$\sin\delta_{\text{П}} = EC_2' / C'C_2'.$$

Виразивши цей вираз через розміри основної скиби a і b та скиби, вирізаної передплужником,

$$\sin\delta_{\text{П}} = \frac{a - a_1}{b}, \tag{1.3}$$

де a_1 — товщина скиби, яку вирізав передплужник, отримаємо

$$\cos\delta_{\text{П}} = \frac{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}}{b}; \tag{1.4}$$

$$\operatorname{tg}\delta_{\text{П}} = \frac{a - a_1}{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}}. \tag{1.5}$$

Порівнюючи вирази (1.2) і (1.3), бачимо, що кут нахилу скиби до горизонту у разі роботи з передплужником менший, ніж кут нахилу скиби під час роботи без передплужника.

Обчислення показують, що під час оранки з передплужником, який вирізує скибу завширшки $b_1 = 2/3b$ і завтовшки $a_1 = 1/3a$, основна скиба, яка має відношення $k = b/a = 1{,}272$, буде нахилена під кутом $\delta_1 = 31°40'$ і повернеться на кут $\beta_1 = 148°20'$, а за розмірів скиби, що вирізує передплужник $a_2 = 1/2a$ і $b_1 = 2/3b$, відповідно $\delta_2 = 23°$ і $\beta_2 = 157°$.

Отже, зі збільшенням товщини скиби, що вирізує передплужник, кут нахилу скиби до горизонту зменшується, а кут обертання скиби збільшується. Товщину скиби, яку вирізує передплужник, вибирають відповідно до агротехнічних вимог, що ставлять до оранки.

Для визначення співвідношення між шириною і товщиною скиби, з якої передплужник вирізав скибу, розглянемо перевернутий переріз скиби *ABCDEO* (рис. 1.6). При цьому розмістимо центр системи координат у точці *O*, вісь *x* спрямуємо по *OE*, а вісь *y* — по *OA*. Переріз скиби розглянемо як два прямокутники *ABCM* і *DEOM*.

Координати центра ваги O_1 прямокутника *ABCM*:

$$x_1 = AB/2 = b/2;$$

$$y_1 = OA - AM / 2 = a - \frac{a - a_1}{2} = \frac{a + a_1}{2}.$$

Координати центра ваги O_2 прямокутника *DEOM*:

$$x_2 = OE/2 = (b - b_1)/2;$$

$$y_2 = a_1/2.$$

Площу прямокутника $ABCM$ позначимо через $F_1 = b(a - a_1)$, а прямокутника $DEOM$ через $F_2 = a_1(b - b_1)$.

Рівняння моментів відносно точки O, якщо $x_ц$ і $y_ц$ координати центра Ц ваги всього перерізу, мають вигляд:

$$F_1x_1 + F_2x_2 = (F_1 + F_2)x_ц;$$
$$F_1y_1 + F_2y_2 = (F_1 + F_2)y_ц.$$

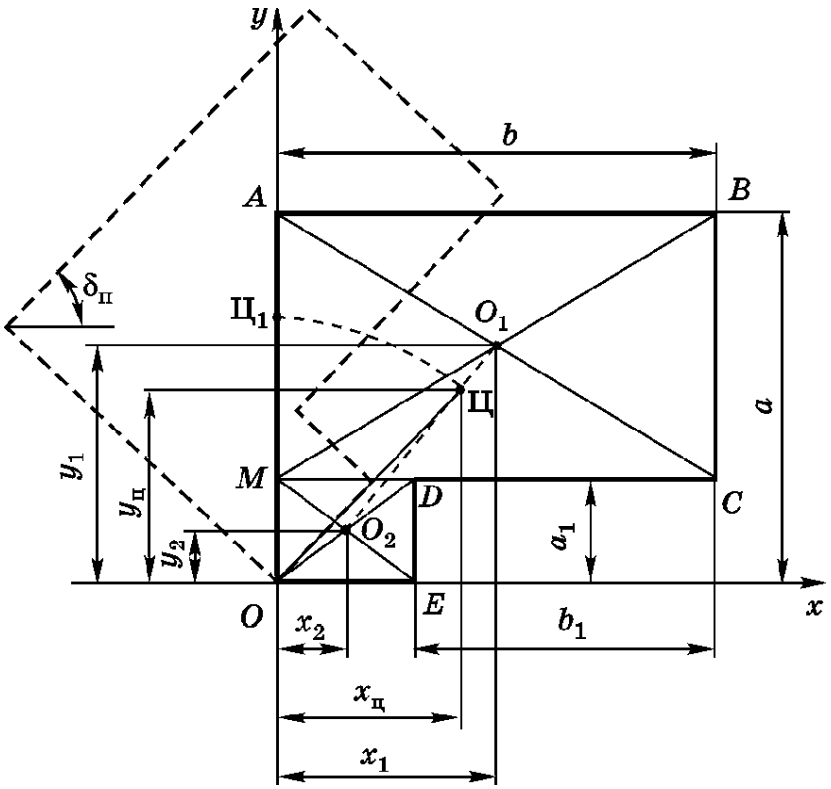


Рис. 1.6. Переріз скиби, яку вирізав передплужник у перевернутому положенні

Звідси

$$x_ц = \frac{F_1x_1 + F_2x_2}{F_1 + F_2};$$
$$y_ц = \frac{F_1y_1 + F_2y_2}{F_1 + F_2}.$$

Підставимо значення F_1, F_2, x_1, x_2, y_1, y_2 і позначимо $F_1+F_2=F$:

$$x_ц = \frac{b(a - a_1)\frac{b}{2} + a_1(b - b_1)\frac{(b - b_1)}{2}}{F};$$
$$y_ц = \frac{b(a - a_1)\frac{(a + a_1)}{2} + a_1(b - b_1)\frac{a_1}{2}}{F}.$$

Після спрощення матимемо:

$$x_{\text{ц}} = \frac{ab^2 - 2a_1bb_1 + a_1b_1^2}{2F};$$

$$y_{\text{ц}} = \frac{a^2b - a_1^2b_1}{2F}.$$

З'єднавши точки O і Ц прямою, отримаємо:

$$\text{tgЦ}O\text{y} = x_{\text{ц}} / y_{\text{ц}}.$$

Повернувши переріз скиби біля точки O до збігу лінії ЦO із віссю y, матимемо нестійке (критичне) положення скиби. При цьому кут $\delta_{\text{п}}$ нахилу скиби до горизонту дорівнюватиме куту ЦOy.

Отже, можна записати

$$\text{tg}\delta_{\text{П}} = \frac{x_{\text{ц}}}{y_{\text{ц}}} = \frac{ab^2 - 2a_1bb_1 + a_1b_1^2}{a^2b - a_1^2b_1}. \qquad (1.6)$$

Із умови обертання скиби (1.5) відомо, що

$$\text{tg}\delta_{\text{П}} = \frac{a - a_1}{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}},$$

тому для скиби, що перебуває в нестійкому положенні, порівнявши вирази (1.5) і (1.6) для tgδ_n, дістанемо співвідношення

$$\frac{ab^2 - 2a_1bb_1 + a_1b_1^2}{a^2b - a_1^2b_1} = \frac{a - a_1}{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}}.$$

Підставивши у це співвідношення значення $a_1 = a/3$, $b_1 = 2b/3$, отримаємо $k = b/a = 1{,}06$.

Для значень $a_2 = a/2$, $b_1 = 2b/3$, $k = b/a = 0{,}94$.

Таким чином, під час оранки з передплужником можливе відношення $b/a \cong 1$, тобто глибина оранки із задовільним обертанням скиби може дорівнювати ширині захвату плужного корпусу. На практиці, якщо плуг працює з передплужником, відношення ширини скиби до товщини беруть $k = 1{,}1...1{,}3$.

1.2.2. Ножі та теорія різання ґрунту лезом

Ножі призначені для відрізування скиби в поздовжньо-вертикальній площині. На плугах застосовують ножі трьох типів: череслові, дискові та плоскі з опорною лижею.

Череслові ножі встановлюють на кінних та спеціальних плугах (плантажних, ярусних, лісових та ін.). Лезо таких ножів може бути прямим і ввігнутим. Товщина леза череслового ножа не перевищує 0,5 мм.

Дискові ножі застосовують на плугах загального та на деяких спеціального призначення для оранки зв'язних ґрунтів, які не містять великих вкраплень (каміння, дерев'яних залишків).

Плоскі ножі з опорною лижею встановлюють на чагарниково-болотних плугах.

Основною операцією, яку виконують ножі, є різання. Крім ножів, різання ґрунту здійснюють також інші робочі органи ґрунтообробних машин і знаряддя, зокрема лемеші, плоскорізальні та універсальні лапи.

Розрізняють два види різання ґрунту: лезом і клином. Різання лезом полягає у тому, що визначальним в операції різання є дія на ґрунт леза, а фаски (робочі грані) відіграють допоміжну роль. Різання клином передбачає дію на ґрунт робочих граней. На малозв'язних пластичних ґрунтах дія граней спочатку зумовлює зминання ґрунту біля граней, а потім скибу сколюють у вигляді окремих брил. На зв'язних ґрунтах, які чинять значний опір зминанню, дія граней приводить до створення тріщин перед клином, а потім відбувається поперечний перелом. Лезо клина відіграє допоміжну роль.

Отже, враховуючи велику різноманітність ґрунтів та їхніх властивостей, різання ґрунту є складною операцією, для здійснення якої використовують і лезо, і робочі грані (фаски).

Різання лезом — одна з найпоширеніших операцій під час механічного обробітку ґрунту. Воно є основою дії ножів, лемешів, лап та інших робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь.

Тривалий час лезом вважали вершину *C* перетину фасок *AC* і *EC* (рис. 1.7*а*).

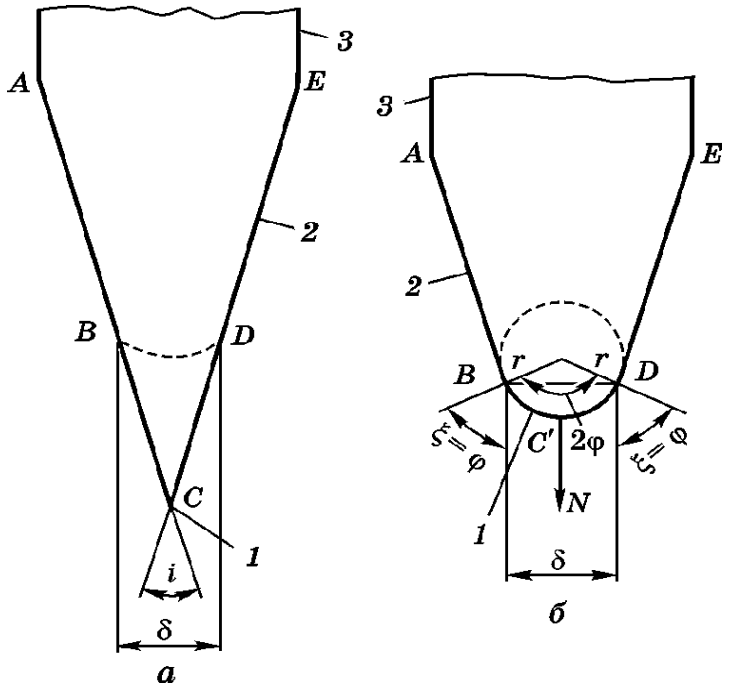


Рис. 1.7. Ніж:
а — із гострозаточеним лезом; *б* — із робочим лезом;
1 — лезо; *2* — фаска; *3* — остов

Про гостроту леза судять за кутом його загострення *i*. Пізніше дослідники дійшли висновку, що під час різання тонка вершина леза *BCD*

швидко набирає форму округленої поверхні (в перерізі — форму дуги *BD*), яка плавно з'єднує фаски ножа, і гостроту ножа визначає не кут загострення, а товщина леза δ.

Академік В.О. Желіговський визначив лезом частину ножа, яка руйнує ґрунт унаслідок його зминання, а фасками — ті його частини, які розсовують уже розрізаний ґрунт, по яких він ковзається. Отже, та частина ножа, де немає ковзання, належить до леза, а де спостерігається ковзання — до фасок.

Для з'ясування процесу ковзання по фасках розглянемо дію похилої під кутом α поверхні *AB* (рис. 1.8) на часточку *m* ґрунту. Рухаючись зліва направо, занурена в ґрунт поверхня *AB* тисне на кожну часточку, яка дотикається до неї, силою *N*. Розкладемо силу *N*, що діє на часточку *m*, на дві складові: N_v у напрямку руху поверхні та $N_т$ уздовж поверхні *AB*. Крім нормальної сили *N* діє сила тертя *F*.

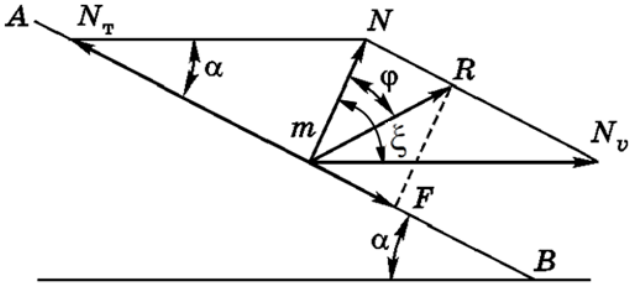


Рис. 1.8. Схема дії похилої площини на часточку ґрунту

Сили *N* і *F* дають результуючу силу *R*, яка відхилена від нормалі на кут тертя φ. Очевидно, часточка *m* ковзатиметься вздовж робочої поверхні тоді, коли складова нормального тиску $N_т$ буде більшою від максимальної сили тертя F_{max}, тобто

$$N_т > F_{max}.$$

Із рис. 1.8 видно, що $N_т = N\text{tg}(\pi/2 - \alpha)$, а $F_{max} = N\text{tg}\,\varphi$.

Вираз умови ковзання має вигляд

$$N\text{tg}(\pi / 2 - \alpha) > N\text{tg}\varphi. \qquad (1.7)$$

Позначивши $(\pi/2 - \alpha) = \xi$, отримаємо

$$\xi > \varphi, \qquad (1.8)$$

тобто ковзання часточок ґрунту по поверхні, що діє на неї, буде тоді, коли кут між напрямком швидкості руху і нормальною силою, що діє на часточку, буде більшим за кут тертя часточки об поверхню.

Визначення товщини леза ножа. Для теоретичного визначення товщини леза скористаємося рекомендацією В.О. Желіговського, що лезо є заокругленим кінцем ножа, який зминає ґрунт, і залежністю, що кут $\xi > \varphi$.

Крім того, з певним припущенням можна вважати, що лезо в поперечному перерізі є дугою кола.

Розглянемо, коли ніж рухається донизу (рис. 1.7*б*) і лезо є дугою кола радіусом *r*. Оскільки у точці *C′* напрямок нормалі до дуги леза і напрямок руху збігаються, то $\xi = 0$. Праворуч і ліворуч від точки *C′* кут ξ зростає і в точках *B* і *D* набуває значення $\xi = \varphi$, а вище цих точок $\xi > \varphi$. Отже, в межах дуги *BCD* ковзання не буде, тобто ця частина ножа належить до леза. Товщина леза ножа обмежена центральним кутом, що дорівнює 2φ, і визначають хордою $BD = \delta$. Із рис. 1.7*б* видно, що

$$\delta = 2r\sin\varphi. \qquad (1.9)$$

Основний процес руйнування (різання) ґрунту виконує лезо ножа. Фаски *AB* і *DE*, для яких кут $\xi > \varphi$, відіграють допоміжну роль.

Режими різання лезом. Розрізняють три режими різання ґрунту лезом залежно від кута ξ між напрямком швидкості леза і нормаллю до його поверхні, а також коефіцієнта тертя φ матеріалу леза об ґрунт:

- рубальне різання ($\xi = 0$);
- різання з поздовжнім переміщенням без ковзання ($0 < \xi < \varphi$);
- різання із ковзанням ($\xi > \varphi$).

Рубальне різання (рис. 1.9*а*) полягає в тому, що лезо тисне на часточку *m* ґрунту із силою *N* перпендикулярно до леза доти, доки він не зруйнується (розріжеться), тобто в ґрунті створюється напруга зминання, що дорівнює його границі міцності. Таке різання ґрунту відбувається в грейдерах, бульдозерах і скреперах. У ґрунтообробних машинах його застосовують обмежено.

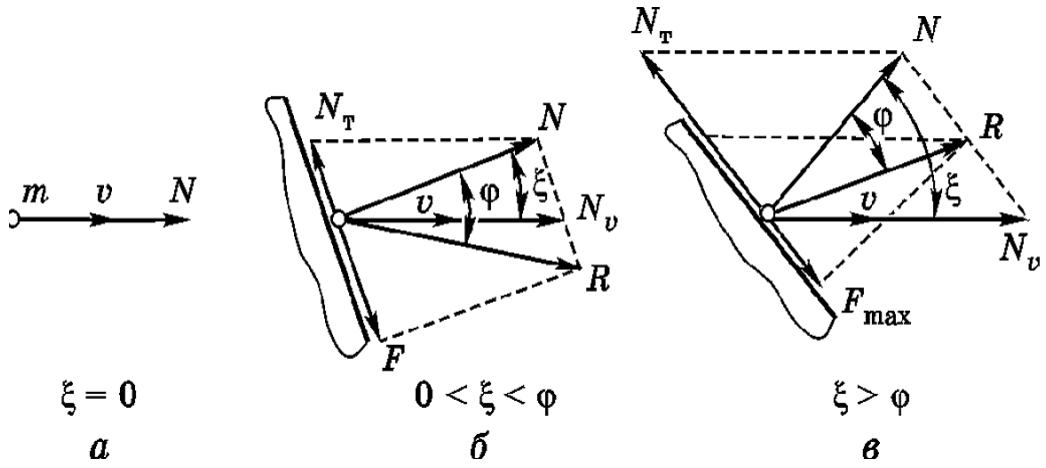


Рис. 1.9. Режими різання лезом:
а — рубальне різання; *б* — різання з поздовжнім переміщенням без ковзання; *в* — різання із ковзанням

Різання з поздовжнім переміщенням без ковзання (рис 1.9*б*). Силу N розкладемо на два напрямки — швидкості N_v і дотичний до леза $N_т$. Максимальне значення сили тертя $F_{max} = N\text{tg}\varphi$, а сила $N_т = N\text{tg}\xi$, тобто сила $N_т$ менша від максимального значення сили тертя F_{max}, оскільки $\text{tg}\varphi > \text{tg}\xi$ із умови, що $\varphi > \xi$. Це й забезпечує зрівноваження сили $N_т$. Унаслідок цього часточка ґрунту переміщуватиметься, не ковзаючись, по лезу під дією сили N_v у напрямку її дії доти, доки не буде зруйнований (розрізаний).

Різання із ковзанням (рис. 1.9*в*). Як і у попередньому випадку, розкладемо силу N на два напрямки — швидкості N_v і дотичний до леза $N_т$. При цьому також максимальна сила тертя $F_{max} = N\text{tg}\varphi$, а сила $N_т = N\text{tg}\xi$, оскільки $\text{tg}\varphi > \text{tg}\xi$, із умови, що кут $\xi > \varphi$. Різницею між $N_т - F_{max}$ буде та сила, яка зумовлює ковзання часточки ґрунту в напрямку леза. Тобто на часточку ґрунту одночасно діятимуть сили $N_т - F_{max}$ і N_v. Якщо ці сили скласти за правилом паралелограма, то отримаємо силу R, спрямовану під кутом φ до нормалі N. Сила R також є сумою сил N і F_{max}. Часточка m ґрунту під дією сили R переміщуватиметься в напрямку дії сили R, ковзаючись по лезу, доти, доки не зруйнується (розріжеться).

Різання із ковзанням виконують за допомогою чересловых ножів, полільних і універсальних лап тощо.

Коефіцієнт ковзання. Під час різання із ковзанням ковзання відбувається тоді, коли кут ξ дещо більший від кута φ аж до наближення до $\pi/2$, і залежить від кута ξ. Для характеристики впливу кута ξ на ковзання введено коефіцієнт ковзання ε (міра ковзання).

Розглянемо це на прикладі череслового ножа. Рухаючись у ґрунті в напрямку швидкості v (рис. 1.10), він переміститься із положення *I* в положення *II*. При цьому часточка m ґрунту, що дотикається до точки леза A_1, під дією сили R переміститься в напрямку її дії до його руйнування в положення A_3. Шлях A_1A_3 є абсолютним переміщенням часточки m. Водночас точка леза A_1 займе положення A_2. Відрізок A_2A_3 буде шляхом ковзання часточки m відносно леза ножа.

Відношення шляху ковзання до абсолютного шляху часточки m ґрунту називають коефіцієнтом ковзання

$$\varepsilon = A_2A_3/A_1A_3.$$

Застосовуючи рис. 1.10 і теорему синусів, згідно з якою сторони трикутників пропорційні синусам протилежних кутів, дістанемо:

$$A_2A_3/\sin(\xi - \varphi) = A_1A_2/\sin(\pi/2 - \xi) .$$

Звідси

$$\varepsilon = \sin(\xi - \varphi)/\sin(\pi/2 - \xi) ,$$

або

$$\varepsilon = sin(\xi - \varphi) / cos\xi. \qquad (1.10)$$

Як випливає із залежності (1.10), за $\xi = \varphi$ коефіцієнт ковзання $\varepsilon = 0$, а за $\xi = \pi/2$ він прямуватиме до нескінченності.

Із рис. 1.10 видно, що для забезпечення різання із ковзанням кут установлення череслового ножа до горизонту має бути $\alpha < \pi/2 - \varphi$.

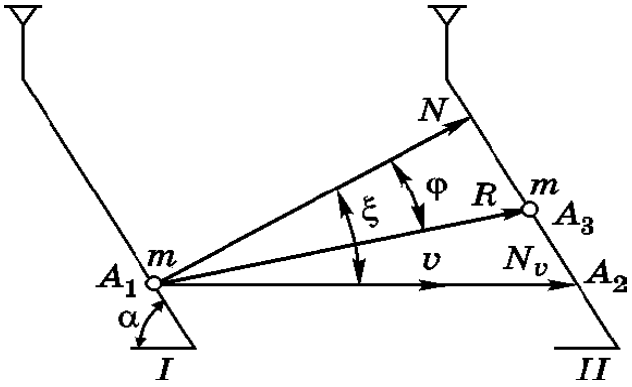


Рис. 1.10. Схема різання із ковзанням чересловим ножем

Сила опору різанню. Різання ґрунту лезом *OO* (рис. 1.11) за умови, що напрямок руху ножа збігається з напрямком нормалі до леза ($\xi = 0$), відбуватиметься тоді, коли нормальна сила N_0, що діє на ґрунт, створить у ньому напругу зминання, яка дорівнює його границі міцності, яку можна виразити силою R. Тобто $N_0 = R$, а дотична сила $T = 0$.

Розглянемо випадок, коли лезо ножа відхилено від напрямку руху на кут $\xi_1 < \varphi$. Розклавши діючу силу, що спричинює різання ґрунту N_0, на нормаль до леза і дотичну, матимемо нормальну N_1 і дотичну T_1 сили. Розглянемо також випадки, коли лезо відхилене на кути ξ_2 і ξ_3 (у межах $0 < \xi < \phi$). Для цих кутів матимемо відповідно складові сили N_2, T_2 і N_3, T_3. Із рис. 1.11 видно, що зі збільшенням кута ξ відхилення леза нормальна сила N зменшується, а дотична T зростає. Цей процес відбуватиметься доти, доки кут ξ не досягне значення кута φ. За $\xi = \varphi$ сила T набуде максимального значення сили тертя F_{max}, тобто $T_{max} = F_{max} = N\text{tg}\varphi$. За подальшого збільшення кута ξ здійснюватиметься різання із ковзанням.

Як показують досліди, під час різання із ковзанням зі збільшенням кута ξ потрібна менша сила R, тобто менший тиск, ніж за різання без ковзання.

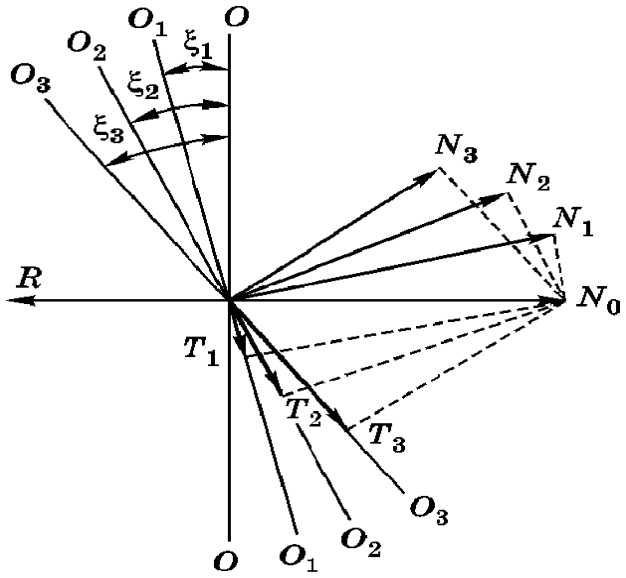


Рис. 1.11. Зміна сил *N* і *T* залежно від кута ξ

Під час різання із поздовжнім переміщенням без ковзання також потрібна менша сила, ніж за рубального різання. Таке зменшення сили опору різанню пов'язане як із кінематичними (геометричними), так і з технологічними чинниками.

Академік В.П. Горячкін вважав, що однією з причин зменшення сили опору різанню під кутом є зменшення (кінематична трансформація) дійсного значення кута різання зі збільшенням кута ξ між напрямком швидкості і нормаллю до леза. Це видно із рис. 1.12. Під час руху леза в напрямку швидкості *v* дійсний кут різання ножа i_ξ буде меншим від геометричного кута i_0, що лежить у площині *aOb*. Як бачимо із рис. 1.12, *ab* = *cd*, а $ab/aO = \mathrm{tg}i_0$; $cd/cO = \mathrm{tg}i_\xi$; $aO/cO = \cos\xi$.

Після підставлення значень *ab* і *cd* матимемо:

$$aO\mathrm{tg}i_0 = \frac{aO}{\cos\xi}\mathrm{tg}i_\xi.$$

Звідси:

$$\mathrm{tg}i_\xi = \mathrm{tg}i_0\cos\xi$$

$$i_\xi = \mathrm{arctg}(\mathrm{tg}i_0\cos\xi). \qquad (1.11)$$

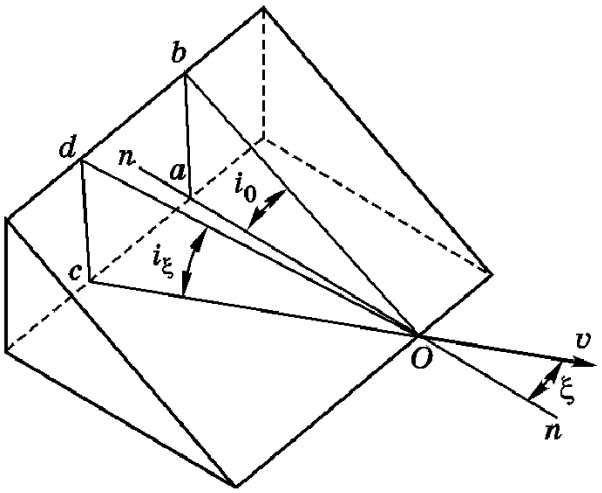


Рис. 1.12. Схема до пояснення процесу кінематичної трансформації

Із залежності (1.11) випливає, що зі збільшенням кута ξ кут загострення i_ξ в різальному перерізі зменшується, тобто лезо стає більш загостреним.

Академік В.О. Желіговський зазначив ще дві причини зменшення опору різанню: 1) зменшення ширини потоку ґрунту, що припадає на одиницю довжини леза; 2) зменшення радіуса кривини заокругленого леза, що подібно до зменшення дійсного кута загострення леза.

Питома робота різання — це робота, що витрачається на одиницю площі розрізаного ґрунту. Вона призначена для енергетичного оцінювання процесу різання, а також для вибору встановлювальних параметрів робочих органів.

Виведемо формули для визначення питомої роботи різання на прикладі роботи череслового ножа (рис. 1.13).

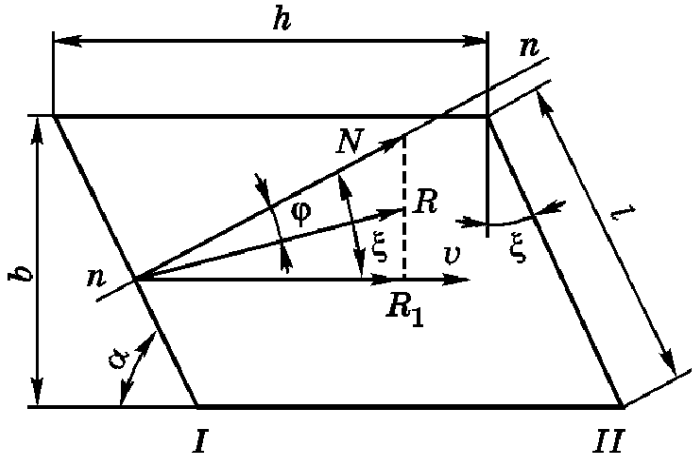


Рис. 1.13. Схема до визначення питомої роботи леза

Нехай ніж переміститься із положення *I* у положення *II* і пройде шлях *h*. При цьому витрачена робота *A*, виражена через силу R_1, що діє в напрямку швидкості руху *v*, і довжину шляху *h* ножа:

$$A=R_1h.$$

Виразивши R_1 через силу R, матимемо:

$$A = Rh\cos(\xi - \varphi).$$

За переміщення ножа із положення *I* у положення *II* площа різання S становитиме

$$S = bh.$$

Питома робота різання:

$$E = A / S = \frac{Rh\cos(\xi - \varphi)}{bh},$$

$$E = \frac{R\cos(\xi - \varphi)}{b}. \qquad (1.12)$$

Виразивши силу R через нормальну силу N ($R = N/\cos\varphi$) і b через довжину леза ($b = l\cos\xi$), матимемо:

$$E = \frac{N\cos(\xi - \varphi)}{l\cos\xi\cos\varphi} = \frac{N}{l}\frac{\cos\xi\cos\varphi + \sin\xi\sin\varphi}{\cos\xi\cos\varphi}.$$

Після перетворень і заміни tgφ на коефіцієнт тертя f отримаємо:

$$E = N(1 + f\text{tg}\xi) / l. \qquad (1.13)$$

Питому роботу різання чereслового ножа, установленого до горизонту під кутом α, обчислюють, виразивши значення кута ξ через значення кута α, користуючись залежністю $\xi = \pi/2 - \alpha$.

Розрахунок чereслового ножа. Загальну довжину L (рис. 1.14) чereслового ножа визначають за формулою:

$$L = \frac{H + h \pm \Delta a}{\sin\alpha} + \Delta L, \qquad (1.14)$$

де H — висота нижньої полиці рами чи гряділя в місці кріплення ножа над опорною поверхнею плуга, мм; h — висота вертикальної полиці рами чи гряділя, мм; Δa — недоріз скиби або заглиблення носка ножа нижче від опорної поверхні площини плуга в чагарникових плугах, мм; α — кут леза до горизонту (65...75°); ΔL — запас довжини ручки ножа, мм.

Довжину леза $L1$ ножа визначають за формулою:

$$L_1 = \frac{a \pm \Delta a}{\sin\alpha} + \Delta L_1, \qquad (1.15)$$

де a — розрахункова глибина оранки, мм; ΔL_1 — запас довжини леза на мікрорельєф поля і на опускання ножа в разі його спрацювання, мм.

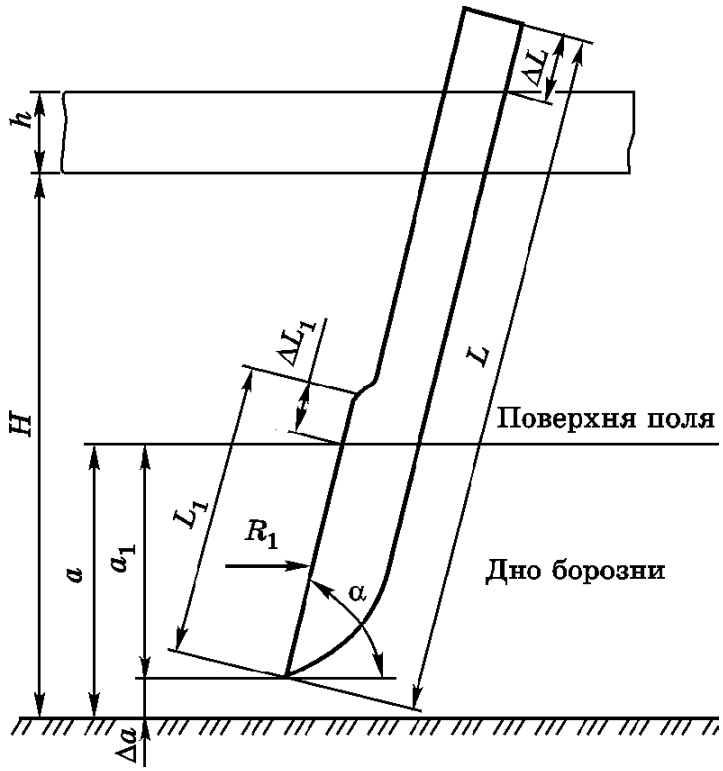


Рис. 1.14. Основні розміри череслового ножа

За дослідними даними В.С. Жегалова, для череслового ножа із спинкою завтовшки 10...17 мм розрахунковий питомий опір K_1 на 1 см глибини розрізу становить K_1 = 50...90 Н, а загальна сила опору R_1 на робочу частину ножа

$$R_1 = K_1 a_1,$$

де a_1 — глибина ходу ножа, см.

Прикладена сила R_1 перебуває на відстані $a_1/2$ (див. рис. 1.14).

Розрахунок дискового ножа. Дискові ножі застосовують переважно в тракторних плугах загального призначення.

Діаметр D дискового ножа (рис. 1.15) визначають за формулою:

$$D = 2(a_2 + \Delta a_2) + d_0, \qquad (1.16)$$

де a_2 — глибина ходу ножа для загальних умов роботи (a_2 = 120...300 мм) і для спеціальних залежить від розрахункової глибини оранки; Δa_2— запас на мікрорельєф поля (15...20 мм); d_0 — діаметр фланця маточини ножа ($d_0 = 0{,}25D$).

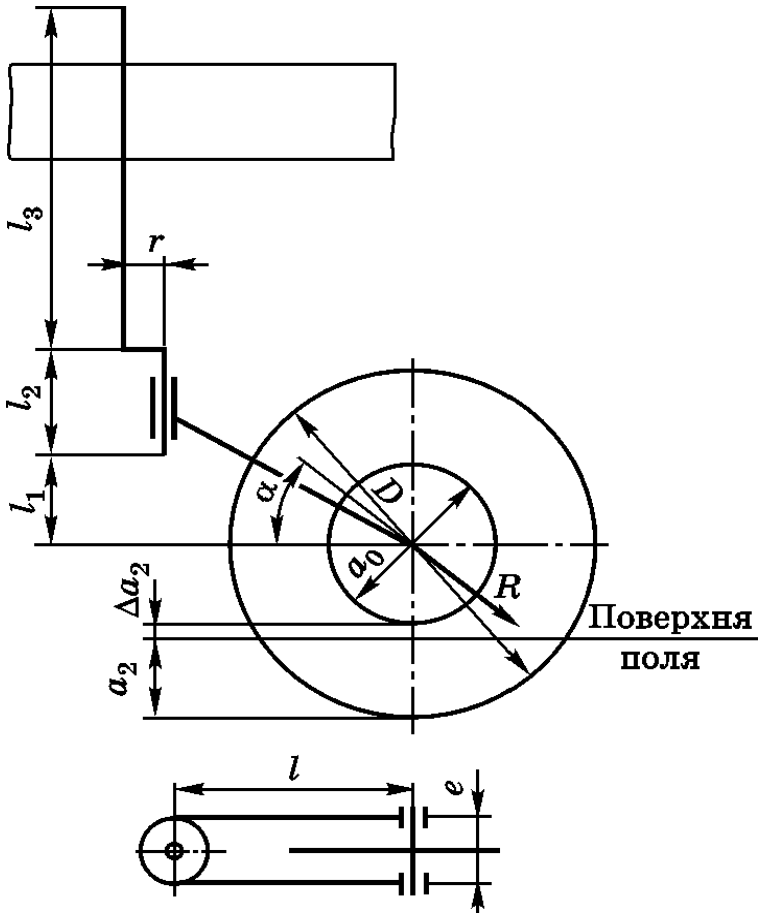


Рис. 1.15. Основні розміри дискового ножа

Цим вимогам відповідає, наприклад, дисковий ніж діаметром 390 мм тракторних плугів загального призначення.

Товщина t диска має становити близько $0{,}01D$ (за даними Г.М. Синєокова).

Дисковий ніж має мати двобічне загострення леза для забезпечення стійкого ходу в горизонтальній площині. Кут загострення леза диска $i = 15...20°$.

Основні параметри стандартного дискового ножа наведено на рис. 1.15. Просвіт l має бути таким, щоб диск вільно обертався і запобігав забиванню, а також більшим від радіуса диска не менше ніж на 50 мм:

$$l \geq \frac{D}{2} + 50,$$

а розхил e вилки має становити не менш як 100 мм.

Просвіт l_1 має бути не менше ніж 50 мм, щоб уникнути загрібання рослинних решток. Довжина l_3 верхньої частини стояка має мати необхідний запас, якщо плуг працює на малій глибині, а довжина l_2 нижньої частини стояка бути мінімально можливою (із умови міцності). Коліно слід зігнути під кутом 90°. Його радіус r має становити не менш як 70 мм для встановлення ножа відносно плужного корпусу чи передплужника, беручи до уваги місце розміщення його на рамі плуга.

За дослідами професора Г.М. Синєокова, рівнодійна сила опору R на диск ножа проходить через вісь диска під кутом до горизонту $\alpha \approx 50°$. Що більший діаметр диска, то більшим буде кут α. Опір дискового ножа із дисками стандартних розмірів ($D = 390$ мм, $t = 4$ мм) різним ґрунтам наведено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Опір дискового ножа із дисками стандартних розмірів різним ґрунтам

Питомий опір ґрунту під час оранки, кПа	R_x, Н	R_y, Н
40	700...900	$R_y = R_x...1,3R_x$
50	1200...1500	$R_y = R_x...1,3R_x$
80	1800...2200	$R_y = R_x...1,3R_x$

1.2.3. Плужні корпуси та взаємодія клина з ґрунтом

Плужний корпус виконує основні операції оранки — підрізує скибу знизу, кришить, розпушує і обертає її. Робочими органами корпусу є леміш і полиця, які кріпляться безпосередньо до стовби чи башмака, що кріпиться до стовби. До стовби чи башмака кріплять також польову дошку, яка є допоміжною частиною плужного корпусу, що забезпечує його стійке положення.

Леміш і полиця утворюють робочу поверхню корпусу, обмежену з боку незораного поля польовим обрізом, з боку зораного (борозни) — борозенним, а зверху — верхнім. Леміш підрізує скибу знизу і разом із полицею польовим обрізом відокремлює від незораного поля. Переміщуючись робочою поверхнею, скиба кришиться, розпушується і обертається. Ступінь кришіння, розпушування й обертання залежить від геометрії робочої поверхні, а також від фізико-механічних властивостей ґрунту, задернілості та вологості.

Різновиди корпусів. Велика різноманітність ґрунтів зумовила створення різних конструкцій плужних корпусів. Найпоширенішими є корпуси, зображені на рис. 1.16.

Напівгвинтові корпуси (рис. 1.16*б*) встановлюють на чагарниково-болотних плугах, а також на зміцнених плугах загального призначення для обробітку задернілих староорних ґрунтів. Вони краще обертають скибу, ніж культурні, але гірше кришать і розпушують її.

Гвинтові корпуси (рис. 1.16*в*) призначені для обробітку зв'язних, дуже задернілих ґрунтів. Вони добре обертають скибу. Їх використовують у поєднанні з дисковими ножами 7.

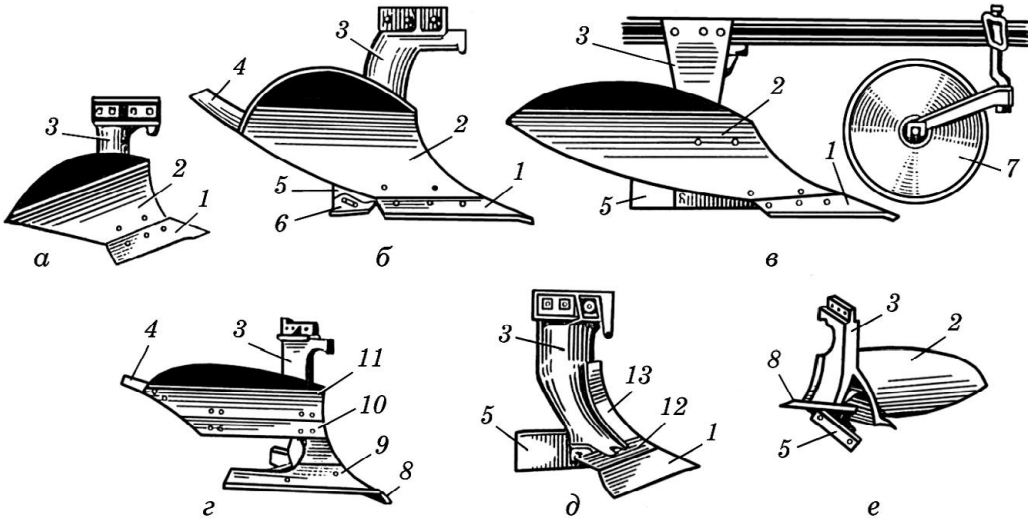


Рис. 1.16. Різновиди лемішно-полицевих корпусів:
а — культурний; *б* — напівгвинтовий; *в* — гвинтовий; *г* — вирізний;
д — безполицевий; *е* — із висувним долотом;
1 — леміш; *2* — полиця; *3* — стовба; *4* — перо; *5* — польова дошка; *6* — п'ятка;
7 — дисковий ніж; *8* — долото; *9* — нижній леміш; *10* — верхній леміш;
11 — вирізна полиця; *12* — розширювач; *13* — щиток

Культурні корпуси (рис. 1.16*а*) застосовують для оранки староорних ґрунтів. Вони добре подрібнюють і розпушують, проте недостатньо перевертають скибу, тому їх використовують разом з передплужниками.

Вирізні корпуси (рис. 1.16*г*) застосовують для оранки підзолистих ґрунтів з одночасним поглибленням орного шару на 4...5 см. Корпус обладнано двома лемешами і полицею. Він розділяє скибу на дві частини. Нижню частину скиби підрізує нижній леміш *9*, унаслідок чого вона кришиться, розпушується, проходить через виріз між лемешами і падає на дно борозни без обертання. Верхня частина скиби, підрізана верхнім лемешем *10*, спрямовується на полицю *11*, кришиться, розпушується, обертається і падає на нижню розпушену частину скиби.

Безполицеві корпуси (рис. 1.16*д*) призначені для кришіння і розпушування без обертання скиби. Леміш корпусу підрізує скибу, частково кришить, розпушує і спрямовує її на розширювач *12*, який забезпечує подальше кришіння і розпушування. Після цього скиба падає на дно борозни і від удару додатково кришиться і розпушується. Щиток *13* захищає стовбу від спрацювання і сприяє відокремленню скиби від неораного поля.

Корпус із висувним долотом (рис. 1.16*е*) призначений для оранки твердих глинистих ґрунтів, засмічених камінням. Долото *8* прикріплене до носка лемеша і виступає вперед за його лезо на 20...30 мм. Воно виконує роль носка лемеша, забезпечує достатнє заглиблення корпусу і запобігає поломкам лемеша в разі зіткнення з камінням.

Різновиди клинів. Академік В.П. Горячкін вважав, що, незважаючи на велику різноманітність сільськогосподарських машин і знарядь, форма поверхні робочих органів для обробітку ґрунту зводиться до клина. Отже, можна вважати, що леміш, полиця та інші робочі органи ґрунтообробних машин і знарядь діють на ґрунт як клин.

За геометричною формою поверхні клини поділяють на плоскі (ножі, лемеші плужних корпусів, лапи культиваторів, зуби борін) і криволінійні (полиці плужних корпусів і підгортачів, сферичні диски та ін.); за установленням до напрямку руху — на прямі (лобове різання) і косі; за кількістю граней, що беруть участь у робочому процесі, — на одно-, дво- і тригранні.

Плоский одногранний клин має лише одну робочу поверхню *AB* (рис. 1.17*а*), грань *AC* у роботі участі не бере. Такий клин не має опорної грані. Під час роботи лезо швидко спрацьовується і з'являється опорна поверхня (рис. 1.17*б*), унаслідок чого одногранний клин перетворюється на двогранний.

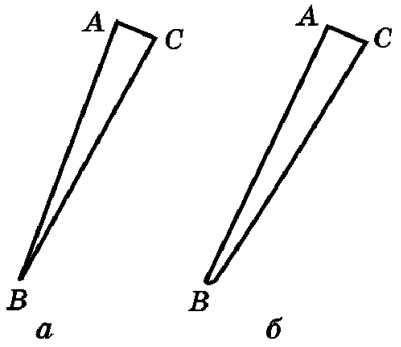


Рис. 1.17. Плоский клин:
а — одногранний; *б* — двогранний

Двогранний клин (рис. 1.18) крім робочої грані *ABCD* має також опорну грань *ABEF* з кутом між ними α. Задня грань *CEFD* у робочому процесі участі не бере. Лезо *AB* клина до напрямку руху по осі *x* установлене під кутом $\pi/2$. Такі клини застосовують у розпушувальних лапах, ножах екскаваторів, бульдозерів тощо.

Якщо двогранний клин повернути навколо осі *z* (рис. 1.19*а*) і поставити лезом до напрямку руху по осі *x* з меншим кутом ніж $\pi/2$ і обмежити площинами *xOz*, *xOy* і *yOz*, то отримаємо тригранний (косий) клин *ABC′O*. Його характеризують кути α, β, γ. Поверхня *ABC′* буде робочою, а поверхні *ABO* і *BC′O* — опорними.

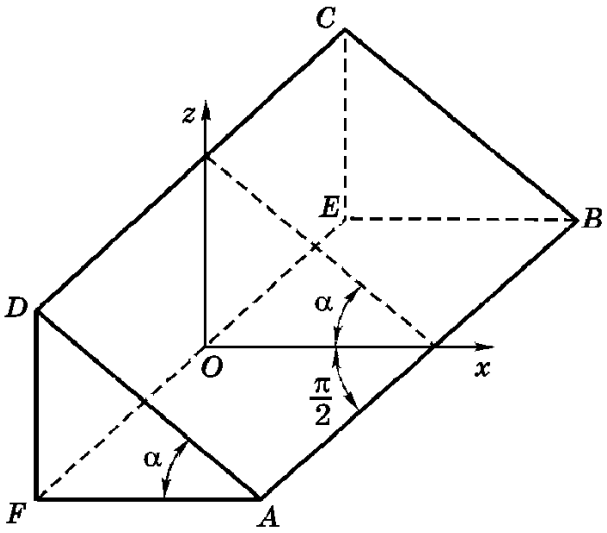


Рис. 1.18. Двогранний клин

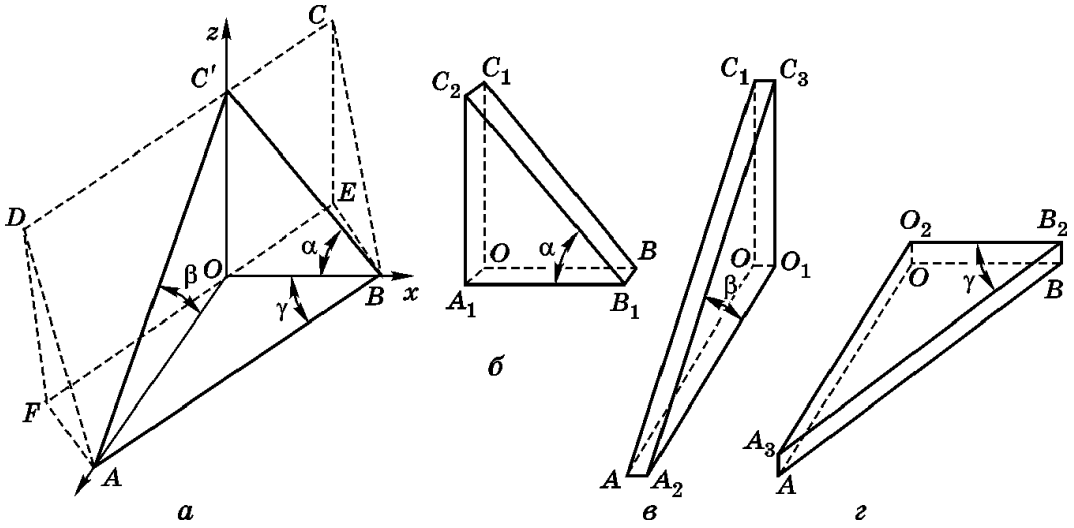


Рис. 1.19. Перетворення двогранного клина на тригранний:
а — тригранний (косий) клин; *б* — елементарний двогранний клин з кутом α; *в* — те саме, з кутом β; *г* — те саме, з кутом γ

У тригранному клині можна умовно виокремити елементарні прямі плоскі двогранні клини, які по-різному діють на скибу під час роботи такого клина.

Елементарний плоский клин $BB_1C_2C_1OA_1$ (рис. 1.19*б*) отримаємо у разі вирізу із тригранного клина двома паралельними площинами до площини *xOz*. З певним припущенням можна вважати, що ребро BB_1 перпендикулярне до напрямку руху (напрямку осі *x*). Грань $BB_1C_2C_1$ буде робочою поверхнею, а ребро BB_1 — лезом. Під час руху цього клина лезо підрізатиме елементарну скибу ґрунту, а робоча поверхня $BB_1C_2C_1$ підніматиме, кришитиме і розпушуватиме. Основною характеристикою цього клина буде кут α, розміщений у поздовжньо-вертикальній площині.

Елементарний плоский клин $A_2AC_1C_3O_1O$ (рис. 1.19*в*) отримаємо у разі вирізу із тригранного клина двома паралельними площинами до площини yOz. Робочою поверхнею є грань $AA_2C_3C_1$, а опорною — AA_2O_1O. Робоча грань нахиляє скибу в перпендикулярному напрямку до руху клина (в напрямку осі x). Основною характеристикою такого клина є кут β. Що він більший, то більший поворот скиби.

Елементарний плоский клин $A_3ABB_2O_2O$ (рис. 1.19*г*) отримаємо у разі вирізу із тригранного клина двома паралельними площинами до площини xOy. Робочою поверхнею цього клина є грань AA_3B_2B, а опорною — BB_2O_2O. Ребро BB_2 відрізує скибу в поздовжньо-вертикальній площині. Під дією робочої поверхні AA_3B_2B скиба зміщується вбік, одночасно кришиться і розпушується. Цей клин характеризується кутом γ, розміщеним у горизонтальній площині. Клин з кутом γ діє на скибу так само, як і клин з кутом α, але в іншій площині.

Отже, дія елементарних плоских двогранних клинів показує, що тригранний клин поєднує дію трьох елементарних клинів, тому саме він є основою робочої поверхні плужного корпусу.

Взаємозв'язок між параметрами тригранного клина. Технологічні властивості тригранного клина характеризують кути α, β і γ. Крім цих кутів введемо кут ε нахилу робочої поверхні клина до горизонту.

Із рис. 1.20 видно, що

$$OA = OB\,\mathrm{tg}\alpha;$$
$$OA = OC\,\mathrm{tg}\beta.$$

Тоді

$$OB\,\mathrm{tg}\alpha = OC\,\mathrm{tg}\beta.$$

Водночас

$$OC = OB\,\mathrm{tg}\gamma.$$

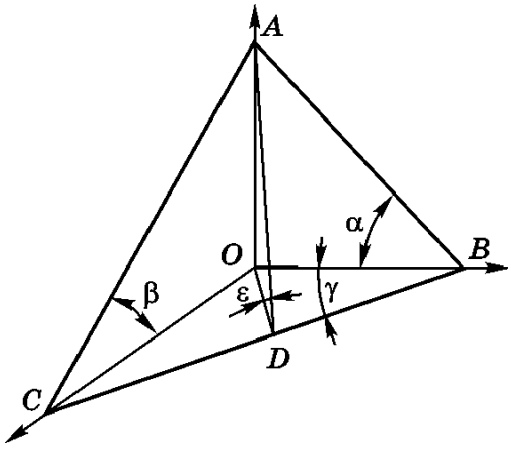


Рис. 1.20. Схема до визначення залежності між основними параметрами тригранного клина:

α — кут піднімання, кришіння і розпушування скиби; β — кут нахилу скиби; γ — кут зміщення скиби; ε — кут нахилу робочої поверхні клина до горизонту

$$\mathrm{tg}\alpha = \mathrm{tg}\gamma\mathrm{tg}\beta.$$

Підставивши значення *OC*, отримаємо

$$OB\text{tg}\alpha = OB\text{tg}\gamma\text{tg}\beta,$$

звідки

$$\text{tg}\alpha = \text{tg}\gamma\text{tg}\beta, \qquad (1.17)$$

Отже, у тригранному клині вільно можна змінювати лише два кути, а третій визначають за значеннями цих двох кутів.

Крім трьох основних параметрів α, β і γ використовують кут ε нахилу робочої поверхні клина до горизонту. Як бачимо з рис. 1.20,

$$OA=OD\text{tg}\varepsilon;$$

$$OD=OB\ \sin\gamma.$$

Підставивши значення *OD*, матимемо

$$OA = OB\text{tg}\varepsilon\sin\gamma.$$

Водночас

$$OA = OB\text{tg}\alpha.$$

Прирівнявши праві частини значень *OA*, дістанемо

$$OB\text{tg}\alpha = OB\text{tg}\varepsilon\sin\gamma.$$

Звідси

$$\text{tg}\alpha=\text{tg}\varepsilon\sin\gamma. \qquad (1.18)$$

Вилучивши кут α, запишемо

$$\text{tg}\beta\text{tg}\gamma = \text{tg}\varepsilon\sin\gamma.$$

Звідси

$$\text{tg}\beta = \text{tg}\varepsilon\cos\gamma. \qquad (1.19)$$

Отримані залежності доводять, що за двома заданими кутами можна визначити також два інші.

На характер деформації ґрунту впливає кут установлення поверхні клина до горизонту і до поздовжньо-вертикальної площини. Значною мірою характер деформації ґрунту залежить від його фізико-механічних властивостей і стану.

Взаємодія клина з ґрунтом. Дію клина на ґрунт можна звести до руйнування ґрунтової скиби та її переміщення. Залежно від механічного складу ґрунту, його фізико-механічних властивостей, вологості, а також параметрів клина, скиба руйнується по-різному.

Розглянемо процес руйнування спілого ґрунту двогранним клином з кутом α, який можна умовно поділити на чотири стадії.

Перша стадія — початкове зминання скиби у певному об'ємі (рис. 1.21*а*). Зминання супроводжується ущільненням і зростанням опору ґрунту. Повітря і вода, що є в капілярах і проміжках між грудочками, частково переходять у затиснений стан.

Друга стадія — подальше стиснення ґрунту і затисненого повітря й води та накопичення в ньому потенціальної енергії через збільшення стиснення (рис. 1.21*б*). Часточки ґрунту разом із затисненим повітрям і водою переміщуються в напрямку, перпендикулярному до поверхні клина з відхиленням на кут тертя ґрунту об клин.

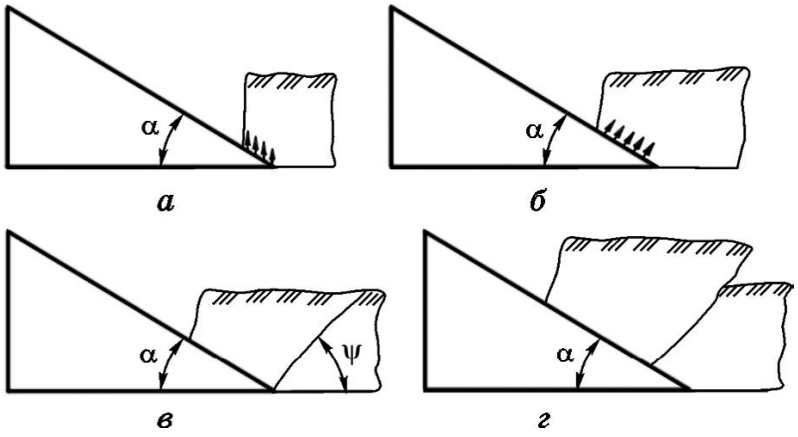


Рис. 1.21. Деформація скиби двогранним клином

Третя стадія — стиснення ґрунту доходить до граничного стану, який зумовлений його міцністю. При цьому настає момент сколювання брили від загальної скиби (рис. 1.21*в*) під кутом ψ до напрямку руху клина.

Четверта стадія — відбувається зміщення (рис. 1.21*г*) сколеної брили під кутом ψ, розширення затисненого повітря і перехід потенціальної енергії в роботу руйнування зв'язків між окремими грудками і часточками ґрунту, тобто кришіння і розпушування.

Різкого розмежування між цими стадіями немає. Одна стадія переходить в іншу поступово, у зазначеному порядку. Під час подальшого руху клина процес повторюється.

Вплив кута установлення робочої грані на роботу клина. Особливість руйнівної дії клина на матеріал (скибу) полягає у тому, що прикладаючи до нього невелику силу, можна розвивати великі нормальні сили тиску його граней на матеріал (скибу).

Розглянемо дію клина, що має дві робочі грані з кутом між ними 2α (рис. 1.22), до якого прикладено силу *P*. Розкладемо цю силу на дві нормальні сили *N* до граней, які приводять до розклинювання матеріалу (скиби).

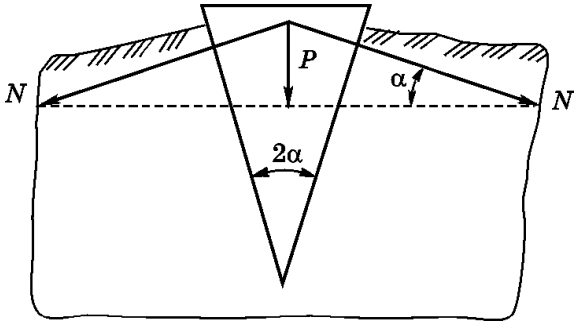


Рис. 1.22. Схема розклинювання ґрунту двогранним клином

Із рис. 1.22 видно, що

$$N = \frac{P}{\sin\alpha}.$$

Неважко підрахувати, що, наприклад, за $\alpha = 15°$ $N = 4P$. Це підтверджує ефективність дії клина для руйнування матеріалу.

Під час розклинювання ґрунтової скиби одні шари зминаються, інші згинаються чи розриваються, внаслідок чого скиба руйнується від певного напруження. Перевага того чи іншого виду деформації залежить як від типу, стану і властивостей ґрунту, так і від кута α.

Розглянемо дію клина *ABC* (рис. 1.23), зануреного в ґрунт, який рухається зліва направо і має одну робочу грань. Нормальну силу *N*, що діє на часточку ґрунту *m* з боку робочої грані клина, розкладемо на складову N_v, що діє в напрямку руху клина *v*, та складову $N_т$, що діє вздовж робочої грані *AB*. Крім сили *N* на часточку ґрунту *m* діє також сила тертя *F*. Разом ці сили дають результуючу силу *R*, яка відхилена від нормалі на кут тертя φ.

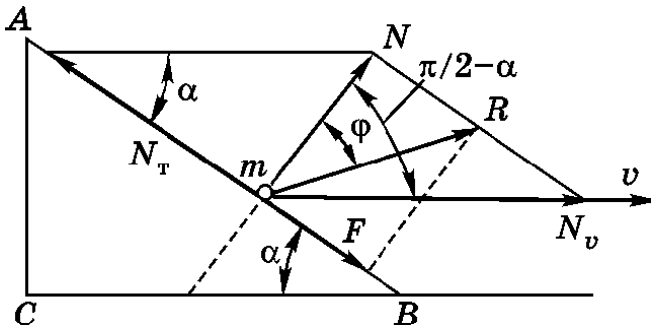


Рис. 1.23. Сили, що діють на часточку ґрунту, яка дотикається до клина

Під дією цих сил ґрунт може ковзатися на робочій поверхні клина (робочого органу) або переміщуватися разом із робочою поверхнею, скупчуючись на ній. Це залежить від кута α. Очевидно, що ковзання часточки ґрунту *m* відбуватиметься тоді, коли дотична складова нормального тиску $N_т$ буде більшою за максимальну силу тертя *F*, тобто

$$N_т > F.$$

Як бачимо з рис. 1.23,

$$N_т = N\mathrm{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right),$$

а сила тертя

$$F = N\mathrm{tg}\varphi.$$

Підставивши у співвідношення між Nт і F їхні значення, отримаємо

$$N\mathrm{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) > N\mathrm{tg}\varphi,$$

звідки

$$\frac{\pi}{2} - \alpha > \varphi,$$

або

$$\alpha < \frac{\pi}{2} - \varphi. \qquad (1.20)$$

Ця залежність показує, що ковзання ґрунту на поверхні клина залежить від кута α нахилу його робочої поверхні до горизонту. Поздовжнє ковзання ґрунту робочою поверхнею клина відбуватиметься тоді, коли кут α нахилу її до горизонту не перевищуватиме кута $\pi/2 - \varphi$ за умови, що кут тертя φ є сталим. Якщо кут нахилу робочої поверхні клина більший, ніж кут $\pi/2 - \varphi$, то часточка ґрунту не ковзатиметься робочою поверхнею клина, а переміщуватиметься разом з клином у напрямку швидкості v руху клина лише під дією сили N_v, оскільки сили $N_т$ і F взаємно урівноважуються. Клин штовхатиме всю масу ґрунту, що є перед ним, унаслідок чого ґрунт перед клином скупчуватиметься.

Кут $\pi/2 - \alpha$ між нормаллю N до робочої поверхні й напрямком швидкості v руху як важливий параметр робочого органу будь-якої ґрунтообробної машини чи знаряддя позначають символом ξ. Тоді поздовжнє ковзання ґрунту робочою поверхнею клина відбуватиметься за умови

$$\xi > \varphi.$$

Якщо $\xi < \varphi$, то ґрунт робочою поверхнею клина не ковзатиметься. Отже, на ковзання ґрунту впливає кут тертя φ ґрунту об робочу поверхню клина (робочого органу).

Характер деформації ґрунту клином значною мірою залежить від його механічного складу, вологості, задернілості та інших фізико-механічних властивостей.

Так, середній за фізико-механічними властивостями і за оптимальної вологості ґрунт сколюється під певним кутом ψ (рис. 1.24*а*) до напрямку руху клина, утворюючи трапецієподібні брили. У разі зменшення глибини ходу клина брили мають менший розмір, але форма залишається такою самою (рис. 1.24*б*).

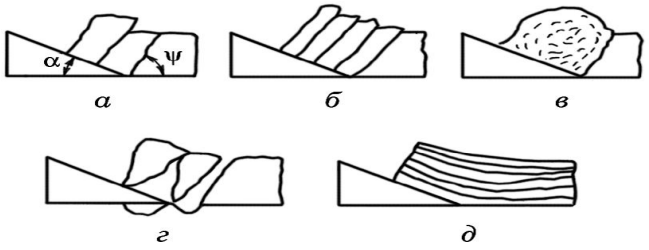


Рис. 1.24. Характер деформації ґрунту залежно від механічного складу та стану

Якщо клин діє на легкий ґрунт з великим вмістом піску, а кут α піднімання великий, то перед клином ґрунт скупчується (рис. 1.24*в*).

Під час дії клина на сухі важкі ґрунти скиба розколюється на брили неправильної форми і утворюється нерівне дно борозни (рис. 1.24*г*).

У разі дії клина в зв'язному задернілому ґрунті в горизонтальній площині від загальної маси відривається стрічка ґрунту, яка загинається на робочу поверхню клина (рис. 1.24*д*).

Процес деформації ґрунту залежить також від параметрів клина.

Вплив геометричної форми робочої поверхні на деформацію ґрунту. Робочі поверхні бувають плоскі, випуклі та вгнуті. Очевидно, що кожна поверхня під час переміщення її в ґрунті діятиме по-різному. Необхідною умовою роботи робочої поверхні лемеша і полиці є ковзання ґрунту на поверхні. Під час ковзання ґрунту робочою поверхнею нормальний тиск визначає силу тертя. Сумарну силу нормального тиску і сили тертя можна зобразити силою R (рис. 1.25), яка відхилена від нормалі до робочої поверхні на кут тертя φ у протилежний бік руху скиби.

Для плоскої робочої поверхні (рис. 1.25*а*) сили тиску R на скибу діють паралельно між собою і спрямовані паралельно вгору.

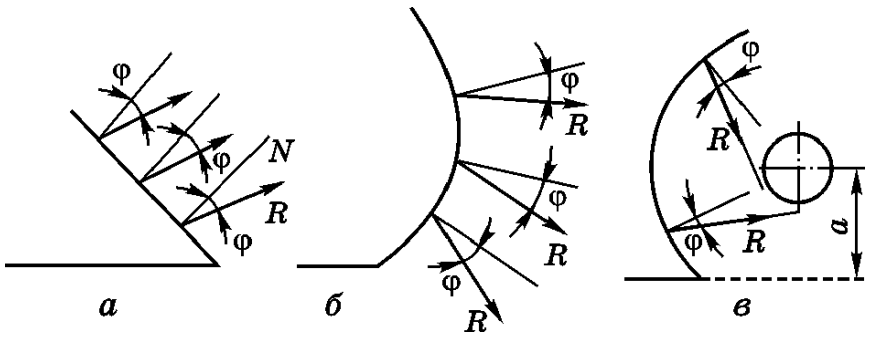


Рис. 1.25. Характер силової дії на скибу різними робочими поверхнями:
а — плоскою; *б* — випуклою; *в* — вгнутою

Для випуклої поверхні (рис. 1.25*б*) сили R, що діють на скибу, зумовлюють елементарні сили тиску на скибу, які розходяться в різні боки. Це засвідчує, що ні плоскі, ні випуклі робочі поверхні за їхньої дії на скибу не здатні сконцентрувати тиск у певній обмеженій частині скиби і забезпечити інтенсивне кришіння і розпушування ґрунту. Вони можуть лише переміщати або обертати скибу.

Дія вгнутої поверхні (рис. 1.25*в*) на скибу призводить до того, що елементарні сили концентруються в обмеженій частині скиби, а це спричинює кришіння і розпушування ґрунту. При цьому істотне значення має характер зміни кривини поверхні. Якщо кривина поверхні за висотою залишається сталою, то скиба деформується на початку поверхні, а за подальшого руху поверхнею вона переміщується без зміни, тобто без подальшої деформації. Найсприятливіші умови для кришіння і розпушування скиби досягаються під час переміщення скиби робочою поверхнею зі змінною кривиною. Такі властивості мають парабола та еліпс.

1.2.4. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу

Розвиток поверхні плоского клина в криволінійну поверхню. Плоский дво- чи тригранний клин деформує скибу лише під час підрізування й піднімання її на робочу поверхню клина. Надалі скиба переміщується робочою поверхнею клина без деформації. Інтенсивнішої деформації можна досягти тоді, коли скиба під час переміщення вгору потрапляє на робочу поверхню, встановлену під більшим кутом до горизонту.

Розглянемо процес, коли скиба під час переходу із робочої поверхні A_1A_2 (рис. 1.26*а*) плоского двогранного клина, встановленого під кутом α_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. інше. Очевидно, що скиба, переміщуючись такими поверхнями, по всій висоті зазнаватиме деформівної дії. Якщо цю поверхню зобразити плавною криволінійною лінією (рис. 1.26*б*), то отримаємо клин із вгнутою робочою поверхнею, який по всій висоті піддаватиме скибу деформівній дії.

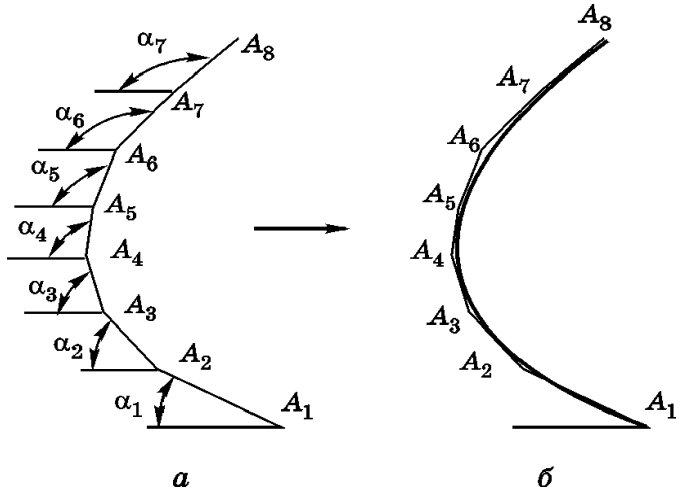


Рис. 1.26. Розвиток простого плоского клина в криволінійну поверхню:
а — утворення багатогранної поверхні; *б* — побудова криволінійної поверхні

Розглянемо розвиток плоского тригранного клина в криволінійну поверхню (рис. 1.27). Як відомо, із трьох характерних кутів α, β і γ тригранного клина, маючи значення двох, легко визначити значення третього.

Якщо робочу грань ABC (рис. 1.27*а*) плоского тригранного клина, який установлений під кутом α_1 у поздовжньо-вертикальній площині і під кутом β_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 отримаємо робочу поверхню $B_1B_2C_2C_1$.

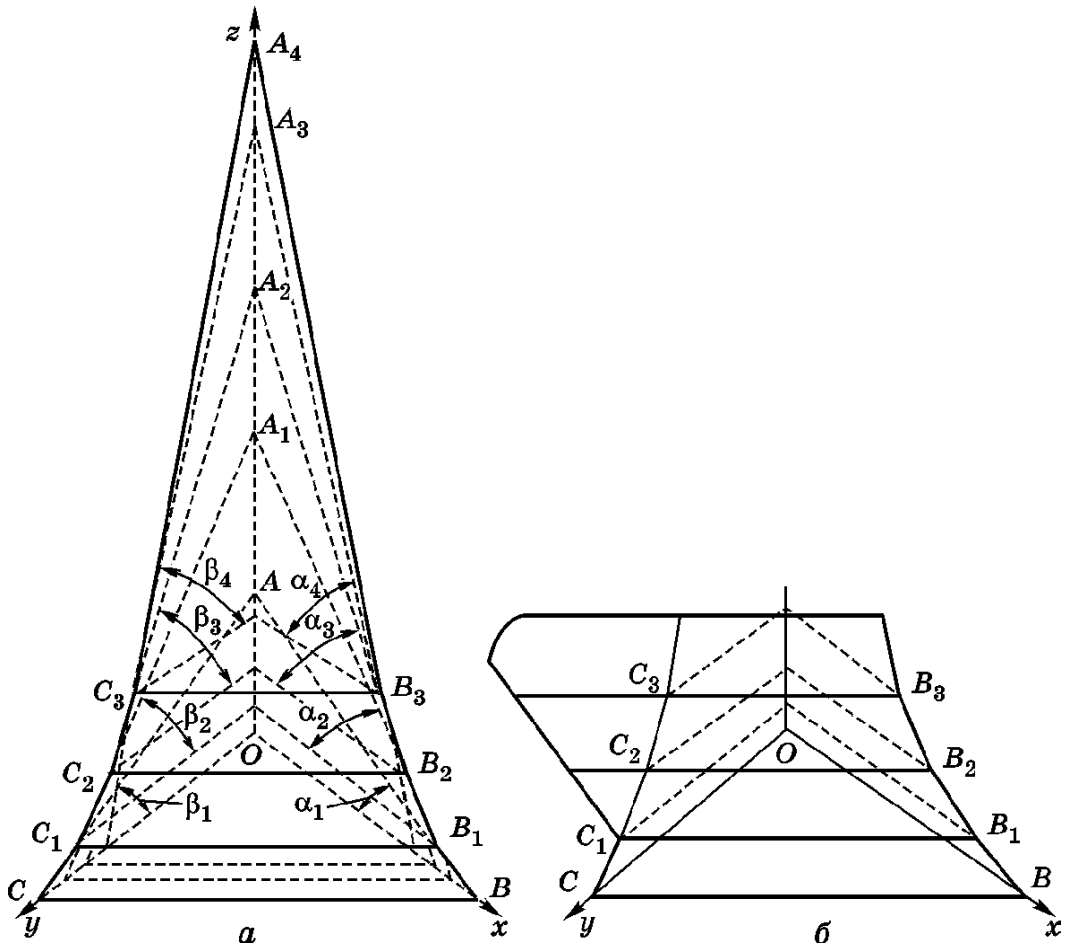


Рис. 1.27. Розвиток косого тригранного клина в циліндричну робочу поверхню:
а — утворення ламаної робочої поверхні; *б* — побудова робочої циліндричної поверхні

Якщо грань $A_2B_2C_2$ переріжемо гранню $B_1B_2C_2C_1$, 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 із більшими кутами α, β і т. інше.

У результаті цього 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. 1.27*б*), тобто поверхню, утворену під час переміщення 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 вкласти 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.

Циліндроїдальна поверхня утворюється переміщенням твірної *LK* (рис. 1.28*а*) на напрямній *AC*, залишаючись паралельною горизонтальній площині *xOy*, за умови, що кут γ її до поздовжньо-вертикальної площини в міру її піднімання змінюється. Якщо кут γ із переміщенням твірної залишається сталим, то утворена таким чином поверхня буде циліндричною.

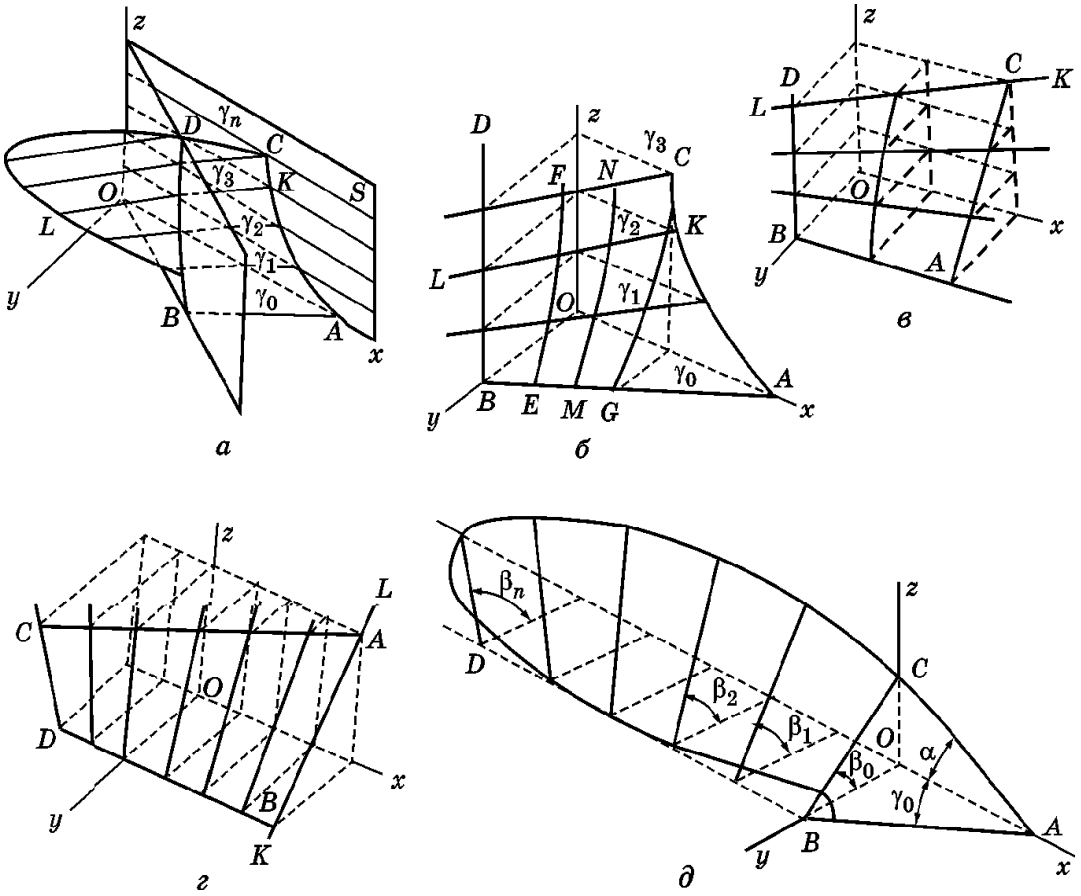


Рис. 1.28. Схеми утворення робочих поверхонь різного типу:
а — циліндроїд; *б* — коноїд; *в* — гіперболічний параболоїд із вертикальною напрямною *BD*; *г* — гіперболічний параболоїд із горизонтальною напрямною *BD*; *д* — гвинтова поверхня

Коноїд є різновидом гвинтової поверхні, яка утворюється під час переміщення твірної *LK* на кривій напрямній *AC* (рис. 1.28*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 під час переміщення твірної *LK* (рис. 1.28*в*) двома прямими непаралельними напрямними *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 те, що вона може бути утворена, якщо твірні *AB* і *LK* взяти за напрямні, а напрямну *AC* — за твірну (рис. 1.28*г*), яка лежить у горизонтальній площині, а напрямна *BD* — у площині *xOy*. Твірна *LK* під час переміщення залишається паралельною площині *yOz*.

Гелікоїд відрізняється від гіперболічного параболоїда тим, що в нього одна із напрямних є гвинтовою лінією *AC* (рис. 1.28*д*), а друга 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 циліндр, а ще рідше — коноїд.

Основи побудови лемішно-полицевої поверхні. На плужних корпусах сучасних плугів застосовують циліндроїдальні робочі поверхні. Залежно від характеру зміни параметрів α, β і γ розрізняють циліндричні, культурні, напівгвинтові і гвинтові робочі поверхні.

Розглянемо побудову циліндроїдальної робочої поверхні плужного корпусу 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 руху прямої твірної паралельно площині дна борозни двома напрямними кривими. 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 γ твірної зі стінкою борозни.

Нині найпоширенішим є метод професора М.В. Щучкіна. Розглянемо цей метод, згідно з яким будують дві проекції робочої поверхні плужного корпусу — поперечно-вертикальну (контур корпусу) і горизонтальну.

Побудова поперечно-вертикальної проекції лемішно-полицевої поверхні (контуру корпусу) однакова як культурної, так і напівгвинтової. Проекції будують на вертикальну площину, перпендикулярну до напрямку руху плуга.

Частини контуру плужного корпусу мають такі назви (рис. 1.29): *AF* — лезо лемеша; *AB* — польовий обріз; *BC* — верхній обріз; *CD* — крило полиці; *DEF* — борозенний обріз; *EG* — стик лемеша і полиці.

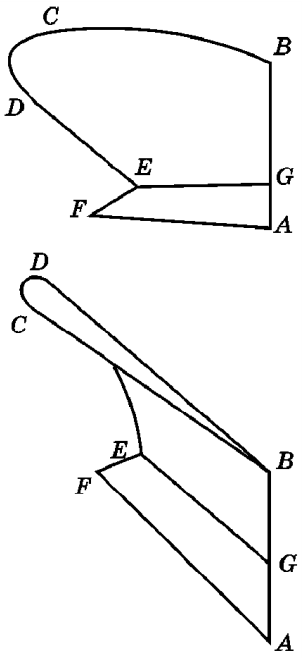


Рис. 1.29. Контур плужного корпусу

Побудову виконуємо у такому порядку. У вибраному масштабі від точки *A* (рис. 1.30) відкладаємо глибину оранки *a*, ширину захвату одного корпусу *b* і ширину захвату лемеша b_1, причому

$$b_1 = b + \Delta b.$$

де Δb = 25...30 — перекриття між корпусами, мм.

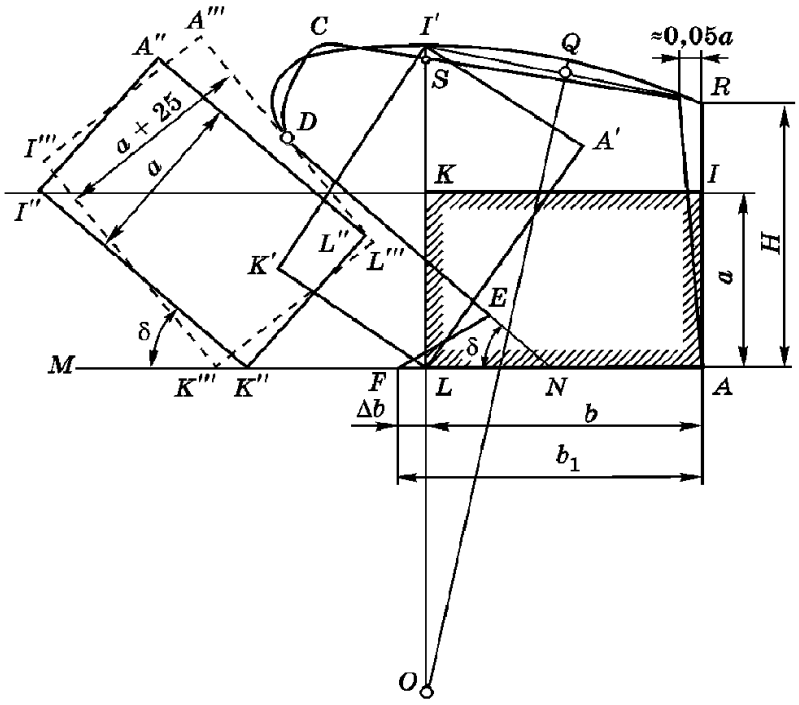


Рис. 1.30. Побудова контуру плужного корпусу

За розмірами a і b будуємо переріз скиби $AIKL$, проміжне положення цієї скиби $A'I'K'L$ за її обертання і кінцеве $A''I''K''L''$. Кінцеве положення скиби буде тоді, коли точка I'' лежатиме на висоті a від лінії леза лемеша.

Щоб побудувати борозенний обріз полиці, подібним методом будуємо положення обернутої скиби перерізом (a + 25 мм) × b.

Побудова цієї скиби передбачає забезпечення обертання скиби трохи більшої товщини (на 2,5 см), ніж нормальна, а також запобігає задиранню борозенним обрізом полиці відвернутої скиби нормальних розмірів. Цю скибу $K'''L'''A'''I'''$ на рисунку показано штриховою лінією. Із точки D, яка ділить лінію $A'''L'''$ навпіл, проводимо лінію DN, паралельну $A''L''$ (тобто під кутом δ — кут нахилу обернутої скиби перерізом $a \times b$). Із кінця лемеша — точки F — під кутом 30° до дна борозни проводимо лінію FE до перетину з лінією DN у точці E. Одержана точка E визначає лінію стику лемеша з полицею. Положення стику надалі уточнюється. Отримана лінія DE і буде борозенним обрізом полиці.

Для побудови верхнього обрізу полиці від точки A відкладаємо висоту $H = b$ і отримуємо верхню точку R польового обрізу полиці. Обрис верхнього обрізу полиці роблять криволінійним або прямолінійним. Криволінійний обрис більш раціональний, оскільки він краще відповідає траєкторії руху скиби. Для його побудови проводять лінію RI', а із її середини — перпендикуляр до перетину в точці O з продовженням лінії $I'L$. Радіусом $OR = OI'$ обрисовують верхній обріз. На крилі полиці верхній обріз сполучають з борозенним дугою довільного радіуса.

Польовий обріз полиці та лемеша виконують з певним нахилом від вертикалі у бік борозни. Верхня точка польового обрізу полиці відхиляється від вертикалі, проведеної з точки А, на 3...8 мм залежно від розмірів корпусу. Побудований лобовий контур корпусу і є його поперечно-вертикальною проекцією.

Побудова горизонтальної проекції лемішно-полицевої поверхні. Для її побудови слід вибрати напрямну криву, визначити її форму і розміри, а також закон зміни кута γ між твірною і стінкою борозни.

Напрямна крива. Форма напрямної кривої, місце її розміщення в тій чи іншій частині робочої поверхні корпусу, її параметри є визначальними для лемішно-полицевої поверхні щодо кришіння, розпушування і перевертання скиби.

Вихідними величинами для побудови напрямної кривої є кут ε_0 — між площиною дна борозни і дотичною до напрямної кривої, розміщеною у перпендикулярній площині до леза лемеша, і кут γ_0 — між лезом лемеша і стінкою борозни. Що більший кут ε_0, то інтенсивніше кришиться і розпушується скиба. Для полиць культурного типу ε_0 = 20...30°; для напівгвинтових ε_0 = 20...25°. Кут γ_0 визначає інтенсивність зсуву скиби, а також кришіння і розпушування. Для полиць культурного типу кут γ_0 = 40...45°; а для напівгвинтового — γ_0 = 30...40°.

За формою напрямна крива може бути частиною кола, параболи чи еліпса. Найбільше застосовують напрямну криву, яка в нижній частині має прямолінійний відрізок *S*, а вище є параболою. Така напрямна крива забезпечує спочатку плавне піднімання скиби по лемешу і тільки потім енергійне перегинання, що сприяє кришінню і розпушуванню. Довжину прямолінійного відрізка *S* напрямної кривої вибирають залежно від глибини оранки. Для глибини оранки $a = 200...250$ мм, $S = 50$ мм, а для $a = 250...300$ мм, $S = 60$ мм.

Для побудови напрямної кривої у вигляді параболи потрібно визначити радіус кола, на основі якого її будуватимуть. Радіус має бути таким, щоб піднята скиба полицею повністю помістилася на полиці і не пересипалася через неї, а також щоб скиба, що перевертається полицею, не задиралася нижньою частиною її борозенного обрізу.

Отже, за першої умови матимемо мінімальне значення радіуса R_{min}, а за другої — максимальне R_{max}.

Для визначення мінімального значення радіуса *R*min переріжемо лемішно-полицеву поверхню плужного корпусу площиною *AB* (рис. 1.31), яка перпендикулярна до леза лемеша і проходить через його кінець у точці *A*. Перша умова буде забезпечена, якщо крива *A*1*M*1 буде довшою за *AB* (*A*1*M*1 > *AB*).

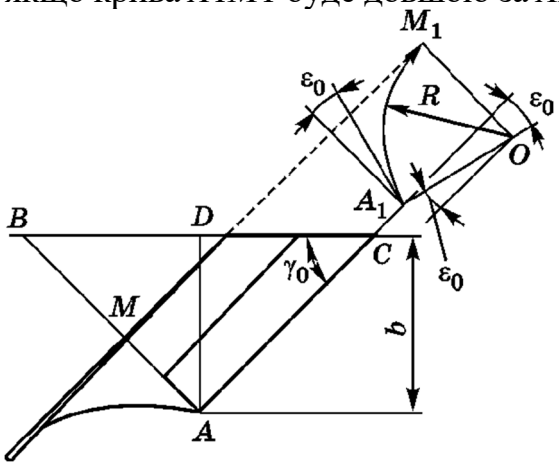


Рис. 1.31. Схема до визначення мінімального радіуса напрямної кривої

Із рис. 1.31 видно, що

$$AB = \frac{b}{\cos\gamma_0},$$

а довжина кривої (частини кола)

$$A_1M_1 = R\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0\right).$$

За умови рівності $AB = A_1M_1$ матимемо

$$\frac{b}{\cos\gamma_0} = R\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0\right).$$

Звідси

$$R = \frac{b}{\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0\right)\cos\gamma_0}.,$$

тобто

$$R_{\min} = \frac{b}{\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0\right)\cos\gamma_0}. \qquad (1.21)$$

Для визначення максимального значення радіуса $R_{\max}$, ураховуючи, що полиця не зачеплює перевернуту скибу, академік В.П. Горячкін установив залежність

$$R_{\max} = \frac{a\sqrt{k^2 - 1}}{k^2\left(\cos\gamma_0 - \frac{\cos\gamma_0}{\sqrt{k^2 - \sin\gamma_0}}\right)}, \qquad (1.22)$$

де k — відношення b/a.

Для побудови параболи розрахункове значення радіуса $R_{роз}$ вихідного кола має бути більшим за $R_{\min}$ і меншим, ніж $R_{\max}$:

$$R_{\min} < R_{роз} < R_{\max}.$$

Слід пам'ятати, що менший $R_{роз}$, то краще скиба кришиться і розпушується.

Комбіновану напрямну криву, що має прямолінійний відрізок і параболу, будують так. Із точки A (рис. 1.32) проводимо перпендикуляр до горизонту, відкладаємо кут ε_0 і проводимо лінію AO, на якій буде центр O частини вихідного кола.

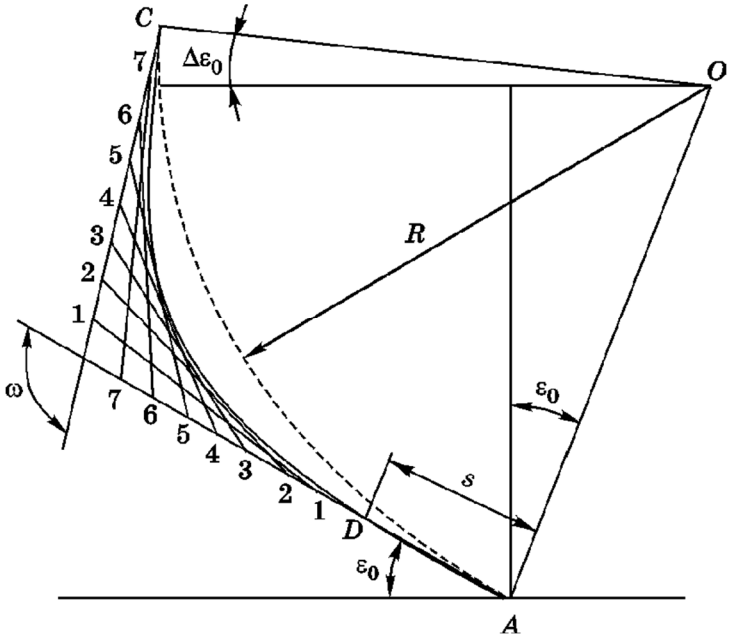


Рис. 1.32. Побудова напрямної кривої

Через точку *O* проводимо горизонтальну лінію і відкладаємо кут $\Delta\varepsilon_0$, на який збільшується дуга кола, щоб більше загиналося крило полиці ($\Delta\varepsilon_0 = 5...10°$). Між дотичними до дуги кут ω для культурних полиць має становити близько 115°, а для напівгвинтових — 110°. Із центра *O* проводимо дугу *AC*, на якій від точки *A* відкладаємо прямолінійний відрізок *s* під кутом ε_0 до горизонту. Із точок *D* і *C* проводимо дотичні до дуги *DC*.

Закономірність зміни кута γ твірної до стінки борозни за висотою може мати лінійний характер, графічно виражена прямою лінією (рис. 1.33*а*). У деяких випадках академік В.П. Горячкін пропонував її у вигляді параболи (рис. 1.33*б*). Професор М.В. Щучкін на основі досліджень існуючих поверхонь для культурних полиць рекомендує складнішу закономірність (рис. 1.33*в*), де кут γ спочатку зменшується від γ_0 до γ_{min} за однією кривою (параболі чи прямій), а потім збільшується від γ_{min} до γ_{max} за іншою кривою. Різниця між максимальним значенням кута γ_{max} і кутом γ_0 ($\Delta\gamma = \gamma_{max} - \gamma_0$) може характеризувати загальне зростання кута на всій робочій поверхні.

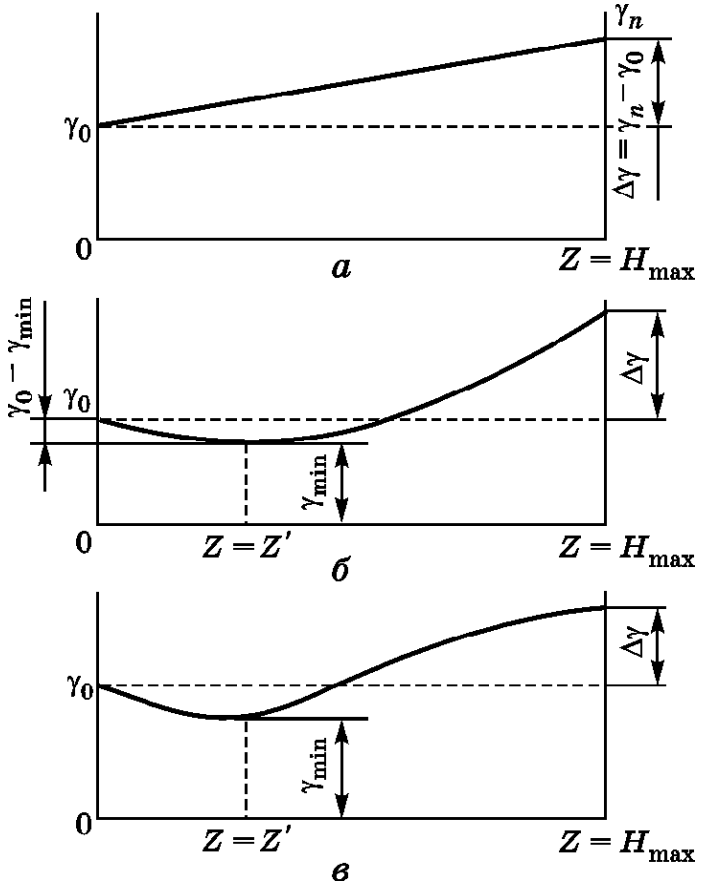


Рис. 1.33. Різні види закономірності зміни кута γ за висотою

Циліндроїдальні поверхні, які мають $\Delta\gamma = 2...7°$, застосовують на культурних плужних корпусах. Якщо ця різниця $\Delta\gamma = 7...15°$, то таку поверхню застосовують у напівгвинтових плужних корпусах.

Мінімальне значення кута γ мають культурні і напівгвинтові лемішно-полицеві поверхні на висоті $Z_1 = 50...100$ мм від дна борозни. Це зменшення кута γ полегшує піднімання скиби на груди полиці й полегшує сповзання скиби в бік борозни. Для культурних лемішно-полицевих поверхонь це зменшення $(\gamma_0 - \gamma_{min})$ становить від 1° до 2°, а для напівгвинтових — від 3° до 4°.

Розглянемо закон зміни кута γ для культурної лемішно-полицевої поверхні за рекомендацією професора М.В. Щучкіна, тобто на першій ділянці кут γ змінюється від γ_0 до γ_{min} за прямою лінією *AB* (рис. 1.34), а від γ_{min} до γ_{max} — за кривою *BC*, рівняння якої має вигляд

$$6,2x^2 - 100y - x^2y = 0, \tag{1.23}$$

де *x* — вертикальна відстань твірної від твірної з кутом γ_{min}; *y* — лінійне значення у певному умовному масштабі кутів γ змінної твірної.

За умови, що центр осей *x* і *y* лежить у точці *B*, вісь *x* спрямована горизонтально, а вісь *y* — вертикально.

Розв'язання цього рівняння відносно *y* має вигляд

$$y = \frac{6,2x^2}{x^2 + 100}. \tag{1.24}$$

Задавши значення *x*, тобто висоту *Z* розміщення твірної, знаходимо *y*. Обчисливши масштаб, тобто скільком градусам відповідає лінійне значення *y*, легко визначити значення кута γ для будь-якої твірної.

Масштаб визначають із співвідношення

$$\lambda = \frac{\gamma_{max} - \gamma_{min}}{y_{max}} = \frac{\Delta\gamma}{y_{max}}.$$

Максимальне значення y_{max} визначають, користуючись залежністю (1.24), за максимальним значенням x_{max}, яке знаходимо із співвідношення

$$x_{max} = Z_{max} - Z_1,$$

де Z_{max} — висота максимального значення кута γ (γ_{max}); Z_1 — висота мінімального значення кута γ (γ_{min}).

Знаючи масштаб λ і обчислюючи значення *y* для певної висоти *Z*, визначаємо значення кута γ для цього положення твірної за формулою:

$$\gamma = \gamma_{min} + \lambda\gamma_{min} = \gamma_{min} + \lambda\frac{6,2x^2}{x^2 + 100}. \tag{1.25}$$

Щоб краще зрозуміти порядок визначення кута γ, розглянемо приклад.

Вихідні дані: $\gamma_0 = 41°$, $\gamma_{min} = 39°$ на висоті $Z_1 = 7,5$ см, $\gamma_{max} = 46°$, висота $Z_{max} = 44,5$ см.

Проміжні значення кута γ від γ_0 до γ_{min}, якщо кут γ змінюється за лінійною залежністю, знаходимо так. Поділяємо інтервал *AB* (див. рис. 1.34) на три однакові по висоті інтервали.

На кожному інтервалі зменшення кута γ

$$\Delta\gamma = \frac{\gamma_0 - \gamma_{max}}{3} = \frac{41^\circ - 39^\circ}{3} = 40',$$

тобто на висоті $Z = 0$ кут $\gamma_0 = 41°$ (для лемеша), на висоті 2,5 см — $\gamma_1 = \gamma_0 - 40' = 40°20'$, на висоті 5,0 см — $\gamma_2 = \gamma_1 - 40' = 39°40'$ і на висоті 7,5 см — $\gamma_3 = \gamma_2 - 40' = 39° = \gamma_{min}$.

На ділянці зміни кута γ від γ_{min} до γ_{max} по кривій BC (див. рис. 1.34) для обчислення кутів γ беремо інтервал 5 см і здійснюємо його у такому порядку. Спочатку, користуючись залежністю (1.24), визначаємо γ_{max}

$$y_{max} = \frac{6,2x_{max}^2}{x_{max}^2 + 100}.$$

Значення x_{max} є різницею між Z_{max} і Z_1 (див. рис. 1.34), тобто

$$x_{max} = Z_{max} - Z_1 = 44,5 - 7,5 = 37 \text{ см}.$$

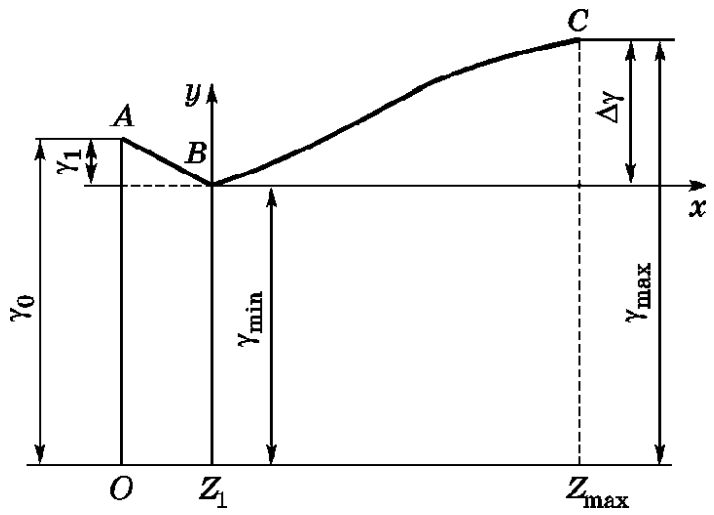


Рис. 1.34. Закономірність зміни кута γ для культурної робочої поверхні плужного корпусу

Після цього визначаємо масштаб

$$\lambda = \frac{\gamma_{max} - \gamma_{min}}{\gamma_{max}} = \frac{46 - 39}{5,79} = 1,21 \text{ град/см}.$$

Маючи вихідні значення даних γ_{min} і γ_{max} та масштаб, визначаємо значення кута γ для твірної, яка проходить вище від неї на 5 см, що має мінімальне значення γ_{min}, за формулою (1.25):

$$\gamma_4 = \gamma_{min} + \lambda\frac{6,2x^2}{x^2 + 100} = 39^\circ + 1,21\frac{6,2 \cdot 5^2}{5^2 + 100} = 40^\circ 30'.$$

Потім обчислюємо значення кута γ для твірної, яка проходить вище на 10 см за твірну, яка проходить під кутом γ_{min}:

$$\gamma_5 = 39^\circ + 1,21\frac{6,2\cdot 10^2}{10^2+100} = 42^\circ 45'.$$

Так само визначаємо значення кутів γ для наступних твірних.

Для напівгвинтових лемішно-полицевих поверхонь закономірність зміни кута γ значно відрізняється від поверхонь культурного типу. На прямо пропорційному відрізку напрямної зменшення кута γ більше ($\gamma_0 - \gamma_{min}$) і становить від 2 до 4°, що полегшує сповзання скиби в борозну. Щоб забезпечити повніше обертання скиби, підгин верхньої частини крила полиці беруть більшим ($\Delta\gamma$ = 7...15°). Для цієї поверхні характерне поступове збільшення кута γ біля γ_{min}, причому інтенсивність цього збільшення в міру наближення до кута γ_{max} значно зростає. Закон зміни кута γ на криволінійному відрізку відповідає рівнянню параболи

$$y = \frac{x^2}{2p}, \tag{1.26}$$

де x — вертикальна відстань твірних від твірної з кутом γ_{min}; y — лінійне значення у певному умовному масштабі кутів γ змінної твірної; p — параметр, який вибирають залежно від масштабу для кута γ.

Кути γ розраховують так само, як і для культурних лемішно-полицевих поверхонь.

Слід пам'ятати, що площина напрямної кривої для культурних лемішно-полицевих поверхонь розміщена на 2/3 довжини лемеша від носка, а для напівгвинтових — у кінці лемеша.

Побудова лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу. Розглянемо порядок побудови поверхні культурного типу. Вихідними даними є товщина a і ширина b скиби та кути γ_0, γ_{min}, γ_{max} і ε_0.

За розмірами скиби креслимо профіль борозни і лобовий контур лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу (на аркуші у правому верхньому кутку, рис. 1.35).

Порядок виконання креслень було описано вище. Як зазначалося, борозенний обріз лемеша проведено умовно, а лінії стику лемеша і полиці немає. Зліва від лобового контуру лемішно-полицевої поверхні крім контуру перевернутої скиби будуємо напрямну криву, вихідними даними для якої є кути ε_0 і γ_0, а також характер кривини. Для культурної поверхні беремо комбіновану напрямну криву з прямолінійними і криволінійними відрізками. За формулами (1.21) і (1.22) визначаємо мінімальний R_{min} і максимальний R_{max} радіуси. Підрахувавши ці значення, приймаємо певне значення і будуємо напрямну криву. Початок напрямної кривої розміщуємо в точці M. Порядок побудови напрямної кривої описано вище.

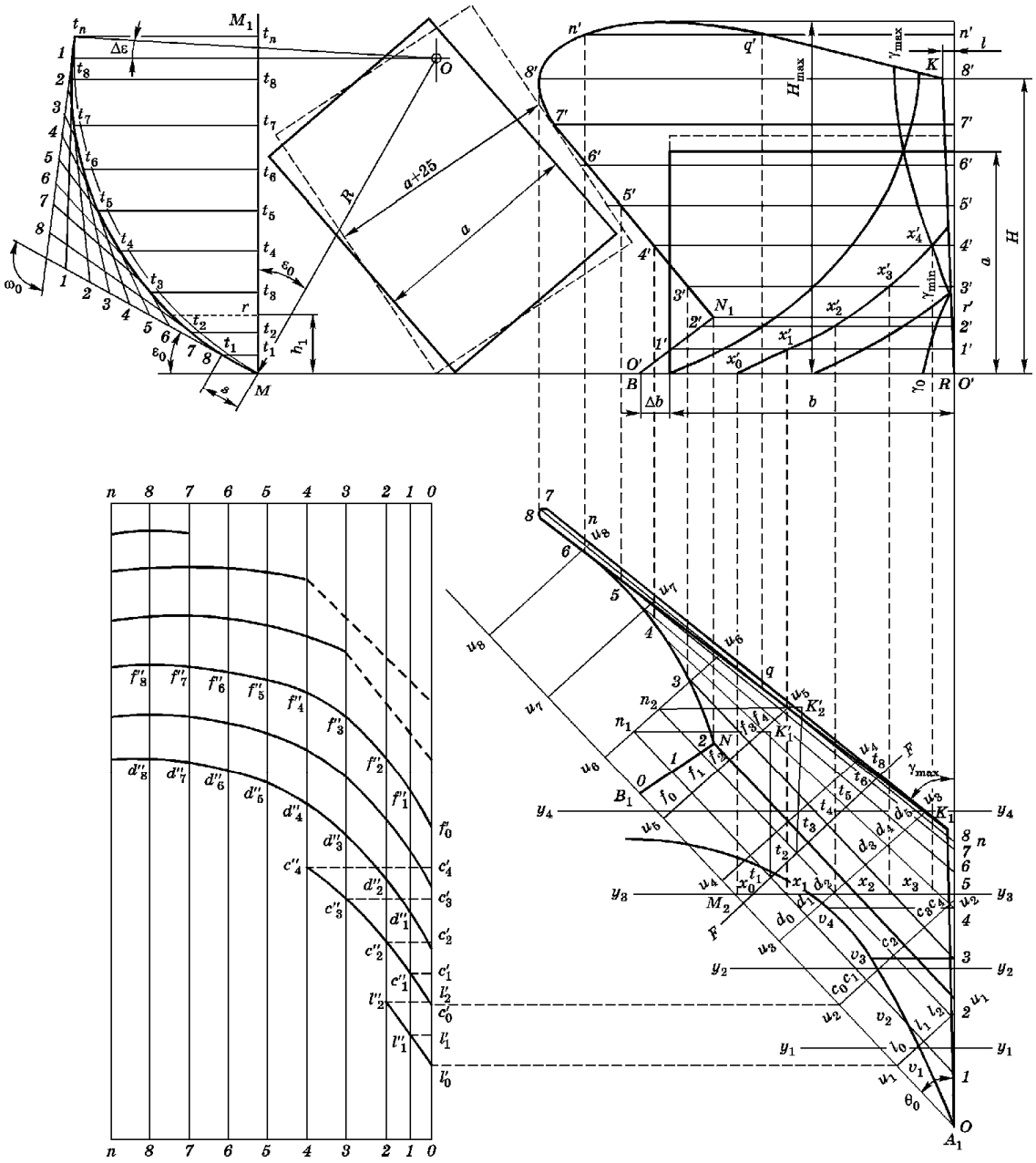


Рис. 1.35. Побудова робочої поверхні плужного корпусу культурного типу

Після цього на лобовому контурі (фронтальній проекції) наносимо твірні, які паралельні до горизонталі, на висоті до Z_1 (у зоні зменшення кута γ_0 до γ_{min}) з інтервалом 2,5 см, а вище — з інтервалом 5 см. На цьому рівні також наносимо лінії, на побудові напрямної кривої, внаслідок чого між вертикаллю MM_1 і напрямною кривою отримаємо відрізки t_1t_1, t_2t_2, t_3t_3 і т. інше.

Горизонтальну проекцію лемішно-полицевої поверхні розміщуємо під фронтальною (лобовим контуром). Із точки A_1, проекції точки A, що є носком лемеша, під кутом γ_0 проводимо лінію A_1B_1, яка є першою твірною поверхні. Спроектувавши точку B на цю лінію, отримаємо відрізок A_1B_1, який є лезом лемеша в горизонтальній площині в дійсному зображенні.

На відстані 2/3*b* від носка лемеша перпендикулярно до леза A_1B_1 проводимо горизонтальний слід *FF* площини напрямної кривої. На цьому сліді від точки M_2 відкладаємо відрізки M_2t_1, M_2t_2, M_2t_3, M_2t_4, …, M_2t_n, які відповідають відрізкам t_1t_1, t_2t_2, t_3t_3, t_4t_4, …, t_nt_n. У такий спосіб на горизонтальному сліду *FF* площини отримаємо точки t_1, t_2, t_3, t_4, …, t_n. Через ці точки мають пройти горизонтальні проекції твірних *1–1* , *2–2*, *3–3* , *n–n* під певними кутами γ згідно з прийнятим законом зміни кута γ нахилу твірної до стінки борозни. Визначення кутів γ було розглянуто вище.

Щоб точно провести твірні під отриманими кутами, скористаємося значеннями тангенсів цих кутів. Для цього із точок t_1, t_2, t_3, t_4, …, t_n, розміщених на сліду площини *FF*, паралельно стінці борозни проводимо відрізки t_1K_1', t_2K_2' , t_3K_3', t_4K_4', …, t_nK_n' завдовжки 100 мм кожний. На кінці цих відрізків, тобто із точок K_1', K_2', K_3', ..., K_n', будуємо перпендикуляри $K_1'n_1$, $K_2'n_2$, $K_3'n_3$, $K_4'n_4$, ..., $K_n'n_n$, довжина яких дорівнює значенню тангенса кута твірної, що буде побудована, помножене на 100. На рис. 1.35 наведено лише побудову двох перших твірних, щоб не затінити креслення. Провівши через точки n_1 і t_1 лінію, отримуємо напрямок твірної для цього положення. Так само будуємо й інші твірні.

Довжина твірних з польового боку обмежується польовим обрізом A_1K_1, який є прямою лінією. Його будують так. Точку *K*, яка розміщена на певній твірній на вертикальній проекції, проектуємо на проекцію цієї твірної на горизонтальній проекції в точку K_1 і з'єднуємо точки K_1 і A_1. Це й буде польовий обріз полиці і лемеша.

Щоб побудувати горизонтальну проекцію борозенного обрізу полиці, за правилами нарисної геометрії точки *3′*, *4′*, *5′* і т. д. перетину твірних з борозенним обрізом на вертикальній проекції переносимо на відповідні проекції твірних *3–3*, *4–4*, *5–5* і т. інше. З'єднавши точки *3*, *4*, *5* і т. д. плавною кривою, отримаємо проекцію борозенного обрізу полиці.

Для побудови лінії стику полиці з лемешем і борозенного обрізу лемеша спочатку вибираємо ширину лемішної сталі. Виготовляємо її завширшки 105, 114, 122 і 132 мм. Обравши ширину лемішної сталі, відкладаємо її розмір на напрямній кривій від точки *M* вгору, наприклад, до точки *r*, яка лежить на висоті h_1 над опорною поверхнею. Отже, на цій висоті на вертикальній проекції розміщуватиметься лінія стику N_1r' лемеша з полицею.

Для побудови лінії стику лемеша з полицею на горизонтальній проекції проводимо твірну, яка проходить на висоті h_1, так само як й інші твірні на цій проекції. Після цього за правилами нарисної геометрії точку N_1 з вертикальної проекції переносимо на отриману твірну в точку *N*. Відрізок цієї твірної від точки *N* до польового обрізу буде лінією стику лемеша з полицею. З'єднавши точки *N* і B_1, отримаємо борозенний обріз лемеша на горизонтальній проекції. Борозенний обріз лемеша на вертикальній проекції уточнюємо таким чином. Точки перетину борозенного обрізу з твірними, що

проходять на лемеші горизонтальної проекції, проектуємо на відповідні твірні вертикальної проекції. Послідовно з'єднавши їх отримаємо уточнений борозенний обріз лемеша на вертикальній проекції.

Верхній обріз полиці на горизонтальній проекції будуємо так само, як і борозенний обріз. Із вертикальної проекції проектуємо точки перетину верхнього обрізу полиці з твірними, які перетинають його, на відповідні твірні на горизонтальній проекції. Послідовно з'єднавши їх, отримаємо верхній обріз полиці на горизонтальній проекції.

Про ступінь крутості спроектованої лемішно-полицевої поверхні, її плавність, про ступінь крутості грудей, підгинання крила, можливість задирання скиби борозенним обрізом полиці можна робити висновок на підставі кривих перерізу робочої поверхні поперечно-вертикальними площинами. Побудуємо їх так. На горизонтальній проекції проводимо сліди пересічних поперечно-вертикальних площин y_1y_1, y_2y_2, y_3y_3, …, y_ny_n з однаковим інтервалом (50…100 мм).

Точки перетину цих слідів з твірними проектуємо на відповідні твірні на вертикальній проекції. Наприклад, для y_3y_3 на горизонтальній проекції такими точками будуть x_0, x_1, x_2, x_3, x_4, а на вертикальній проекції — $x_0'', x_1', x_2', x_3', x_4'$. З'єднавши ці точки послідовно, отримаємо в площині перерізу лемішно-полицевої поверхні криву для потрібного аналізу. Ці криві можна використовувати також для виготовлення моделей робочих поверхонь.

Щоб перевірити виготовлені моделі штампів і правильність лемішно-полицевої поверхні, застосовують шаблони. Виготовляють їх відповідно до перерізу робочої поверхні вертикальною перпендикулярною площиною до леза лемеша з інтервалом не менше ніж 50 мм.

Лінії шаблонів будуємо так. Зліва від горизонтальної проекції лемішно-полицевої поверхні наносимо прямі вертикальні лінії з інтервалами, як на вертикальній проекції проведені твірні, і позначаємо *0–0*, *1–1*, *2–2* і т. інше. На горизонтальній проекції лемішно-полицевої поверхні проводимо сліди u_1u_1, u_2u_2, u_3u_3, … , u_nu_n вертикальних площин, перпендикулярних до лемеша. Ці сліди перетинають твірні у певних точках.

Розглянемо лише два сліди, щоб не ускладнювати рисунок. Слід u_1u_1 перетинає леміш у точці l_0 , твірну *1–1* у точці l_1, твірну *2–2* у точці l_2. Спроектуємо точку l_0 на лінію *0–0* в точку l_0'. Від цієї точки на лінії *0–0* відкладемо вгору відрізки l_0l_1 і l_0l_2, що лежать на сліду u_1u_1, і отримаємо точки l_1' і l_2'. Із точки l_1' проведемо перпендикуляр до перетину лінії *1–1* і отримаємо точку l_1''. Так само із точки l_2' проведемо перпендикуляр до перетину з лінією *2–2* і отримаємо точку l_2''. З'єднавши точки l_0', l_1'', l_2'' плавною кривою, отримуємо лінію шаблона у цій площині перерізу лемішно-полицевої поверхні.

Розглянемо другий переріз, який має слід u_2u_2. Цей слід перетинає леміш у точці c_0, твірну *1–1* у точці c_1, твірну *2–2* у точці c_2, твірну *3–3* у точці c_3 і твірну *4–4* у точці c_4. Спроектуємо точку c_0 на лінію *0–0* і отримаємо точку c_0'.

Від цієї точки на лінії *0–0* відкладемо відрізки c_0c_1, c_0c_2, c_0c_3 і c_0c_4, що є на сліду u_2u_2, отримаємо точки c_1', c_2', c_3', c_4'. Після проведення із цих точок перпендикуляра до перетину відповідно з лініями *1–1*, *2–2*, *3–3* і *4–4* отримаємо відповідно точки $c_1'', c_2'', c_3'', c_4''$, розміщені на лінії шаблона. З'єднавши ці точки плавною кривою, отримаємо лінію шаблона в цьому перерізі. Для всіх наступних перерізів лінії шаблонів будуємо аналогічно.

Ураховуючи те, що на горизонтальній і вертикальній проекціях польовий обріз лемішно-полицевої поверхні є прямою лінією, побудуємо дійсне зображення кривої польового обрізу. Накладемо його зображення на горизонтальну проекцію. Для цього в точках перетину з польовим обрізом A_1K_1 горизонтальних проекцій твірних *1–1*, *2–2*, *3–3* і т. д. проведемо перпендикуляри до стінки борозни і на них відкладемо відрізки, що дорівнюють відповідним висотам твірних від дна борозни на вертикальній проекції. Наприклад, відрізок $3v_3$ дорівнює висоті *O′3′*, а відрізок $4v_4$ — висоті *O′4′*. На кінці цих відрізків отримаємо відповідно точки v_3 і v_4. Аналогічно визначаємо положення інших точок. Отримані точки v_1, v_2, v_3, v_4, …, v_n з'єднаємо плавною кривою, яка і буде дійсним зображенням польового обрізу робочої поверхні.

Побудуємо закономірність зміни кута γ. Зображення цієї закономірності накладемо на вертикальну проекцію робочої поверхні. Для цього проекцію вертикальної стінки борозни візьмемо за лінію, що відповідає мінімальному значенню кута γ_{min}. Потім на цій лінії за напрямком твірних відкладемо різницю $(\gamma_i - \gamma_{min})$ між кутом γ, під яким проведено цю твірну до стінки борозни, і мінімальним значенням кута γ_{min}. З'єднавши ці точки, отримаємо закономірність зміни кута γ.

1.2.5. Визначення параметрів польової дошки

Польова дошка призначена для забезпечення стійкого ходу плужного корпусу. Під час роботи вона спирається на стінку і дно борозни. За будовою дошка нагадує прямокутну пластину з отворами для кріплення болтами до башмака чи стовби корпусу. Деякі польові дошки обладнують змінними п'ятками. Польова дошка бере на себе боковий тиск, що діє на корпус. Основними її параметрами є довжина і ширина.

Довжину польової дошки визначають з умови, що сумарна сила R' (рис. 1.36) опору деформації скиби на своєму продовженні в горизонтальній проекції обмежує її довжину. При цьому, згідно з твердженнями В.П. Горячкіна, вважатимемо, що сумарна сила R' прикладена посередині довжини лемеша і відхилена від нормальної сили R на кут тертя. Тоді за теоремою синусів (див. рис. 1.36):

$$\frac{AC}{\sin(90^\circ + \varphi)} = \frac{AD}{\sin\left[90^\circ - (\varphi + \gamma_0)\right]},$$

де φ — кут тертя ґрунту об поверхню лемеша, град; γ_0 — кут установлення леза лемеша до стінки борозни, град.

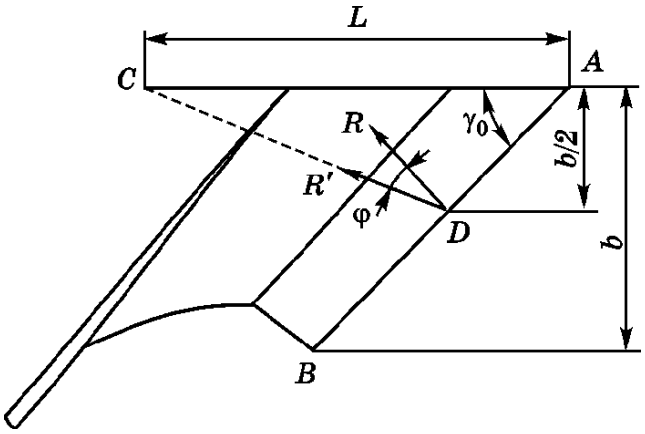


Рис. 1.36. Схема для розрахунку довжини польової дошки

Підставивши в отриману залежність значення $AC=L$ і $AD=\dfrac{b}{2\sin\gamma_0}$, матимемо

$$\frac{L}{\sin(90^\circ+\varphi)}=\frac{b}{2\sin\gamma_0\sin\left[90^\circ-(\varphi+\gamma_0)\right]}.$$

Після перетворення отримаємо:

$$L=\frac{b\cos\varphi}{2\sin\gamma_0\cos(\varphi+\gamma_0)}, \qquad (1.27)$$

де L — відстань від носка лемеша до кінця польової дошки; b — ширина захвату корпусу.

Ширину польової дошки визначають з умови допустимого питомого тиску на стінку борозни. Як правило, польову дошку встановлюють на плужному корпусі під кутом Δ_2 (рис. 1.37) до стінки борозни і під кутом Δ_1 до дна борозни. Кути Δ_1 і Δ_2 становлять 2...3°. Допустиму глибину h зминання від тиску польової дошки беруть не більш як 5...10 мм. Тоді тиск польової дошки на стінку борозни можна визначити за формулою:

$$q=q_0\frac{h}{2},$$

де q_0 — об'ємний коефіцієнт зминання ґрунту (залежно від ґрунту і його стану q_0 = 10...25 Н/см^3); h — глибина вдавлювання кінця польової дошки в ґрунт, см.

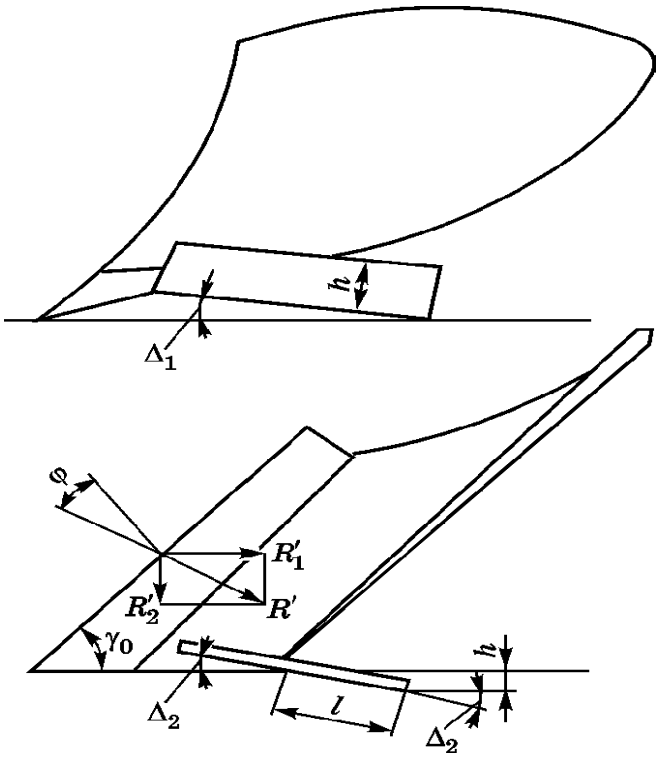


Рис. 1.37. Положення польової дошки

Для визначення сили, з якою діє польова дошка на ґрунт, розкладемо силу R' на перпендикулярну до стінки борозни R'_2 і за напрямком борозни R'_1. Із рис. 1.37 видно, що сила

$$R'_1 = R'\cos(\gamma_0 + \varphi).$$

Виразимо силу R'_2 через тиск q і площу зминання:

$$R'_2 = nlq_0\frac{h}{2},$$

де n — ширина польової дошки, см; l — довжина вдавленого кінця польової дошки в ґрунт, см $\left(l = \dfrac{h}{\sin\Delta_2}\right)$; Δ_2 — кут між польовою дошкою і стінкою борозни.

Прирівнявши праві частини значення R'_2, отримаємо:

$$R'\cos(\gamma_0 + \varphi) = \frac{q_0 n h^2}{2\sin\Delta_2}.$$

Звідси ширина польової дошки

$$n = \frac{2R'\cos(\gamma_0 + \varphi)\sin\Delta_2}{q_0 h^2}, \qquad (1.28)$$

або, якщо R' виразити через R'_2, то

$$n = \frac{2R'_2\sin\Delta_2}{q_0 h^2}. \qquad (1.29)$$

На багатокорпусних плугах установлюють польові дошки двох розмірів. Розрахункову довжину має польова дошка заднього корпусу, а на передніх корпусах установлюють укорочені дошки, щоб забезпечити вільне проходження скиб між корпусами.

1.2.6. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні передплужника

Із польового боку основної скиби, яку вирізатиме плужний корпус, передплужник вирізає меншу скибу завтовшки 8...12 см і завширшки 2/3 ширини захвату корпусу, кришить, розпушує, перевертає і скидає на дно борозни. За будовою передплужник нагадує основний плужний корпус. Складається він із лемеша і полиці, прикріплених до стовби. Передплужник кріплять на рамі плуга спереду плужного корпусу. За процесом роботи він нагадує роботу плужного корпусу.

Глибину ходу передплужника a_1 вибирають на основі агротехнічних вимог з урахуванням умов роботи і глибини оранки:

$$a_1 \approx (0{,}3...0{,}5)a,$$

де a — глибина оранки.

Ширина b_1 захвату передплужника має бути не більшою за ширину відкритої борозни, щоб скиба, скинута передплужником, не накривала скибу, яку відкинув основний корпус, що пройшов спереду. Численні заміри відкритої борозни показують, що її ширина дорівнює глибині оранки a, тому $b_1 = a$.

Як випливає із співвідношення $k = b / a = 3 / 2$, ширина захвату передплужника має становити:

$$b_1 = \frac{2}{3} b,$$

де b — ширина захвату плужного корпусу.

Робоча поверхня передплужника дещо відрізняється від робочої поверхні плужного корпусу. Вона має кут γ між твірною і стінкою борозни у верхній частині, підібраній з деяким випередженням розвитку, ніж в основного корпусу. Зміну кута γ для передплужника показано на рис. 1.38. При цьому нижня частина робочої поверхні передплужника має циліндричну поверхню, а верхня — переходить у циліндроїдальну.

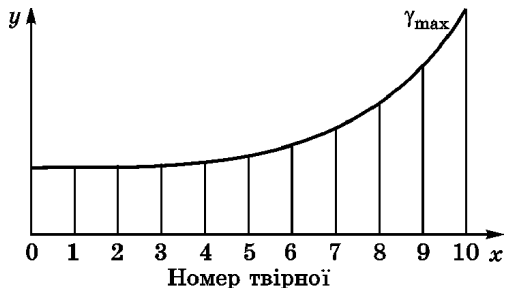


Рис. 1.38. Зміна кута γ між твірною і стінкою борозни передплужника

Порядок проектування робочої поверхні передплужника такий самий, як і циліндроїдальної поверхні основного корпусу.

Вихідними даними для проектування лемішно-полицевої поверхні передплужника крім товщини скиби a_1 і ширини b_1 захвату є:

γ_{01} — кут між лезом лемеша і стінкою борозни, який для запобігання заклинюванню скиби між передплужником і основним корпусом має бути не меншим за кут γ_0 основного корпусу ($\gamma_{01} = 42°$);

γ_{max} — кут між верхньою твірною і стінкою борозни у верхній циліндроїдальній частині передплужника (беруть більше на 3...5°, ніж γ_{01});

ε_1 — кут установлення лемеша до дна борозни (беруть більше на 3...5° від кута ε_0 основного плужного корпусу);

S — довжина прямолінійної ділянки напрямної кривої (S = 45 мм). Криволінійний відрізок напрямної кривої підбирають у вигляді параболи, описаної навколо дуги кола з радіусом

$$R = \frac{b_1}{\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_{01}\right)\cos\gamma_{01}},$$

де b_1 — ширина захвату передплужника; ε_{01} — кут установлення лемеша передплужника до дна борозни; γ_{01} — кут між лезом лемеша і стіною борозни.

Напрямна крива розміщується в площині, перпендикулярній до леза лемеша передплужника, на відстані $2/3b_1$ від носка лемеша.

Висота польового обрізу лемішно-полицевої поверхні передплужника дорівнює ширині захвату b_1. Верхній кінець польового обрізу полиці передплужника відхилений у бік борозни на 5 мм. Лезо лемеша передплужника встановлене негоризонтально. Носок лемеша розміщується на 8...10 мм нижче від борозенного кінця леза. Нахил леза забезпечує передплужнику забір глибини і поліпшує стійкість плуга за глибиною.

1.2.7. Особливості швидкісних робочих поверхонь плужних корпусів

Робочі лемішно-полицеві поверхні плужних корпусів, установлені на плугах загального призначення і розраховані для роботи на швидкості 4...5 км/год, можуть працювати також на швидкості 6...7 км/год без зміни їхніх параметрів і форми. При цьому якість оранки поліпшується: повніше загортаються рослинні рештки; зменшується кількість великих брил; утворюються більш вирівняна поверхня поля, чистіша і ширша борозна. У разі збільшення швидкості до 8...10 км/год якість оранки погіршується: відбувається надмірне кришіння скиби та далеке відкидання її вбік; погіршується загортання поживних решток і обертання скиби; значно зростає тяговий опір.

Для роботи на підвищених швидкостях застосовують плужні корпуси з робочими циліндроїдальними поверхнями, але зі зміненими параметрами.

Під час роботи на швидкості до 8 км/год робочі поверхні корпусів мають кут між твірною і стінкою борозни $\gamma_0 = 38...42°$, а кут між площиною дна борозни і дотичною до напрямної кривої, яка розміщена в площині, перпендикулярній до леза лемеша, $\varepsilon_0 = 30°$ (рис. 1.39*а*).

Для роботи на швидкості 9...12 км/год робочі поверхні мають кути $\gamma_0 = 42°$ і $\varepsilon_0 = 25°$ (рис. 1.39б). У цих корпусах кут γ зменшується від γ_0 до γ_{min} не лише в зоні, де полиця дотикається до лемеша, а і в зоні грудей полиці. Крило полиці цих корпусів займає більш полегле положення, що забезпечує зниження швидкості відкидання скиби в бік борозни, а також тиску скиби на робочу поверхню, особливо на крило.

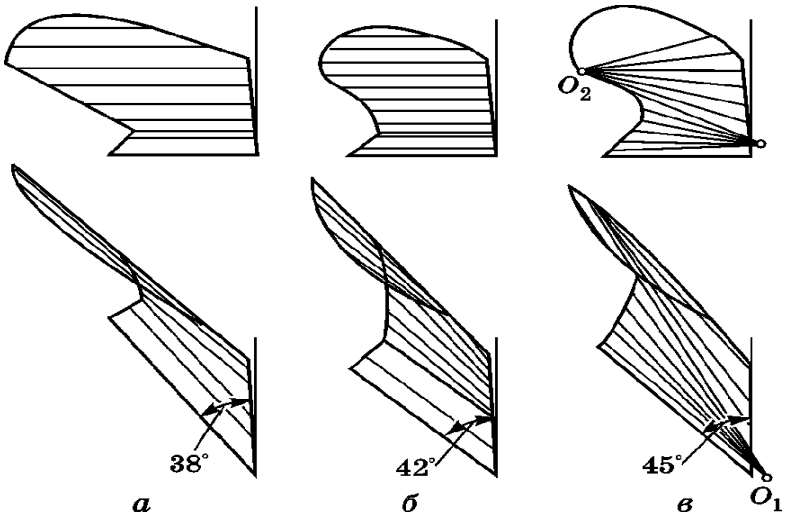


Рис. 1.39. Схеми плужних корпусів для роботи на підвищених швидкостях:
а — до 8 км/год; *б* — 9...12 км/год; *в* — з комбінованою робочою поверхнею

Із підвищенням робочої швидкості плуга збільшується швидкість піднімання скиби за робочою поверхнею, що може призвести до пересипання ґрунту через полицю. Тому висоту напрямної параболи слід брати дещо більшою. Щоб запобігти задиранню верхньої грані скиби борозенним обрізом полиці, роблять спеціальний виріз у борозенному обрізі полиці.

Ці робочі поверхні будують так само, як і поверхні культурного типу.

Швидкісні корпуси з такими параметрами робочих поверхонь мають значно більшу довжину, ніж звичайні корпуси, для роботи на швидкості 4...5 км/год завдяки зменшенню кутів між твірними і стінкою борозни. Це зумовлює збільшення металомісткості плуга. Щоб уникнути цього, запропоновано корпуси з комбінованими робочими поверхнями. Вихідними параметрами для цих поверхонь є кути $\gamma_0 = 45°$ і $\varepsilon_0 = 25°$ (рис. 1.39*в*). Робоча поверхня таких плужних корпусів є комбінацією двох конічних і циліндроїдальної поверхонь. Леміш і нижня частина грудей полиці є конічною поверхнею, вершина O_1 конуса якої розміщена біля польового обрізу лемеша. З цією поверхнею плавно сполучена поверхня верхньої частини полиці, що також має конічну форму, вершина O_2 якої лежить біля борозенного обрізу. Крило має циліндроїдальну робочу поверхню з похилими

твірними. Така робоча поверхня забезпечує якісну оранку на швидкості 8...12 км/год з порівняно невеликим тяговим опором.

Робота плугів на підвищених швидкостях супроводжується деяким виглибленням корпусів, тому для забезпечення заданої глибини оранки плуг слід попередньо встановити на 1...3 см глибше. Остаточну глибину оранки встановлюють на перших проходах орного агрегату.

1.2.8. Сили, що діють на плужний корпус

Під час роботи на плужний корпус діють елементарні нормальні й дотичні сили, які в різних точках його робочої поверхні мають різний напрямок і значення, тобто є просторовою системою сил. Така система не може бути зведена до однієї рівнодійної сили. Із теоретичної механіки відомо, що в загальному випадку просторова система сил може зводитися до головного вектора і головного моменту. Така силова характеристика плужного корпусу складна і незручна для вирішення деяких практичних завдань.

Для визначення стійкості руху плуга за глибиною і шириною захвату, тиску на польову дошку тощо слід знати триплощинну силову характеристику, тобто значення, напрямок і точку прикладання сил до плужного корпусу в трьох площинах проекцій.

У площинах координат *xOy, xOz, yOz* сумарну дію елементарних сил опору ґрунту можна подати однією результуючою силою певного значення і напрямку.

При переміщенні плужного корпусу в напрямку осі *x* у горизонтальній площині *xOy* (рис. 1.40*а*) сумарна сила $R'_{xy} = \sqrt{R_x^{\,2} + R_y^{\,2}}$, у поздовжньо-вертикальній площині *xOz* (рис. 1.40*б*) сила $R'_{xz} = \sqrt{R_x^{\,2} + R_z^{\,2}}$, у поперечно-вертикальній площині *yOz* (рис. 1.40*в*) сила $R'_{yz} = \sqrt{R_y^{\,2} + R_z^{\,2}}$.

Напрямки дії цих сил відповідно становлять

$$\theta = \operatorname{arctg}\frac{R_y}{R_x};\ \psi = \operatorname{arctg}\frac{R_z}{R_x};\ \xi = \operatorname{arctg}\frac{R_z}{R_y}.$$

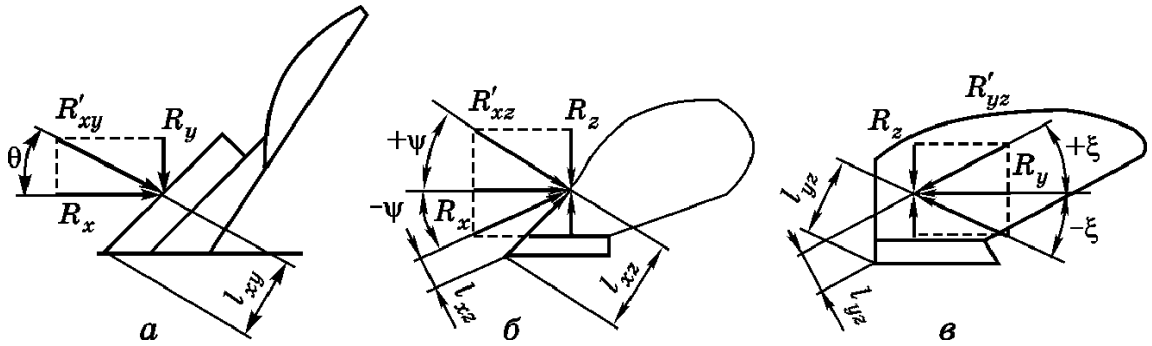


Рис. 1.40. Силова характеристика плужного корпусу в площинах:
а — горизонтальній (xOy); *б* — поздовжньо-вертикальній (xOz);
в — поперечно-вертикальній (yOz)

Плечима цих сил відносно носка лемеша відповідно є l_{xy}, l_{xz}, l_{yz}, які визначають графічним способом.

Усі ці параметри можна визначити просторовим динамометруванням плужного корпусу. Результати динамометрування культурного корпусу показують наступне.

Сила R'_{xy} що є в горизонтальній площині, спрямована під кутом $\theta = 15...25°$ до осі x, а плече $l_{xz} = (0,3...0,5)b$, де b — ширина захвату корпусу.

Сила R'_{xz} що є в поздовжньо-вертикальній площині, спрямована під кутом $\psi = \pm 12°$ до осі x. За додатного значення кута ψ плече $l_{xz} = 0,5a$ і за від'ємного — $l_{xz} = 0,33a$, де a — глибина оранки.

Сила R'_{yz}, що є в поперечно-вертикальній площині, спрямована під кутом $\xi = \pm 45°$ до осі y. За додатного значення кута ξ плече $l_{yz} = 0,5b$, а за від'ємного — $l_{yz} = 0,75b$.

Отримані числові значення кутів θ, ψ, ξ, під якими спрямовані сили R'_{xy}, R'_{xz} і R'_{yz}, просторовим динамометруванням, а також залежностями, що випливають із рис. 1.40, дають змогу встановити числові залежності між силами R_x, R_y, R_z.

Так, підставивши значення кута θ у формулу $R_y = R_x \mathrm{tg}\theta$, отримаємо:

$$R_y = R_x \mathrm{tg}(15...25^\circ) = (0,25...0,45)R_x \qquad (1.30)$$

Підставивши значення кута ψ у формулу $R_z = R_x \mathrm{tg}\psi$, дістанемо:

$$R_z = R_x tg(\pm 12^\circ) = \pm 0,2R_x. \qquad (1.31)$$

Отже, знаючи значення однієї з трьох сил, можна легко обчислити значення двох інших. Для цього найзручніше користуватися силою R_x, оскільки вона є тяговим опором плужного корпусу і її значення можна визначити під час динамометрування плуга.

Значення сили R_x обчислюють за результатами динамометрування:

$$R_x = \frac{\eta R_{\text{пл}}}{n}, \qquad (1.32)$$

де $\eta = 0,6...0,8$ — коефіцієнт корисної дії плуга; $R_{\text{пл}}$ — тяговий опір плуга; n — кількість корпусів.

Тяговий опір плуга залежить від технологічних, фізико-механічних властивостей ґрунту, глибини оранки, типу і параметрів робочих поверхонь, швидкості руху плуга та гостроти леза лемеша.

Зміну сил R_x, R_y, R_z залежно від глибини оранки a показано на рис. 1.41, з якого видно, що бокова сила R_y становить близько 1/3 від сили R_x. Значення сили R_z змінне, воно може бути додатним і від'ємним.

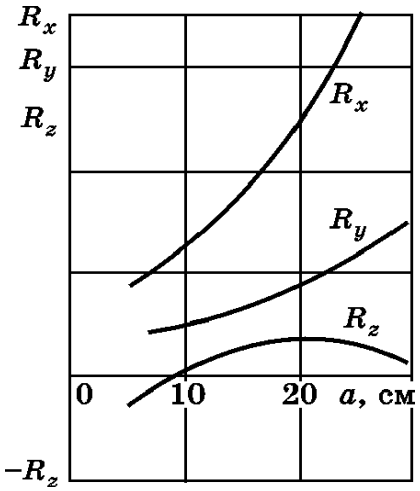


Рис. 1.41. Залежність сил R_x, R_y і R_z плужного корпусу від глибини оранки

1.2.9. Тяговий опір плуга

Тяговий опір є однією з основних енергетичних характеристик плуга. Оскільки оранка є найбільш енергоємним технологічним процесом у сільськогосподарському виробництві, вона заслуговує на особливу увагу як в практичному, так і в конструкторському і теоретичному аспектах.

Академік В.П. Горячкін дійшов висновку, що на опір плуга впливають три сили: сили тертя плуга об ґрунт, сили, що ідуть на деформацію ґрунту і сили, що витрачаються на відкидання скиби ґрунту вбік.

Для визначення сили опору плуга розглянемо сили, що діють під час роботи у вертикальній площині, в якій діє також сила тяги плуга. До таких сил належать сила тяги плуга P (рис. 1.42), спрямована під кутом α до горизонту, сила ваги G, реакція N, складова R сили тиску скиби на робочу поверхню плужного корпусу, сила тертя fN_0 і складова p сили на відкидання скиби вбік.

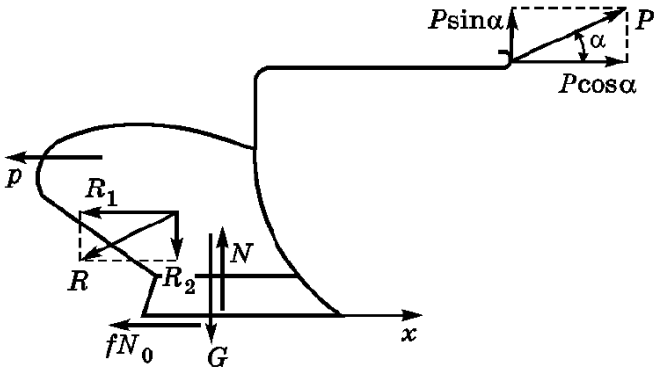


Рис. 1.42. Схема сил, що діють на плуг у поздовжньо-вертикальній площині

Розкладемо силу P на горизонтальну $P\cos\alpha$ і вертикальну $P\sin\alpha$ складові, а також силу R відповідно на R_1 і R_2.

Спроектуємо всі сили на напрямок осі x:

$$\sum x = P\cos\alpha - R1 - fN_0 - p = 0.$$

Звідси $$P\cos\alpha = R_1 + fN_0 + p.$$

Визначимо силу N_0 і підставимо в цю рівність. Сила N_0 — це сила, яка створює силу тертя fN_0. Її визначимо за залежністю

$$N_0 = G + R_2 - N - P\sin\alpha.$$

Після підставлення значення сили N_0 матимемо:

$$P\cos\alpha = R_1 + f(G + R_2 - N - P\sin\alpha) + p.$$

Розв'язавши отриману рівність відносно сили P, дістанемо:

$$P(\cos\alpha + f\sin\alpha) = fG + R_1 + fR_2 - fN + p.$$

Сили, горизонтальна R_1 та вертикальна R_2 складові і реакція N залежать від товщини a і ширини b скиби, яку піднімає плуг. Тому, ввівши коефіцієнти K_1, K_2 і K_3, можна ці сили виразити так:

$$R_1 = K_1ab; R_2 = K_2ab; N = K_3ab.$$

Підставивши ці вирази у попереднє рівняння, отримаємо:

$$P(\cos\alpha + f\sin\alpha) = fG + (K_1 + K_2f + K_3f)ab + p.$$

Суму коефіцієнтів за ab можна замінити одним коефіцієнтом K_0, тоді це рівняння набере вигляду

$$P(\cos\alpha + f\sin\alpha) = fG + K_0ab + p. \qquad (1.33)$$

Розглянемо силу p, що витрачається на відкидання скиби. Ця сила витрачається на надання кінетичної енергії (живої сили) скибі. За секунду по полиці пройде скиба завдовжки v, яка дорівнює швидкості руху плуга. Об'єм цієї скиби буде abv, а її вага $abv\gamma$, де γ — об'ємна вага ґрунту.

Якщо маса цієї скиби $\frac{abv}{g}\gamma$, то жива сила, що надається скибі,

$$\frac{abv}{g}\gamma\frac{v^2}{2}.$$

Відомо, що жива сила — це робота за секунду сили p на шляху S. Тоді можна записати:

$$pS = \frac{abv}{g}\gamma\frac{v^2}{2}.$$

Оскільки $S=v$, то $$pv = \frac{abv}{g}\gamma\frac{v^2}{2}.$$

Звідси $$p = \frac{\gamma abv^2}{2g}.$$

Після перетворення залежності (1.33) і підставлення значення p матимемо:

$$P = \frac{f}{\cos\alpha + f\sin\alpha}G + \frac{K_0 ab}{\cos\alpha + f\sin\alpha} + \frac{\gamma abv^2}{2g(\cos\alpha + f\sin\alpha)}.$$

Якщо $f/(\cos\alpha + f\sin\alpha)$ замінити коефіцієнтом f_0, $K_0/(\cos\alpha+f\sin\alpha)$ — коефіцієнтом K, а $\gamma/2g(\cos\alpha+f\sin\alpha)$ — коефіцієнтом ε, то отримаємо:

$$P = f_0 G + Kab + \varepsilon abv^2. \qquad (1.34)$$

Академік В.П. Горячкін цю формулу назвав раціональною, бо вона виражена раціональним алгебричним виразом і суть її є раціональною з погляду механіки.

Перший член раціональної формули тягового опору плуга виражає опір, пропорційний силі ваги G і коефіцієнту пропорційності f, який визначається за протягування плуга у відкритій борозні. В.П. Горячкін до цього опору відніс опір тертя об дно борозни і втулок коліс об осі, опір перекочування коліс по полю. Цю сукупність опорів він назвав «мертвим опором».

Другий член виражає опір, зумовлений деформацією скиби завтовшки a і завширшки b, а коефіцієнт K є питомим опором ґрунту, який виражається у ньютонах на квадратний метр (Н/м^2).

Третій член є опором, який пов'язаний із наданням кінетичної енергії (живої сили) часточкам скиби завтовшки a і завширшки b за швидкості v руху плуга. Коефіцієнт ε залежить від параметрів (геометричної форми) робочої поверхні плужного корпусу та властивостей ґрунту і виражається в ньютон-секундах у квадраті на метр у четвертому ступені (Н•с^2/м^4).

Горячкін В.П. та інші дослідники значення коефіцієнтів f_0, K і ε визначали динамометруванням плугів у різних ґрунтових умовах. У багатьох випадках вони були нестійкими. За даними В.П. Горячкіна, вони мають такі значення: f_0 = 0,5 для стернища і f_0 = 1,0 для конюшинища; K = 20 kН/м^2 на легких, 30000 Н/м^2 на середніх і 40...50 kН/м^2 на важких ґрунтах; ε = 1500...2000 Н•с^2/м^4.

Ураховуючи складність і трудомісткість отримання коефіцієнтів раціональної формули і нестійкість навіть їхніх середніх значень, визначених динамометруванням, запропоновано інші формули. Однією з найпростіших в експлуатаційних і конструкторських розрахунках тягового опору плуга є формула:

$$P = Kab, \qquad (1.35)$$

де K — питомий опір плуга; a і b — розміри поперечного перерізу скиби.

Із цієї залежності можна записати:

$$K = \frac{P}{ab}.$$

Якщо чисельник і знаменник правої частини отриманої формули помножити на швидкість *v*, то ця формула набере вигляду:

$$K = \frac{Pv}{abv}. \tag{1.36}$$

У цій залежності чисельник є потужністю або секундною роботою, а знаменник — секундним об'ємом ґрунту, який піднімає плуг. Тобто коефіцієнт *K* є витратою енергії на одиницю об'єму, що обробляється плугом.

Коефіцієнт корисної дії плуга (ККД) є відношенням корисного опору, тобто опору, пов'язаного з виконанням технологічного процесу, до повного тягового опору.

За раціональною формулою повний тяговий опір плуга складається з трьох членів. Перший член цієї формули f_0G є «мертвим опором». Енергія, витрачена на його подолання, вважається непродуктивною. Другий і третій члени $Kab + \varepsilon abv^2$ — це корисний опір, тобто енергія, витрачена на його подолання, є продуктивною. Отже, формула для визначення ККД плуга має вигляд:

$$\eta = \frac{Kab + \varepsilon abv^2}{f_0G + Kab + \varepsilon abv^2},$$

або

$$\eta = \frac{(K + \varepsilon v^2)ab}{f_0G + (K + \varepsilon v^2)ab}. \tag{1.37}$$

Коефіцієнт корисної дії плуга можна виразити у такому вигляді:

$$\eta = \frac{P - f_0G}{P} = 1 - \frac{f_0G}{f_0G + (K + \varepsilon v^2)ab}. \tag{1.38}$$

Як бачимо із формули (1.37), на ККД плуга крім умов роботи впливає вага плуга. Для причіпних плугів ККД становить 0,75...0,55, а для начіпних — 0,8...0,6, оскільки вони мають меншу вагу. Коефіцієнт корисної дії плуга характеризує доцільність використання у певній конструкції витраченого металу на його виготовлення.

1.2.10. Обґрунтування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга

Вихідними даними для проектування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга є тягове зусилля трактора $P_т$, з яким агрегатуватимуть плуг, ширина захвату *b* одного плужного корпусу, глибина обробітку *a*, питомий опір ґрунту *K* і кут γ_0 між лезом лемеша та стінкою борозни.

Проектування схеми плуга починають із визначення кількості корпусів n за формулою:

$$n = \eta \frac{P_{\text{т}}}{Kb}, \tag{1.39}$$

де η = 0,80...0,95 — коефіцієнт використання тягового зусилля трактора; $P_{\text{т}}$ — тягове зусилля трактора, Н; b — ширина захвату плужного корпусу, см; K — питомий опір ґрунту, Н/см^2.

Після визначення кількості корпусів будують схему плуга. Побудову починають з горизонтальної проекції, на якій проводять на одну більше горизонтальних ліній, ніж кількість корпусів з відстанню між ними, що дорівнює ширині захвату b корпусу. Як приклад, на рис. 1.43 подано схему для чотирикорпусного плуга. З точки A_1 під кутом γ_0 до лівої лінії проводимо лезо лемеша останнього плужного корпусу, яке має довжину, що дає змогу забезпечити перекриття Δb = 2 см.

Відстань між корпусами l визначають за залежністю:

$$l = btg(\gamma_0 + \varphi), \tag{1.40}$$

де φ — кут тертя ґрунту об сталь.

Рекомендується вибирати такі параметри: l = 70 см за b = 30 см, l = 75 см за b = 35 см і l = 80 см за b = 40 см.

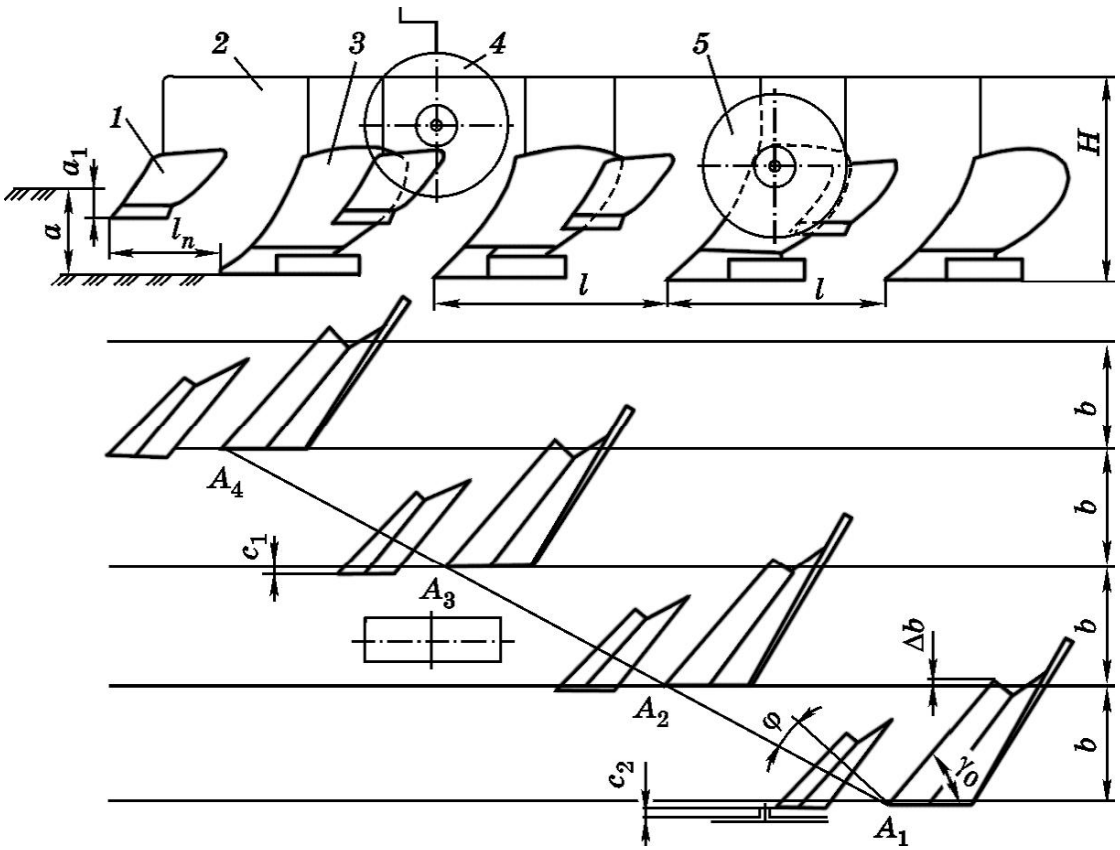


Рис. 1.43. Схема розміщення робочих органів на рамі чотирикорпусного начіпного плуга:

1 — передплужник; *2* — рама; *3* — плужний корпус; *4* — опорне колесо; *5* — дисковий ніж

Для графічного визначення положення корпусів із точки A_1 проводять лінію, відхилену ліворуч від нормалі до лінії лемешів на кут φ. Ця лінія перетинається з горизонталями у точках A_2, A_3, A_4, які будуть початком носків лемешів передніх плужних корпусів.

Перед корпусами спереду на відстані l_n установлюють передплужники. Ця відстань має забезпечувати вільне проходження скиби між передплужником і корпусом. Залежно від глибини оранки беруть l_n = 300...350 мм. Польовий обріз передплужника має виходити в поле на c_1 = 5...10 мм, щоб повторно стінка борозни не обрізалася польовим обрізом плужного корпусу. На глибину передплужник установлюють так, щоб він підрізав задернілий шар ґрунту. Як правило, a_1 = 10...12 см.

Дисковий ніж установлюють перед передплужником так, щоб вісь обертання диска була напроти носка лемеша передплужника або на 5 см уперед під час роботи на підвищених швидкостях. Площина обертання диска має бути винесена вбік незораного поля на c_2 = 15...20 мм. На глибину дисковий ніж установлюють так, щоб його маточина не дотикалася до поверхні поля на 1...2 см. Це встановлення має забезпечувати підрізання скиби на 2...3 см більше, ніж підрізує передплужник.

У начіпних плугах у поздовжній площині опорне колесо розміщується напроти незораного поля між переднім і заднім корпусами. Вісь обертання колеса має бути ззаду від носка переднього корпусу на 1/3 відстані між переднім і заднім корпусами. Напівначіпні плуги, як правило, обладнують опорним і заднім колесами. Опорне колесо розміщують між першим і другим корпусами, а заднє — за останнім корпусом.

Із горизонтальної проекції розміщення робочих органів переносять на вертикальну.

Висоту H центра рами чи гряділів від опорної площини корпусів визначають за умови усунення забивання між рамою і поверхнею поля рослинними рештками:

$$H = a + b + \frac{c}{2}, \tag{1.41}$$

де a — розрахункова глибина оранки; b — ширина захвату плужного корпусу; c — висота вертикальної полиці рами чи гряділя.

Рама є основною складовою плуга, до якої кріплять усі робочі органи, колеса і начіпний або причіпний пристрій. Раму виготовляють із окремих гряділів, які зв'язані розпірками, або у вигляді суцільного трубчастого бруса.

1.2.11. Умови рівноваги плуга

Якість оранки значною мірою залежить від рівноваги плуга у поздовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах.

Розглядаючи рівновагу плуга, вважатимемо, що плуг рухається прямолінійно і зі сталою швидкістю. Під час побудови напрямок

координатної осі x візьмемо за напрямком проведеної борозни, осі y — перпендикулярно до площини стінки борозни, осі z — по вертикалі вгору. При цьому всі активні й пасивні сили, що діють на плуг, зокрема й розподілені сили опору ґрунту робочим органам, зосереджено і прикладено в певних точках плуга.

Залежно від способу приєднання до трактора плуг може мати від двох до чотирьох можливих переміщень. Найбільше переміщень має причіпний плуг. Для фіксації в певному положенні відносно поверхні поля і стінки борозни плуг має мати стільки опорних пристроїв, стільки він має переміщень. Зазвичай плуги мають набагато більше опор. Так, начіпний чотирикорпусний плуг, приєднаний до трактора за допомогою навісного механізму, має два переміщення відносно трактора (можливість повернутися біля осей y і z) і дев'ять опор, якими плуг дотикається до дна і стінки борозни і поверхні поля, тоді як потрібно лише дві опори.

Отже, сучасні плуги є статично невизначеними системами, що ускладнює їх регулювання під час роботи і унеможливлює проведення розрахунків без певних припущень.

Польові дошки і опорні колеса є однобічними зв'язками плуга, тому умова його рівноваги полягає в тому, щоб реакція опор не дорівнювала нулю.

Умови рівноваги плуга можна визначити як аналітично, так і графічно. Як об'єкт розрахунку візьмемо трикорпусний плуг, навішений за допомогою стандартного навісного механізму на гусеничний трактор. Оскільки завдання є статично невизначеним, скористаємося додатковими умовами, які запропонував професор Г.М. Синєоков:

- польові дошки плужних корпусів не дотикаються до дна борозни, що відбувається під час обладнання плуга долотоподібними лемешами;
- усі польові дошки мають однакову довжину;
- усі плужні корпуси і польові дошки однаково навантажені;
- рівновагу плуга в горизонтальній площині забезпечують лише польові дошки;
- коефіцієнт опору перекочування μ колеса сталий, його значення не змінюється за різних навантажень на колесо;
- значення коефіцієнта тертя f ґрунту об сталь відоме.

Згідно з додатковими умовами зусилля, прикладені до робочих поверхонь усіх плужних корпусів, однакові. Це дає змогу замінити сили і моменти, які прикладені до цих корпусів, рівнодійною силою і сумарним моментом, прикладеними до середнього корпусу. Завдяки однаковій довжині польових дощок усіх корпусів сумарну силу F можна прикласти до польової дошки середнього корпусу.

Прийняті припущення дають можливість розглядати плуг як статично визначену систему, а отже, визначити сили S, $N_л$, $N_п$ у ланках навісного механізму і сили T у тягах вантажного вала, а також силу Q, прикладену до

обода колеса, і сумарну силу F, що прикладена до польової дошки середнього корпусу.

Заданими силами є вага плуга G, головний вектор сил опору плуга R і динамічний момент M_0 (зведений момент).

Три проекції схеми трикорпусного начіпного плуга і сили, що діють на нього, показано на рис. 1.44.

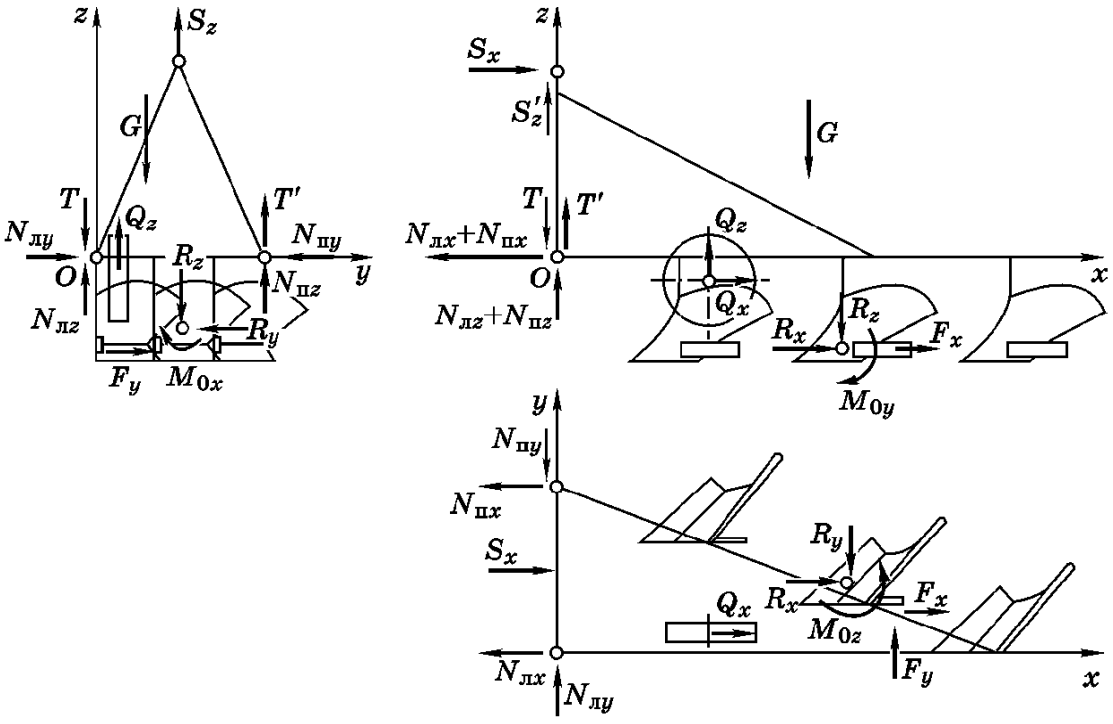


Рис. 1.44. Схема сил, що діють на трикорпусний начіпний плуг

Центр координат лежить на середині лівої цапфи осі підвіски. Тяги навісного механізму замінено відповідно напрямленими силами S, $N_л$ і $N_п$. Напрямок дії сил T і T' у тягах горизонтального вала (в розкосах навісного механізму) умовно прийнято вертикальним, прикладеним до осі підвіски плуга в точках, що відповідають центрам приєднання шарових шарнірів нижніх ланок навісного механізму. Таке припущення справедливе, оскільки сили T і T', які однакові за значенням, але різні за напрямком, потрібні лише для визначення моменту, що утримує плуг від повороту біля осі x. Координати точок прикладання сил відомі з розмірів плуга.

Щоб забезпечити рівновагу плуга, потрібно, аби сума проекцій сил, які діють на кожну з трьох координатних осей, і сума моментів цих сил відносно кожної з цих осей дорівнювали нулю, тобто слід скласти шість рівнянь.

Сума проекцій сил становитиме:

$$R_x + Q_x + F_x + S_x - N_{лx} - N_{пx} = 0;$$
$$F_y - R_y + N_{лy} - N_{пy} = 0;$$
$$T' - T + N_{пy} + N_{лy} + Q_z + S_z - R_z - G = 0.$$

Сума моментів відносно осей координат:

$$Q_z y_Q - G y_G + F_y z_F - R_y z_R - R_z y_R + S_z y_S + \\ + N_{\text{п}\,z} y_N + T' y_T - M_{0y} = 0;$$

$$Q_z x_Q + Q_x z_Q - S_x z_S + R_x z_R - R_z x_R + F_x z_F - G x_G - M_{0y} = 0;$$

$$N_{\text{пх}} y_N - S_x y_S - Q_x y_Q - R_x y_R - R_y x_R + F_y x_F - F_x y_F + M_{0x} = 0.$$

Ураховуючи, що $T = T'$, $Q_x = \mu Q_z$ (μ – коефіцієнт перекочування), $F_x = f F_y$ і відомі співвідношення між R_x, R_y, R_z, а також значення кутів, які характеризують напрямок ланок навісного механізму у відповідних площинах проекцій, можна у наведених рівняннях зробити відповідні заміни та перетворення і розв'язати як систему лінійних рівнянь.

Проте аналітичний спосіб визначення опорних реакцій і зусиль у ланках механізмів дуже трудомісткий, тому перевагу віддають графічному способу розрахунків.

Суть графічного способу визначення опорних реакцій начіпних і напівначіпних плугів полягає в тому, що в певному масштабі будують проекції конструктивної схеми орного агрегату в двох чи трьох координатних проекціях. У двох проекціях будують схеми, за якими плуг агрегатують з гусеничним чи колісним трактором, усі колеса чи гусениці якого переміщуються в одній площині на незораному полі. Якщо праві колеса чи права гусениця трактора переміщуються дном борозни, то будують третю проекцію у вертикально-поперечній площині.

Заданими силами за цього способу є вага плуга G і сили R_{xy}, R_{xz}, R_{yz}, значення яких визначають із співвідношення між ними і тяговим опором.

На схемі наносять вектори відомих сил, а також точки і напрямки дії сил, які треба визначити. Після цього будують багатокутник сил (по одному на кожну координатну площину), тобто здійснюють геометричне додавання векторів сил. Додавання сил можна здійснювати у будь-якому порядку, проте останніми мають бути дві сили — опорна реакція і рівнодійна сила опору, значення яких невідоме, але відомий напрямок їх дії. При цьому багатокутник сил має бути замкненим, а рівнодійна всіх сил має проходити через миттєвий центр обертання начіпного плуга або через точку причепа, якщо плуг причіпний. Замкнений багатокутник сил доводить те, що сума проекцій сил дорівнює нулю, а проходження рівнодійної сили через миттєвий центр означає, що сума моментів сил також дорівнює нулю. Отже, плуг перебуває у зрівноваженому стані.

Розглянемо визначення опорних реакцій і зусиль у ланках навісного механізму на прикладі трикорпусного плуга, приєднаного до гусеничного трактора стандартним навісним механізмом, за якого плуг має два вільні переміщення. Обидві гусениці трактора переміщуються на поверхні незораного поля.

Розрахунок починаємо з побудови у певному масштабі проекцій схеми плуга в поздовжньо-вертикальній *xOz* і горизонтальній *xOy* площинах (рис. 1.45).

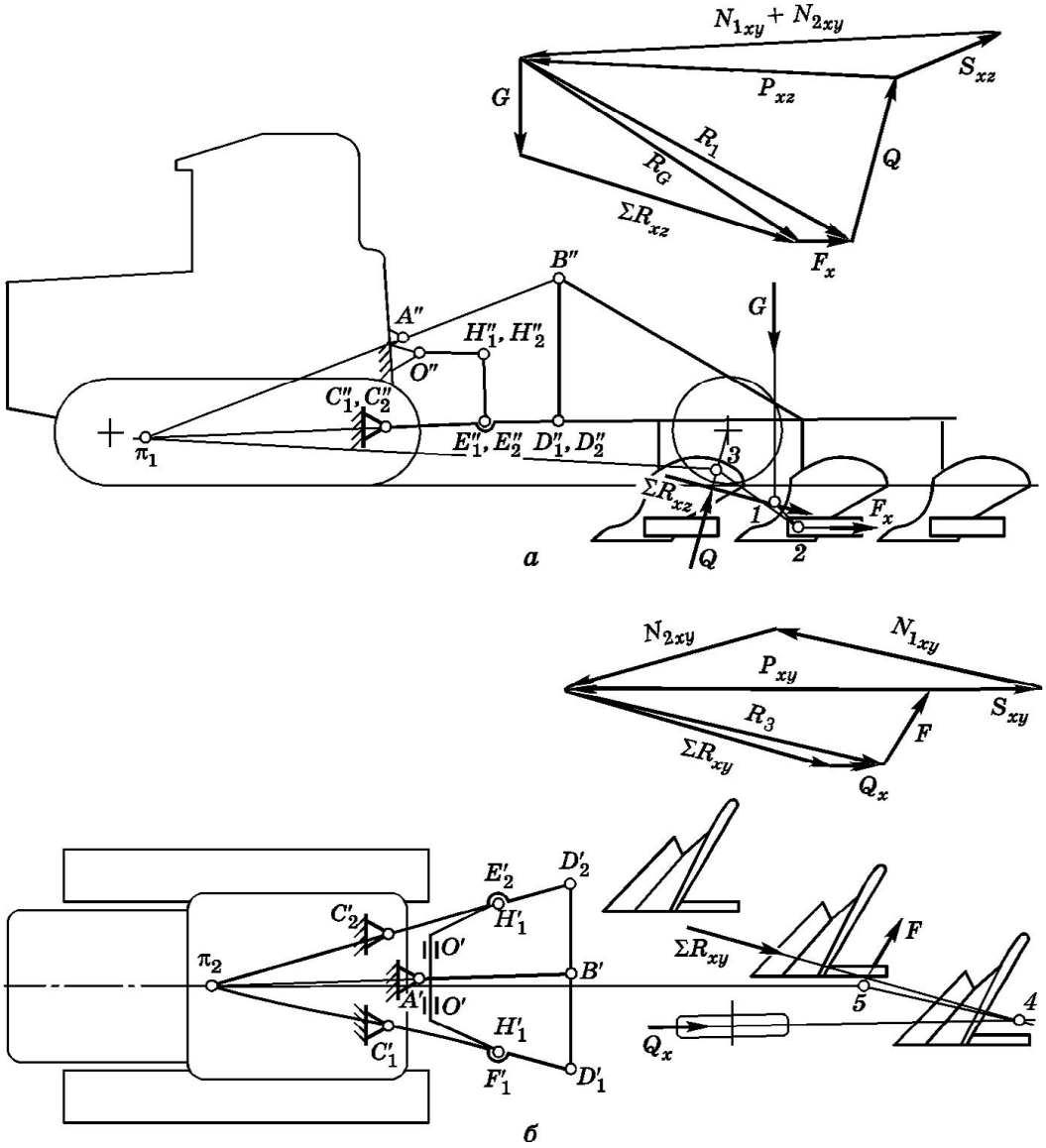


Рис. 1.45. Схема сил, що діють на плуг:
а — у поздовжньо-вертикальній площині xOz;
б — у горизонтальній площині xOy

Розглянемо рівновагу плуга у поздовжньо-вертикальній площині. У цій площині на плуг діє сила ваги G, реакція ґрунту на робочі поверхні плужних корпусів $\sum R_{xz}$, сила тертя польових дощок об стінку борозни F_x, реакція ґрунту на опорне колесо Q та сила тяги P_{xz}.

Як зазначалося, графічним методом можна визначити лише дві сили: силу реакції ґрунту на опорне колесо Q і рівнодійну всіх сил опору R_{xz} (за умови, що лінії дії їх відомі). Сили G, $\sum R_{xz}$ і F_x мають бути відомі або обраховані.

Силу ваги плуга G беремо із його технічної характеристики або визначаємо за залежністю:

$$G = qabn, \tag{1.42}$$

де q = 2,2...3,0 — відносна маса плуга, т/м^2; a і b — відповідно товщина і ширина скиби; n — кількість корпусів.

Для визначення сили $\sum R_{xz}$ спочатку знаходимо силу R_x одного корпусу за формулою:

$$R_x = Kab,$$

де K — питомий опір ґрунту.

Потім зі співвідношення між R_x і R_z визначаємо за формулою (1.31):

$$R_z = R_x \text{tg}\ \psi = \pm 0{,}2R_x.$$

Знаючи R_x і R_z, визначаємо модуль R_{xz} за формулою:

$$R_{xz} = \sqrt{R_x^{\,2} + R_z^{\,2}}.$$

Напрямок дії цієї сили:

$$\psi = \text{arctg}\frac{R_z}{R_x}.$$

Для визначення сили $\sum R_{xz}$ скористаємося припущенням, що всі корпуси навантажені однаково, тоді рівнодійна всіх корпусів:

$$\sum R_{\text{xz}} = \text{n}R_{\text{xz}}\ ,$$

де n — кількість корпусів.

Вважають, що ця сила прикладена до середнього корпусу на висоті 0,5a від дна борозни під кутом ψ до горизонту ґрунту. Сила тертя польової дошки одного корпусу об стінку борозни F_x' залежить від бокової складової сили опору корпусу R_y і коефіцієнта тертя f ґрунту об сталь:

$$F_x' = fR_y\ .$$

Відповідно до співвідношення між R_y і R_x із залежності (1.30) визначаємо R_y:

$$R_y \approx 1/3R_x.$$

Тоді, взявши орієнтовно f = 0,5, матимемо:

$$F_x' \approx R_x/6.$$

Якщо польові дошки всіх корпусів мають однакову довжину, то сумарна сила тертя:

$$F_x = nR_x/6.$$

Вважатимемо, що її прикладено на кінці польової дошки середнього плужного корпусу під кутом тертя φ до нормалі.

Напрямок реакції ґрунту на опорне колесо визначаємо за коефіцієнтом перекочування μ:

$$\mu = \text{tg}\delta.$$

Коефіцієнт μ беруть таким, що дорівнює 0,1 на щільних і 0,2 на розпушених ґрунтах, що відповідає 9° і 12° кута δ.

Визначені сили наносимо на проекцію схеми плуга в поздовжньо-вертикальній площині (рис. 1.45*а*). Силу ваги G прикладаємо в центрі ваги плуга, реакцію Q опорного колеса напрямляємо через вісь колеса під кутом δ до вертикалі, рівнодійну $\sum R_{xz}$ прикладаємо до середнього корпусу на відстані 0,5a від дна борозни під кутом ψ до горизонталі, силу тертя F_x — на кінці польової дошки середнього корпусу.

Після обрахунків крім поздовжньо-вертикальної проекції схеми плуга у вибраному масштабі будуємо схему багатокутника сил. Проводимо вектор сили ваги G, із його кінця — вектор сили $\sum R_{xz}$.

З'єднавши початок вектора G з його кінцем $\sum R_{xz}$, отримаємо напрямок і значення рівнодійної R_G цих сил. Після цього на схемі плуга через точку *1* перетину лінії дії сил G і $\sum R_{xz}$ проводимо пряму, паралельну силі R_G, до перетину її напрямком дії сили тертя F_x у точці *2*.

На багатокутнику сил із кінця вектора R_G відкладаємо вектор сили тертя F_x. У результаті додавання отримаємо рівнодійну R_1.

На схемі плуга через точку *2* проводимо лінію, паралельну силі R_1, до перетину її з лінією дії сили Q у точці *3*, у якій прикладена рівнодійна R'_{xz} усіх сил опору плуга G, $\sum R_{xz}$, F_x і Q. Вона врівноважується силою тяги P_{xz}, що проходить через точку *3* і миттєвий центр обертання плуга π_1. З'єднавши точки *3* і π_1 прямою, отримаємо лінію дії сили тяги P_{xz} і сили опору плуга R'_{xz} які однакові за значенням, але протилежні за напрямком дії.

Для визначення значення сил Q, P_{xz} і R'_{xz} скористаємося багатокутником сил. Для цього з кінця вектора R_1 проводимо пряму лінію, паралельну напрямку дії сили Q, а із початку вектора G — лінію, паралельну π і *3*. Точку перетину дають відрізки, які у прийнятому масштабі визначають силу реакції Q опорного колеса і сил P_{xz} і R'_{xz}.

Для визначення сил у ланках навісного механізму трактора (S_{xz}, $N_{1xz} + N_{2xz}$) на силовому багатокутнику силу P_{xz} розкладемо на напрямки, паралельні лініям $A''B''$ і $C_1''C_2'' - D_1''D_2''$, і отримаємо значення сил S_{xz}, $N_{1xz} + N_{2xz}$ у ланках навісного механізму (див. рис. 1.45*а*).

Розглянемо рівновагу плуга в горизонтальній площині xOy, у якій на плуг діють такі сили: реакція ґрунту на робочі поверхні плужних корпусів $\sum R_{xy}$, реакція ґрунту Q_x на опорне колесо, реакція стінки борозни на польові дошки F і сила тяги P_{xy}.

Визначаємо сили, які потрібні для побудови багатокутника сил. Реакція ґрунту на робочі поверхні плужних корпусів:

$$\sum R_{xy} = nR_{xy},$$

де n — кількість корпусів; R_{xy} — реакція ґрунту на робочу поверхню одного корпусу:

$$R_{xy} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad \text{де } R_y \approx 0{,}35\, R_x.$$

Напрямок дії сили R_{xy} визначаємо за формулою:

$$\theta = \text{arc tg}\frac{R_y}{R_x}.$$

Реакція ґрунту на опорне колесо Q_x є проекцією Q на горизонтальну площину:

$$Q_x = Q\sin\delta.$$

Реакція F стінки борозни на польові дошки прикладена до кінця польової дошки середнього корпусу під кутом тертя ϕ до нормалі.

Побудову багатокутника сил починаємо з додавання сил $\sum R_{xy}$ і Q_x (рис. 1.45*б*). Отримуємо рівнодійну R_3 і її напрямок. На проекції схеми плуга із точки *4*, що є перетином лінії сил $\sum R_{xy}$ і Q_x, паралельно їх рівнодійній R_3 проводимо пряму до перетину з лінією дії сили F у точці *5*. Точку *5* з'єднуємо з π_2 (миттєвий центр). Таким чином визначаємо лінію дії сили тяги P_{xy}.

У багатокутнику сил через початок і кінець сили R_3 проводимо відповідно лінії, паралельні напрямку π_2–5 і силі F. Точка їх перетину визначатиме значення сил P_{xy} і F.

Сила P_{xy} є рівнодійною проекцій на площину xOy трьох сил S_{xy}, N_{1xy}, N_{2xy}, які сходяться в точці π_2 і сприймаються ланками навісного механізму. Напрямок цих сил і значення сили S_{xy} відомі. Сила S_{xy} дорівнює S_{xz} , значення якої визначене під час розгляду рівноваги плуга у поздовжньо-вертикальній площині. Щоб визначити сили N_{1xy} і N_{2xy} , у багатокутнику сил суміщуємо початок вектора сили S_{xy} з початком вектора сили P_{xy} і наносимо вектор сили S_{xy}. Через її кінець проводимо лінію, паралельну ланці $C_1'D_1'$, а через кінець вектора P_{xy} проводимо лінію, паралельну ланці $C_2'D_2'$. Точка перетину цих ліній відповідає кінцю вектора сили N_{1xy} і початку вектора сили N_{2xy}.

Проекції сил P_{xy} і P_{xz} на вісь x мають бути однаковими, бо інакше слід здійснити коригування силою F, яку брали під час визначення орієнтовно.

Рівновага напівначіпного плуга. Напівначіпні плуги під час роботи підтримуються на двох опорних колесах і навісній системі трактора. Визначення рівноваги напівначіпного плуга таке саме, як і начіпного. При цьому доцільно враховувати, що реакція ґрунту на обидва опорні колеса однакова, тому під час побудови багатокутника сил зображуємо їх однією силою.

1.3. Теорія та розрахунок дискових ґрунтообробних машин і знарядь

До дискових ґрунтообробних машин і знарядь належать такі, які обладнані дисковими робочими органами, а саме: дискові плуги, дискові лущильники, борони і мотики. Характерною ознакою дискових робочих органів є те, що вони в процесі роботи разом із машиною чи знаряддям здійснюють не тільки поступальний рух, а й обертальний за допомогою сил зчеплення з ґрунтом. Під час роботи дискові робочі органи менше забиваються рослинними рештками.

На плугах, лущильниках і боронах найчастіше застосовують сферичні диски (рис. 1.46*а*). Вирізні диски (рис. 1.46*б*) встановлюють на важких боронах, призначених для первинного обробітку важких задернілих ґрунтів.

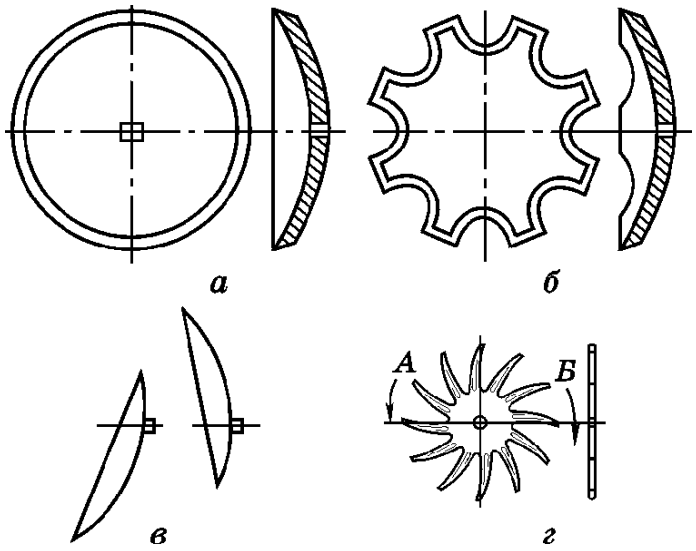


Рис. 1.46. Дискові робочі органи:
а — сферичний диск; *б* — вирізний диск;
в — спарені сферичні диски; *г* — голчастий диск

На лункоутворювачах, які використовують для обробітку ґрунтів, що зазнають водяної ерозії, застосовують спарені сферичні диски (рис. 1.46*в*), які закріплені на вала ексцентрично, причому таким чином, щоб одні повернуті відносно інших на 180°.

Голчастими дисками (рис. 1.46*г*) обладнують мотики, голчасті борони і культиватори.

1.3.1. Основні геометричні параметри дисків

У сучасних ґрунтообробних машинах і знаряддях застосовують диски з постійною кривиною на всіх точках робочої поверхні, тобто сферичні сегменти. Диски зі змінною кривиною, утворені обертанням параболи чи еліпса, широко не застосовують.

Основними геометричними параметрами сферичного диска є його діаметр D (рис. 1.47), радіус кривини сфери диска r, передній кут ε_1, який з ними пов'язаний і дорівнює половині центрального кута дуги діаметрального перерізу диска, кут загострення i, кут нахилу фаски диска до його основи ω, кут різання α, задній кут ε_2 і товщина диска δ. Кожний із цих параметрів має певне технологічне значення.

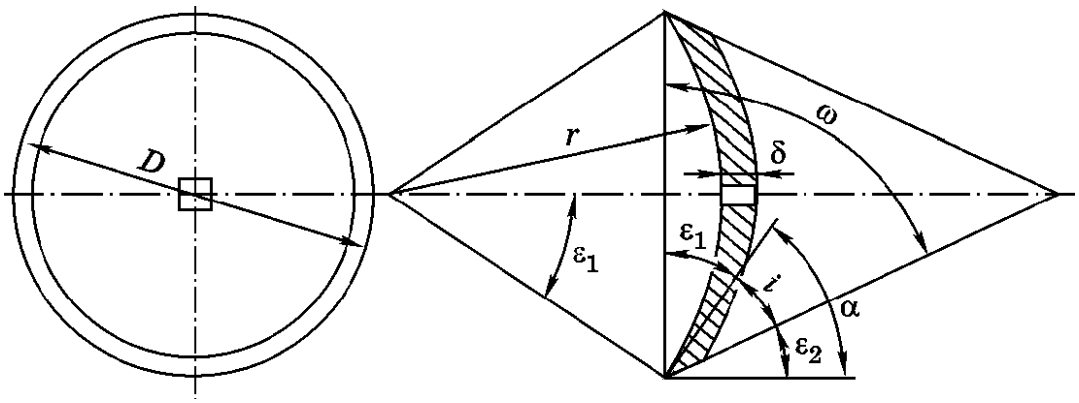


Рис. 1.47. Основні параметри сферичного диска

Діаметр диска D є одним із основних геометричних параметрів. Розміри його безпосередньо пов'язані з глибиною обробітку, причому зі збільшенням діаметра диска погіршується його заглиблення в ґрунт внаслідок зростання вертикальної складової реакції ґрунту. Залежно від умов роботи діаметр диска слід вибирати найменшим із допустимих значень.

Між діаметром диска D і глибиною обробітку a рекомендується таке співвідношення:

$$D = ka, \tag{1.43}$$

де k — коефіцієнт (для плугів k = 3,0…3,5; для борін k = 4,0…6,0 і для лущильників k = 5,0…6,0).

Діаметри дисків стандартизовані. На причіпних дискових плугах установлюють диски діаметром 610…810 мм, на начіпних 580…710, на боронах — 450…660, а на лущильниках — 450…610 мм. Голчасті диски виготовляють діаметром 350, 450 і 520 мм.

Радіус кривини сфери диска r впливає на кришіння, розпушування і обертання скиби. Інтенсивність деформівної дії диска зростає зі зменшенням радіуса кривини. Проте вибір радіуса кривини залежить від діаметра диска D. Як бачимо з рис. 1.47, залежність між D і r має такий вигляд:

$$r = D / 2sin\varepsilon_1 \tag{1.44}$$

де ε_1 — передній кут, що дорівнює половині центрального кута дуги діаметрального перерізу диска.

Для плугів кут ε_1 становить 31…37°, для лущильників 26…32° і борін 22…26°.

Кут загострення i також значно впливає на технологічні властивості роботи диска. Загострюють сферичні диски, як правило, із зовнішнього випуклого боку. Для дисків плугів i = 15…25°, для борін і лущильників — i = 10…20°. Диски, які використовують на твердих ґрунтах, загострюють із внутрішнього боку.

Кут нахилу фаски диска до його основи ω зв'язаний із переднім кутом ε_1 та кутом загострення i :

$$\omega = i + \varepsilon_1. \quad (1.45)$$

Кут різання α залежить від кута загострення i та заднього кута ε_2:

$$\alpha = i + \varepsilon_2. \quad (1.46)$$

Задній кут ε_2 за висотою диска змінюється, що веде до зміни кута різання. Від його значення залежить витрата енергії на обробіток ґрунту і навіть роботоздатність диска. Нормальна робота диска забезпечується тоді, коли величина загострення кута буде позитивною на поверхні поля.

Товщину диска δ визначають за емпіричною формулою:

$$\delta = 0,008D. \quad (1.47)$$

Для дисків, які працюють на важких ґрунтах,

$$\delta = 0,008D + 1$$

1.3.2. Регульовані технологічні параметри та процес роботи дисків

До регульованих параметрів дисків, які мають технологічне значення, належать кут β між площиною обертання диска і напрямком поступального руху знаряддя (кут атаки), кут θ нахилу площини обертання диска від вертикалі або кут між віссю обертання диска і горизонталлю та вага знаряддя (навантаження на диск). Кут нахилу диска до площини обертання є в дискових плугах і становить θ = 15...25°.

Процес роботи. Під час переміщення сферичного диска під кутом β до напрямку руху він завдяки зчепленню з ґрунтом обертається і вирізує з нього скибу еліптичного перерізу (рис. 1.48). Диск, що рухається поряд, також вирізує подібну скибу, внаслідок чого утворюється гребенисте дно.

Диски можуть розміщуватися батареями, як у дискових лущильниках і боронах, так і поодинці — в дискових плугах.

Кут атаки β дисків впливає на процес їх роботи. Що більший кут атаки, то більше кришиться та розпушується ґрунт, краще підрізуються бур'яни і загортається насіння бур'янів. Проте надмірне збільшення кута атаки ускладнює сповзання часточок ґрунту з поверхні диска, а також призводить до скупчення ґрунту перед диском. За невеликих кутів атаки (10...20°) диски розрізують верхній шар ґрунту і лише частково кришать і розпушують його. Так відбувається під час роботи дискових борін. У дискових плугах диски розміщуються під кутом атаки β = 40...45°, у лущильниках — β = 10...35° і боронах — β = 10...22°. Якщо кут атаки становить 10...20°, то дискові лущильники використовують як дискові борони.

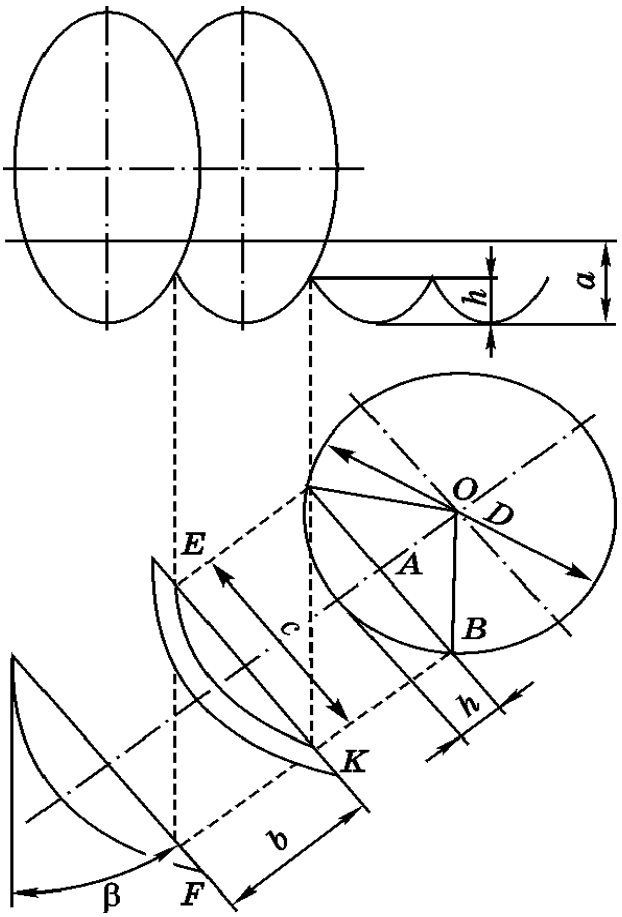


Рис. 1.48. Схема для визначення висоти гребенів

Висота гребенів, що утворюються між проходами дисків, характеризує якість обробітку ґрунту і залежить від діаметра диска *D*, кута атаки β і відстані між дисками *b*. Для визначення взаємозв'язку між цими параметрами скористаємося рис. 1.48. Розглянемо прямокутний трикутник *OAB*, в якому *OB* = *D*/2, *AO* = *D*/2 – *h* і *AB* = *c*/2.

Виходячи з цього, можна записати:

$$\left(\frac{D}{2}\right)^2 = \left(\frac{D}{2} - h\right)^2 + \left(\frac{c}{2}\right)^2.$$

Після перетворення отримаємо:

$$h^2 - Dh + \left(\frac{c}{2}\right)^2 = 0,$$

звідки

$$h_{1,2} = \frac{D}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{D^2 - c^2}.$$

Умову завдання задовольняє лише другий корінь, оскільки *h* не може бути більшою ніж *D*/2, тобто

$$h = \frac{D}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{D^2 - c^2}.$$

Оскільки із трикутника *EFK* $c = b\text{ctg}\,\beta$, то

$$h = \frac{D}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{D^2 - b^2\text{ctg}^2\beta}. \qquad (1.48)$$

Із залежності (1.48) видно, що висота гребенів зі збільшенням кута атаки зменшується. Для якісного обробітку ґрунту нормальною висоту гребенів для плугів вважають $h \le 0{,}4a$, для лущильників — $h \le 0{,}5a$.

Якщо відомо діаметр диска *D*, відстань між дисками *b* і задано висоту гребенів, то можна визначити кут атаки β, користуючись номограмою, розробленою професором Г.М. Синєоковим (рис. 1.49). Порядок визначення на рисунку показано стрілками.

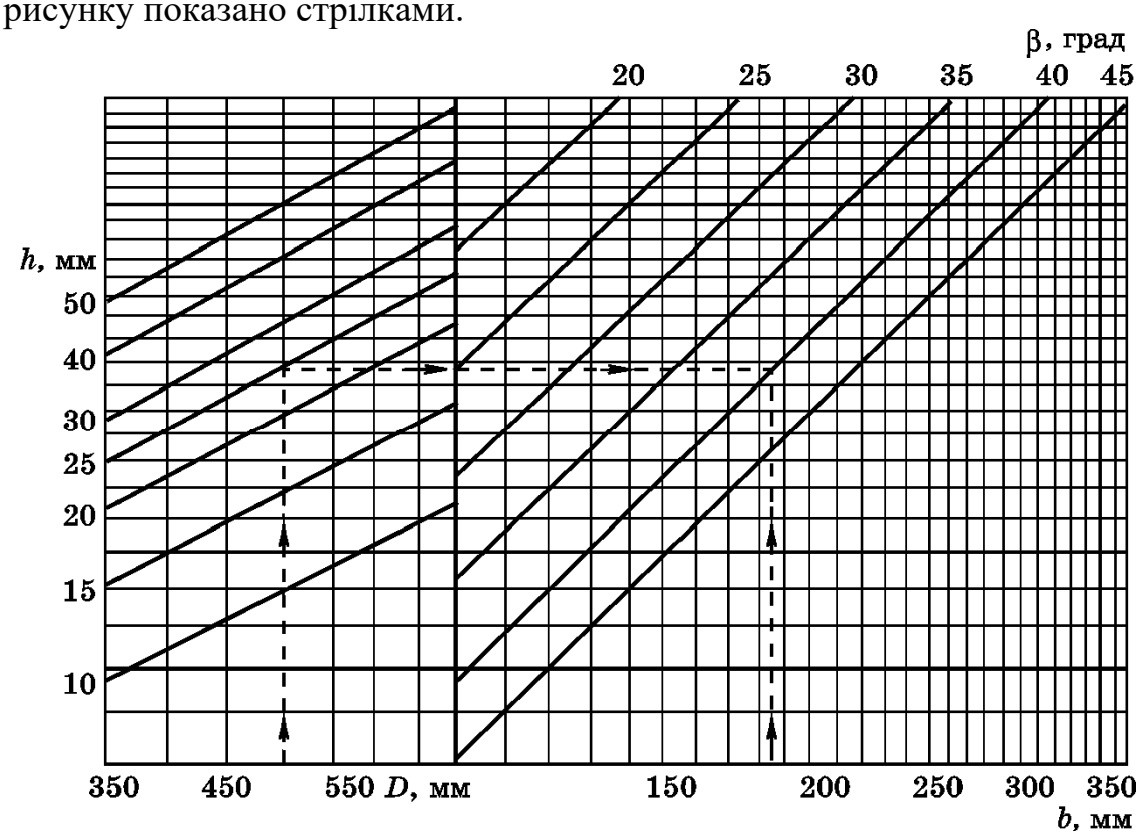


Рис. 1.49. Номограма для визначення кута атаки дискового знаряддя

Відстань між дисками *b* вибирають з умови запобігання заклинюванню скиби ґрунту між сусідніми дисками. Цього досягають, якщо

$$b \ge 1{,}5a. \qquad (1.49)$$

Крім висоти гребенів на якість роботи лущильників впливає повнота підрізання бур'янів і пожнивних решток. Вона залежить не тільки від кута атаки, а й від швидкості руху лущильника. Найменше непідрізаних бур’янів досягають за максимального кута атаки 35°. Зі збільшенням швидкості до 2 м/с кількість непідрізаних бур'янів зменшується, а за подальшого її збільшенні — зростає.

Глибина ходу дисків залежить від навантаження на диск, кута атаки і швидкості переміщення знаряддя. Що більші навантаження на диск і кут атаки, то більша глибина ходу диска. У разі збільшення швидкості руху знаряддя глибина ходу дещо зменшується. Доцільно працювати з дисковими лущильниками за швидкості до 2 м/с.

1.3.3. Силова характеристика і тяговий опір дискових робочих органів

Під час роботи на сферичні диски діють елементарні сили опору ґрунту, які виникають на його поверхні, лезі та фасках, а також сила тертя. Вони не мають однієї рівнодійної сили. Їх можна звести до сили та моменту (динами) або до двох мимобіжних сил R' і R'' (рис. 1.50). Сила R' лежить у вертикальній площині і проходить через вісь обертання диска. Сила R'', яка паралельна осі обертання і розміщується на відстані h від дна борозни, що дорівнює приблизно половині глибини ходу диска.

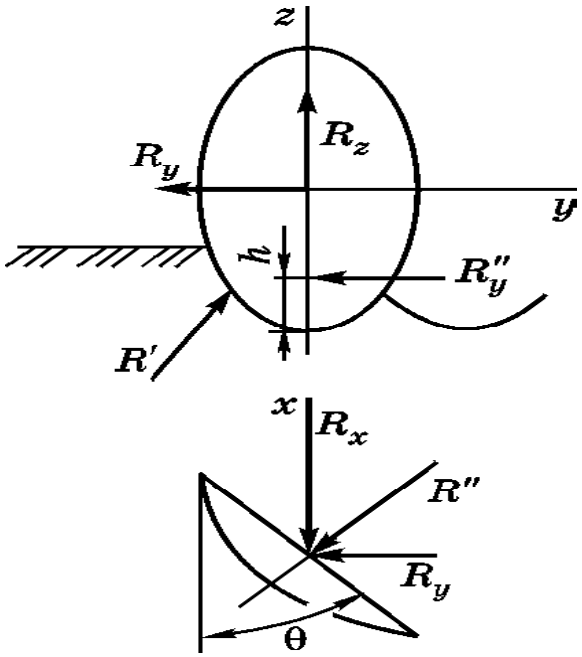


Рис. 1.50. Схема силової характеристики сферичного диска

Для зручності в розрахунках і визначеннях користуються силами R_x, R_y, R_z, які діють у напрямку відповідних осей координат. Силу R_x, яка збігається з напрямком руху диска, можна визначити лінійним динамометруванням чи за довідковими даними. Сили R_y і R_z обчислюють із співвідношення цих сил із силою, встановленою експериментально.

Співвідношення між силами R_x і R_y виражається залежністю:

$$R_y = nR_x, \qquad (1.50)$$

де n — коефіцієнт (для лущильників n = 0,76...1,24, для борін n = 0,12...1,2). При цьому більше значення n відповідає малій глибині обробітку і великому куту атаки.

Співвідношення між силами R_x і R_z має такий вигляд:

$$R_z = mR_x, \tag{1.51}$$

де m — коефіцієнт (для лущильників m = 0,37...0,76, для борін m = 0,76...1,57). При цьому більше значення m відповідає більшій глибині обробітку і меншому куту атаки.

Питомий тяговий опір дискових плугів і лущильників такий самий, як і опір лемішних плугів і лущильників, тому під час розрахунків і використання їх можна користуватися даними динамометрування лемішних плугів і лущильників.

Залежно від механічного складу ґрунту, вологості та твердості питомий тяговий опір дискових лущильників за глибини обробітку 6...8 см становить k = 1500...2500 Н/м. Для двослідних польових і садових борін залежно від властивостей ґрунту, глибини обробітку і кута атаки k=2000...3000 Н/м. Питомий тяговий опір важких (болотних) двослідних борін за глибини обробітку 10...20 см становить k = 4000...8000 Н/м.

1.4. Теорія та розрахунок зубових борін

Зубові борони є одним із найпростіших ґрунтообробних знарядь поверхневого обробітку ґрунту. За їх допомогою кришать, розпушують і перемішують ґрунт, руйнують кірку і вирівнюють поверхню поля, розбивають брили, знищують бур'яни. Такі борони застосовують для догляду за пасовищами і луками та загортання насіння і добрив у ґрунт. За призначенням зубові борони поділяють на польові, лучні та спеціальні; за жорсткістю — на жорсткі, шарнірні та пружні; за вагою, що припадає на один зуб, — на важкі, середні та легкі.

1.4.1. Робочі органи і процес роботи зубових борін

Робочими органами зубових борін є зуби, які залежно від будови і призначення бувають жорсткими і пружними. На важких і середніх боронах загального призначення встановлюють жорсткі зуби квадратного перерізу (рис. 1.51*а*), на важких боронах також установлюють лапчасті зуби (рис. 1.51*б*), а на легких — зуби круглого перерізу (рис. 1.51*в*).

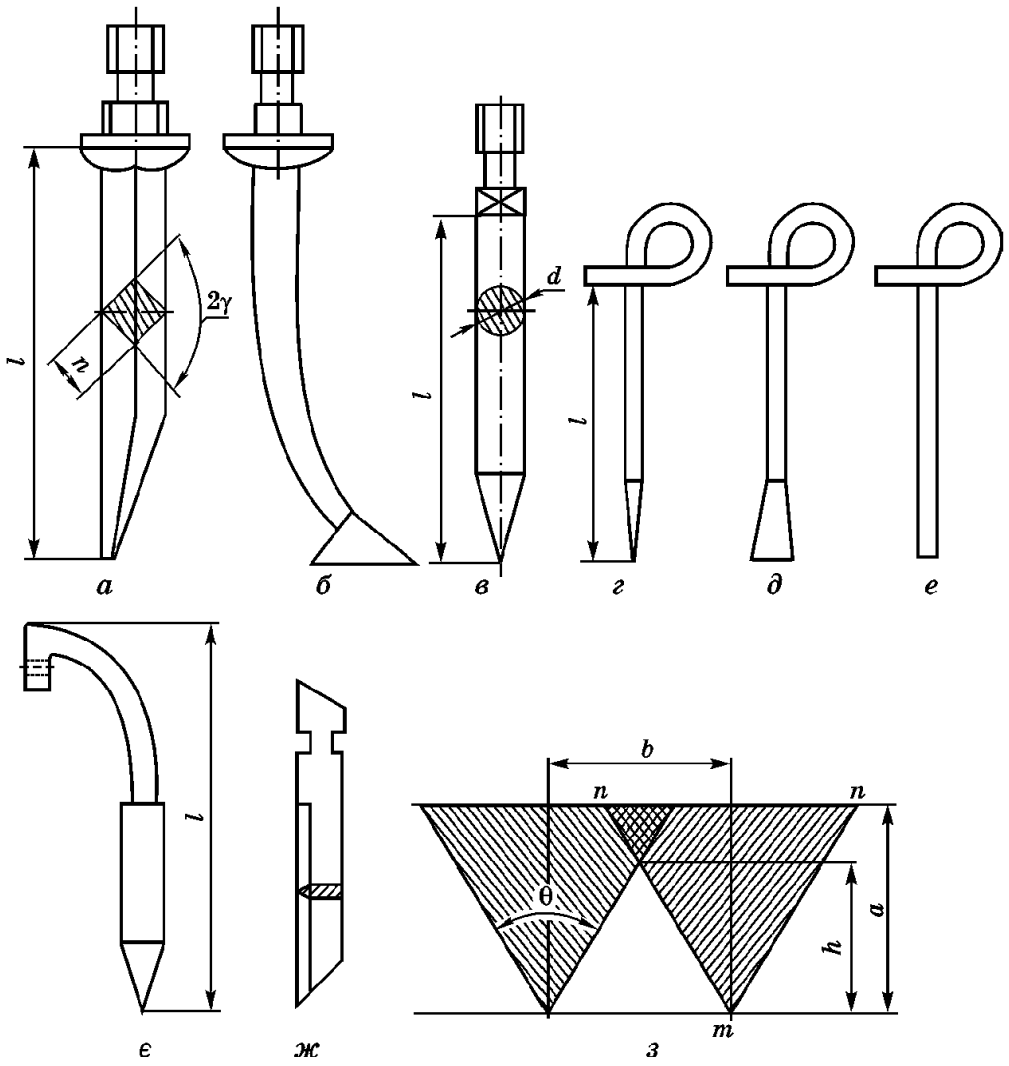


Рис. 1.51. Зуби борін:

а — квадратного перерізу; *б* — лапчастий; *в* — круглий; *г*, *д*, *е* — сітчастих борін; *є* — пружинний зуб полільної борони; *ж* — ножеподібний зуб лучної борони; *з* — зона деформації ґрунту зубом у поперечно-вертикальній площині

Процес роботи квадратного зуба нагадує роботу двогранного клина з кутом 2γ. Під час руху в ґрунті зуб переднім ребром розрізує ґрунт, а боковими гранями, розміщеними під кутом γ до напрямку руху, розсовує його в боки. При цьому часточки ґрунту зминаються, сколюються і перемішуються, що зумовлює його кришіння і розпушування. Крім того, якщо зуб квадратного перерізу скошеною нижньою частиною переміщується вперед, то нижні шари ґрунту дещо ущільнюються. Робота круглих зубів також нагадує роботу здвоєних двогранних клинів, але відрізняється від роботи квадратного зуба тим, що кут γ змінюється від 90° до 0. При цьому залежно від умов роботи перед круглим зубом може утворюватись ущільнене ядро, яке працює як клин.

Зона деформації ґрунту зубом за глибиною у поперечно-вертикальній площині неоднакова. З боків вона обмежена площинами *mn* (рис. 1.51*з*), які

проходять під кутом θ/2 до поздовжньо-вертикальних площин. Ця зона зверху ширша, ніж знизу, внаслідок чого після проходження суміжних зубів дно поля має поздовжні трикутні гребені. Висота цих гребенів є одним із важливих показників якості роботи зубової борони. Висота гребенів залежить від відстані *b* між борозенками (слідами) зубів борони і кута θ.

Із (рис. 1.51*з*) видно, що

$$h = \frac{b}{2}\operatorname{ctg}\frac{\theta}{2}. \qquad (1.52)$$

Згідно з дослідними даними кут θ залежить від ґрунтових умов, форми зуба, маси борони та глибини обробітку і становить: для важких борін θ = 30…50°; для середніх — θ = 40…60°; для легких θ = 40…75°.

Щоб зменшити висоту гребенів, зменшують відстань між слідами зубів. В існуючих конструкціях борін, залежно від глибини обробітку, ця відстань має бути 30…60 мм.

1.4.2. Розміщення зубів на рамі борони

Для забезпечення рівномірного обробітку ґрунту боронами під час їх проектуванні потрібно враховувати такі умови.

Кожен зуб має утворювати самостійну борозенку. Між сусідніми борозенками не слід залишати необробленої смуги і не має бути великого перекриття деформованих зон ґрунту. На всій ширині захвату борони борозенки мають розміщуватися на однаковій відстані одна від одної.

Для забезпечення стійкого ходу борони в поперечному напрямку потрібно, щоб кожен зуб працював в однакових умовах, тобто щоб поперечний опір ґрунту з обох боків зуба був однаковий. Цього можна досягти, якщо з обох боків зуба буде непорушений ґрунт або якщо зуб проводитиме свою борозенку між борозенками, розміщеними на однаковій відстані від нього.

Відстань між сусідніми зубами має бути такою, щоб проміжки між ними не забивалися брилами ґрунту та рослинними рештками. У сучасних борін ця відстань становить 150...350 мм.

Розглянемо найпоширеніші схеми розміщення зубів борони на рамі.

У разі розміщення зубів в один поперечний ряд (проста однорядна борона — граблі) відстань між зубами *l* дорівнює відстані між слідами *b* (рис. 1.52*а*). Ця борона забиватиметься ґрунтовими брилами і рослинними рештками.

Відстань між зубами *l* може збільшуватись, якщо зуби розмістити в один похилий ряд під кутом α (рис. 1.52*б*). Проте необхідної відстані між зубами можна досягти за дуже довгої борони, оскільки навіть за максимальної відстані між слідами *b*=60 мм і куті α=45° відстань між зубами в ряду становитиме лише

$$l = \frac{b}{\cos\alpha} = \frac{60}{\cos 45^{\circ}} = 85 \text{ мм}.$$

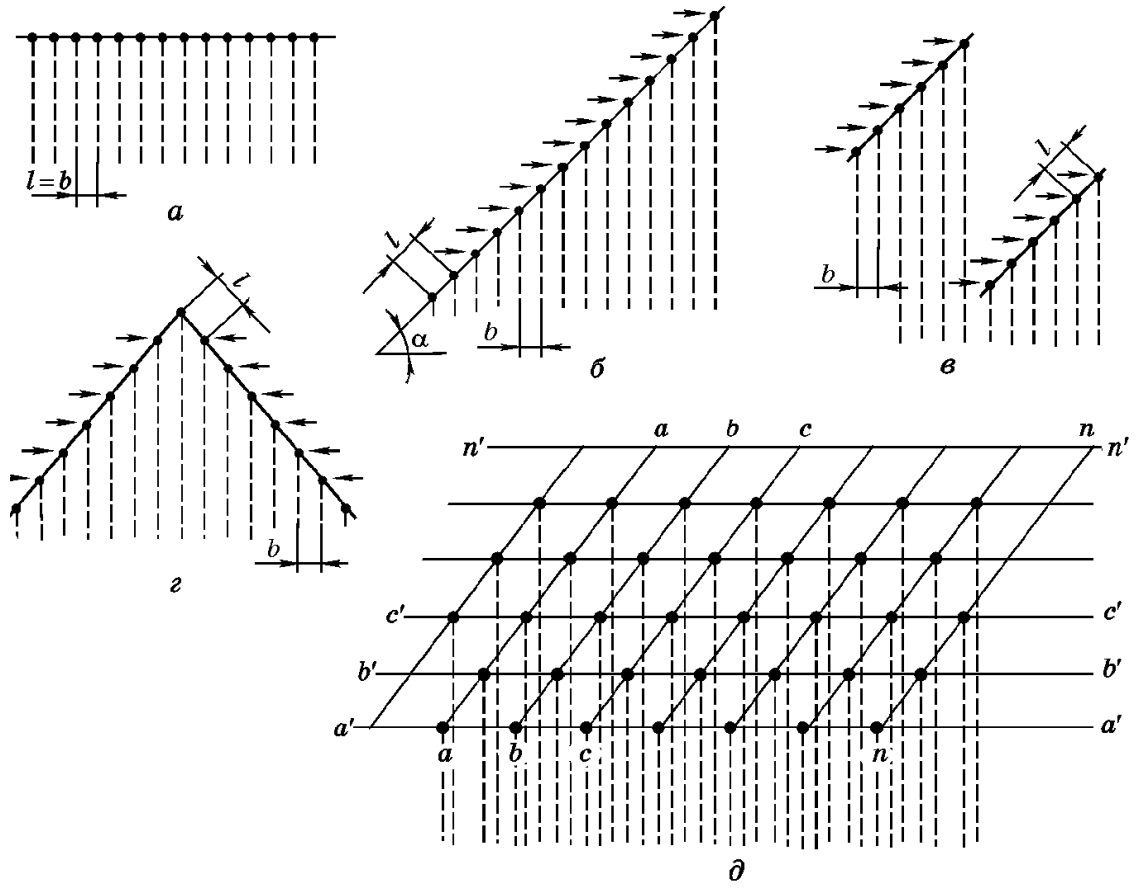


Рис. 1.52. Схеми розміщення зубів на рамі борони:
а — в один поперечний ряд; *б* — в один похилий ряд; *в* — у два похилі ряди; *г* — трикутна схема; *д* — на кількох похилих планках

Довжину борони можна скоротити, якщо зуби розмістити в два ряди (рис. 1.52*в*). Проте ця борона, як і борона з розміщенням зубів в один ряд, має нестійкий хід, бо поперечний тиск на зуби з лівого боку більший, ніж з правого, де ґрунт оброблений.

Стійкість ходу борони можна збільшити за трикутної схеми розміщення зубів (рис. 1.52*г*), за якого поперечний тиск на зуби правого ряду урівноважується тиском ґрунту на лівий ряд. Проте ця борона залишається довгою і також може забиватися рослинними рештками.

Вимогам, що ставляться до зубових борін, найбільше відповідає розміщення зубів на кількох похилих планках (рис. 1.52*д*). Як бачимо з рисунка, похилі лінії $a–a$, $b–b$, $c–c$, ..., $n–n$ нагадують напрямок гвинтових ліній на розгортці багатоходового гвинта. Якщо ці лінії перетнути горизонталями $a'–a'$, $b'–b'$, $c'–c'$, ..., $n'–n'$, проведеними на однаковій відстані одна від одної, то точки їх перетину можуть бути точками розміщення зубів. Таку схему застосовують під час проектування сучасних борін.

Розглянемо розміщення зубів борони на рамі (побудову зубового поля) на розгортці гвинтових ліній.

Введемо такі позначення основних параметрів, які характеризують зубове поле борони: L — довжина гвинтової лінії для одного кроку; t — крок гвинтової лінії; K — число заходів гвинта; M — кількість поперечних рядів зубів (планок); a — відстань між зубами в поперечному ряду; b — відстань між слідами зубів; l — відстань між суміжними зубами за розгорткою гвинтової лінії; z — кількість зубів на бороні.

Більшість цих параметрів взаємопов'язані такими залежностями. Відстань між суміжними зубами l за розгорткою гвинтової лінії:

$$l = \frac{L}{M}. \tag{1.53}$$

Відстань між зубами в поперечному ряду а (відстань між похилими планками):

$$a = \frac{t}{K}. \tag{1.54}$$

Водночас

$$a = Mb. \tag{1.55}$$

Прирівнявши праві частини значень a, отримаємо:

$$Mb = \frac{t}{K},$$

звідки

$$t = MKb. \tag{1.56}$$

Кожен зуб робитиме свою борозенку і два зуба не проходитимуть за одним й тим самим слідом, якщо число заходів гвинта K не буде кратним і не дорівнюватиме кількості поперечних рядів зубів M, а різниця між ними не дорівнюватиме одиниці. В існуючих конструкціях борін, як правило, $M = 5$ і $K = 3$.

Ширину захвату борони визначаємо за формулою:

$$B = bz. \tag{1.57}$$

Побудову зубового поля здійснюють на основі розрахунків, проведених за наведеними вище формулами. Залежно від призначення і типу борони задають відстань h між поперечними рядами зубів, відстань a між зубами в поперечному ряду і відстань b між суміжними борозенками.

Між суміжними борозенками b для легких борін беруть відстань 30 мм, для середніх — 40...50 і для важких — 50...60 мм. Між поперечними рядами зубів h для легких борін відстань становить 200 мм, для середніх — 250 і для важких — 300 мм. Між зубами в поперечному ряду a для легких борін відстань має бути близько 150 мм, для середніх — 200...250 і для важких 250...400 мм. Щоб забезпечити краще пристосування до рельєфу місцевості, борони виготовляють ланками невеликої ширини захвату (0,6...1,0 м). Кількість зубів на одній ланці борони становить $z = 20$.

Користуючись залежністю (1.55), визначаємо кількість поперечних рядів зубів:

$$M = \frac{a}{b}.$$

Зубове поле будують, користуючись вкороченим кроком гвинтової лінії t_1, бо якщо розмістити зуби на перетині розгорнутої гвинтової лінії з поперечними планками (рис. 1.53), то верхній ряд зубів проходитиме по сліду нижнього ряду. Щоб уникнути цього, верхній ряд зубів відкидають і укорочений крок визначають за залежністю:

$$t_1 = (M - 1)Kb. \qquad (1.58)$$

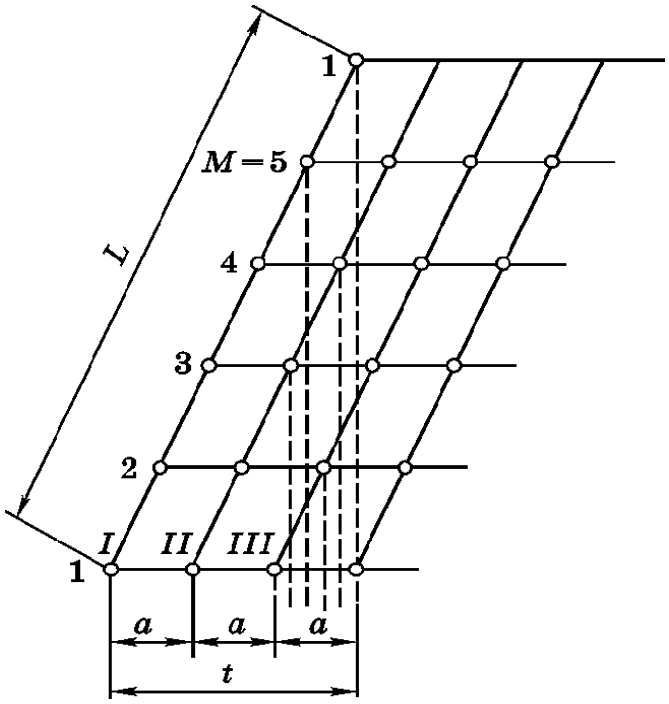


Рис. 1.53. Схема розгортки гвинтових ліній:
1, 2, 3, 4, 5 — поперечні планки; *I, II, III* — розгортки гвинтових ліній;
a — відстань між зубами в поперечному ряду;
L — довжина гвинтової лінії для одного кроку

Побудову зубового поля здійснюємо у такому порядку. Відповідно до визначеної кількості рядів зубів *M* проводимо паралельні горизонтальні лінії на відстані *h* одна від одної (рис. 1.54) у вибраному масштабі.

На нижній лінії вибираємо точку *A* і відкладаємо праворуч від неї відрізок *AB*, який дорівнює вкороченому кроку t_1. Із точки *B* проводимо перпендикуляр до перетину з верхньою лінією в точці *C*. З'єднавши точки *A* і *C*, отримаємо похилу пряму, яка визначатиме напрямок розгортки гвинтової лінії.

На нижній лінії від точки *A* відкладаємо ряд заданих відрізків *a* і через їхні кінці проводимо похилі прямі, паралельні лінії *AC*. Перетин цих

похилих прямих із поперечними лініями утворює зубове поле проектованої борони.

Будь-яке зубове поле можна розглядати як розгортку гвинта лівого або правого обертання.

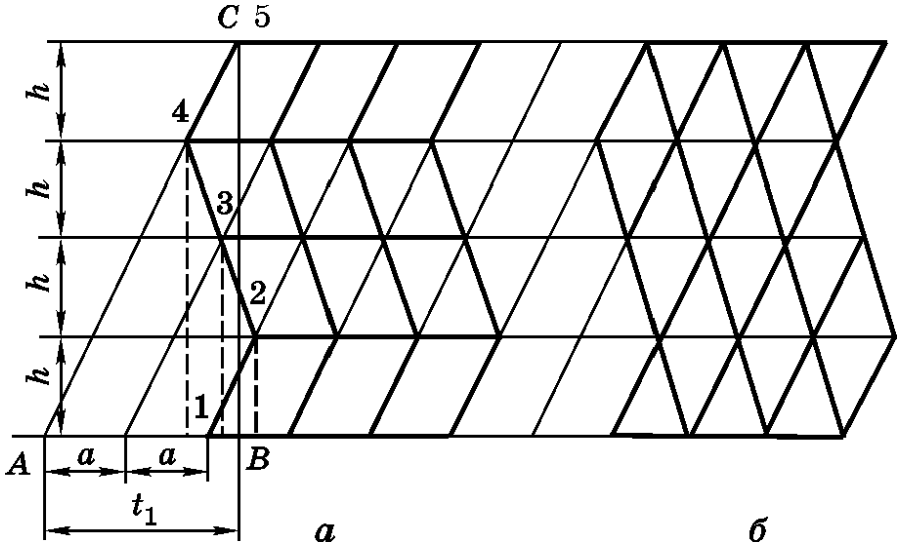


Рис. 1.54. Схема побудови зубового поля борони:
а — типу «зиґзаґ»; *б* — швидкісної

Побудувавши зубове поле і вибравши кількість зубів на ланці борони, визначаємо обрис борони і місце зубів, які задовольнятимуть вимоги, що ставляться до борони. При цьому, як правило, відкидають короткі відрізки на лівому краю гвинтової лінії і довгі — на правому. Після цього визначаємо порядок роботи зубів (*4 – 1 – 3 – 5 – 2*).

Рама борони може мати поздовжні планки у вигляді «зиґзаґів» (рис. 1.54*а*) або прямих ліній (рис. 1.54*б*). Поперечні планки у всіх борін зазвичай прямолінійні. Швидкісні борони не мають середніх поперечних планок, а мають лише передню і задню, що зменшує забивання борони ґрунтовими брилами та рослинними рештками. У швидкісної борони поздовжні планки прямолінійні.

Зуби квадратного перерізу прикріплюють до рами борони так, щоб загострені ребра в усіх зубів спрямовувалися в один бік.

1.4.3. Рівновага і тяговий опір зубової борони

Сили, що діють у горизонтальній площині під час роботи борони в нормальних умовах урівноважуються завдяки симетричності зубів.

Розглянемо рівновагу борони у поздовжньо-вертикальній площині, в якій на борону діють такі сили (рис. 1.55): ваги G, яка прикладена в центрі ваги; тяги P, яка спрямована під кутом α до горизонту; рівнодійна вертикальних

реакцій ґрунту на зуби $\sum N_в$; горизонтальна рівнодійна сил опору ґрунту $\sum R_г$ (горизонтальний тиск і сили тертя).

Положення борони буде стійким тоді, коли сила тяги проходитиме через слід центра ваги (с.ц.в.). Таке положення за заданими параметрами борони залежить від висоти h точки приєднання борони до бруса на зчіпці та довжини $l_п$ повідка, тобто від кута нахилу α повідка до горизонту.

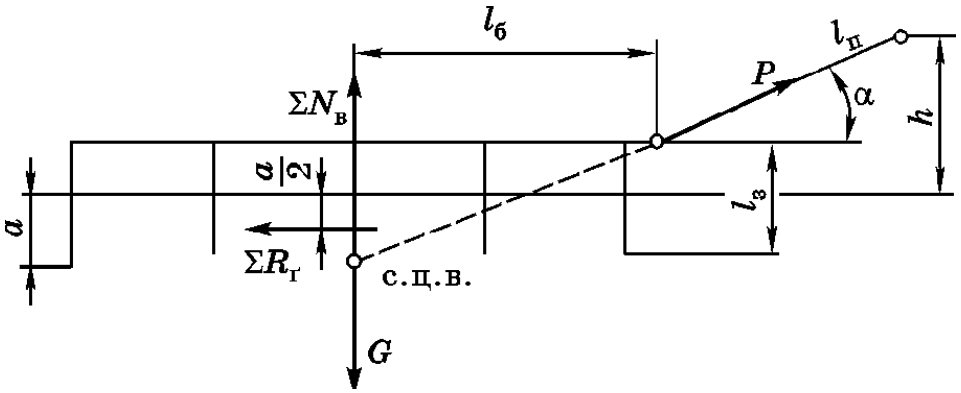


Рис. 1.55. Схема до визначення умов рівноваги зубової борони

Для більшості конструкцій сучасних борін кут $\alpha = 14...17°$, а довжина повідка $l_п = 925$ мм.

Умови рівноваги зубової борони в аналітичній формі можна подати рівнянням, спроектувавши сили, що діють на борону, на вертикальні й горизонтальні осі координат, прирівняти їх до нуля, а також рівнянням суми моментів діючих сил відносно точки приєднання борони до бруса на зчіпці.

Проекція сил

$$\sum x = P\cos\alpha - \sum R_г = 0;$$
$$\sum z = G - P\sin\alpha - \sum N_в = 0.$$

Сума моментів

$$\sum M_y(P) = G(l_б + l_п\cos\alpha) - \sum R_г\left[\left(l_з - \frac{a}{2}\right) + l_п\sin\alpha\right] -$$

$$-\sum N_В(l_б + l_п\cos\alpha) = 0.$$

Тяговий опір борони залежить від її ваги, опору ґрунту і кількості зубів. Для практичних потреб тяговий опір борони можна визначити за залежністю:

$$P = nk,$$

де n — кількість зубів; k — тяговий опір одного зуба, Н.

За дослідними даними, середнє значення тягового опору на один зуб для легких борін становить k = 10...15 Н, для середніх — k = 20...25 Н, для важких — k = 40...50 Н.

1.5. Теорія та розрахунок культиваторів

Культиватори застосовують для суцільного та міжрядного обробітку ґрунту, а також для догляду за посівами. За призначенням культиватори поділяють на парові, просапні, універсальні та спеціальні.

Парові культиватори використовують для суцільного передпосівного обробітку ґрунту, догляду за парами, розпушування ґрунту і знищення бур'янів, а також для загортання мінеральних добрив у ґрунт.

Просапні культиватори призначені для розпушування міжрядь, підрізування бур'янів і внесення мінеральних добрив і гербіцидів у ґрунт.

Універсальні культиватори застосовують як для суцільного передпосівного обробітку ґрунту, так і для обробітку міжрядь просапних культур.

Спеціальні культиватори поділяють на садові, лісові, протиерозійні (штангові, плоскорізи, глибокорозпушувачі), фрезерні та ін.

Залежно від обладнання культиваторів певними робочими органами вони можуть розпушувати, подрібнювати, частково перемішувати і вирівнювати поверхню ґрунту, підрізувати бур'яни, загортати і вносити мінеральні добрива і гербіциди у ґрунт.

1.5.1. Робочі органи культиваторів та їхні параметри

Основними робочими органами культиваторів є лапи. Залежно від завдання та ґрунтово-кліматичних умов культиватори обладнують полільними, універсальними, розпушувальними лапами та спеціальними лапами-плоскорізами і глибокорозпушувачами (рис. 1.56).

Полільні лапи бувають плоскорізальні однобічні (рис. 1.56*а*), плоскорізальні стрілчасті без хвостовика (рис. 1.56*б*) і плоскорізальні з хвостовиком (рис. 1.56*в*). Ці лапи застосовують для обробітку ґрунту на глибину до 6 см за перших міжрядних обробітків просапних культур. Вони підрізують бур'яни і забезпечують незначне кришіння та розпушування ґрунту.

Універсальні стрілчасті лапи є без хвостовика (рис. 1.56*г*) і з хвостовиком (рис. 1.56*д*). Їх використовують для обробітку ґрунту на глибину до 12 см. У процесі роботи універсальні лапи забезпечують підрізування бур'янів й інтенсивніше, ніж плоскорізальні, здійснюють кришіння і розпушування ґрунту.

Основними параметрами полільних і універсальних лап, що визначають їх форму і характер дії на ґрунт, є ширина захвату b і кути кришіння і розпушування с, нахилу леза до горизонту ε, розхилу лез у і загострення i.

Плоскорізальні однобічні лапи бувають праві й ліві зі шириною захвату 85, 120, 150, 165 і 250 мм, а стрілчасті плоскорізальні та універсальні — зі шириною захвату 220, 250, 270, 300 і 380 мм.

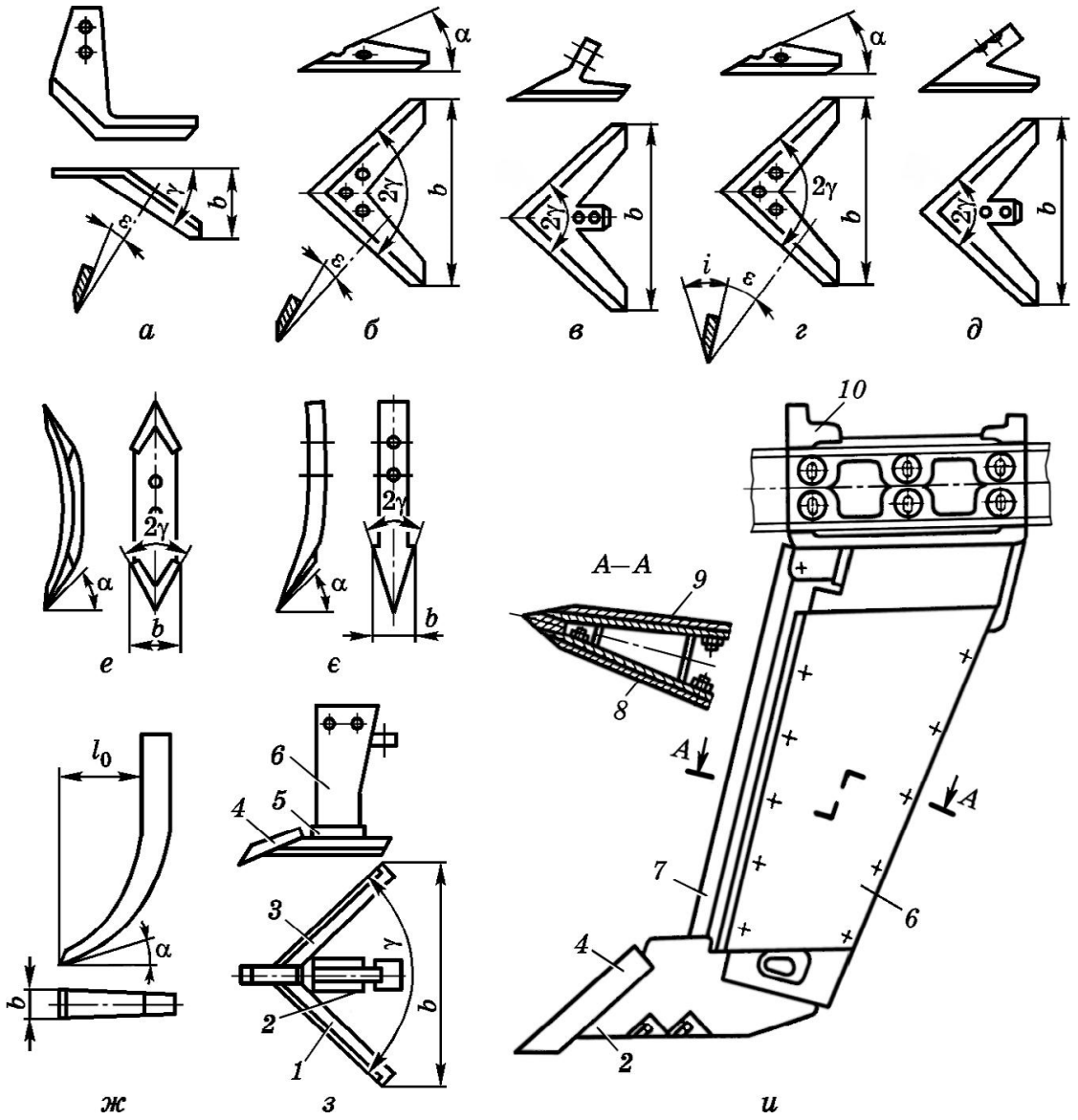


Рис. 1.56. Лапи культиваторів:

а — плоскорізальна однобічна; *б* — плоскорізальна стрілчаста без хвостовика; *в* — плоскорізальна стрілчаста з хвостовиком; *г* — універсальна без хвостовика; *д* — універсальна з хвостовиком; *е* — оборотна; *є* — списоподібна; *ж* — долотоподібна ; *з* — плоскорізальна широкозахватна; *и* — глибокорозпушувач ; *1* — леміш лівий; *2* — башмак; *3* — леміш правий; *4* — долото; *5* — плита стояка; *6* — стояк; *7* — змінний ніж; *8* — ліва бокова щока; *9* — права бокова щока; *10* — головка стояка

Кут α, який характеризує розпушувальну дію лап на ґрунт, у полільних лапах має мале значення (α = 9…10°), а в універсальних стрілчастих — значно більше (α = 16…18°).

Кут нахилу леза лапи до горизонту ε в полільних лапах становить 15…18°, а в універсальних стрілчастих — 25…30°.

Леза полільних і універсальних лап загострюють під кутом i = 15…16°.

У плоскорізальних однобічних лапах кут відхилення леза від напрямку руху $\gamma = 28…32°$, в плоскорізальних стрілчастих лапах — $2\gamma = 60…70°$, а в універсальних стрілчастих лапах для роботи на чорноземних глинистих ґрунтах $2\gamma = 50…58°$, на середньозв'язних —$2\gamma = 60…78°$ і на піщаних — $2\gamma = 70…80°$.

Розпушувальні лапи призначені для глибокого розпушування ґрунту і поділяються на оборотні (рис. 1.56*е*), списоподібні (рис. 1.56*є*) та долотоподібні (рис. 1.56*ж*). Характерним для розпушувальних лап є те, що кут розпушування α змінний і зростає залежно від висоти.

Оборотні лапи кріпляться до пружного або жорсткого стояка. Лапи, прикріплені до пружного стояка, використовують за глибини обробітку ґрунту до 12 см. Початковий кут α розпушування і кришіння ґрунту становить від 25 до 30°. Лапи, прикріплені до жорсткого стояка, використовують для кришіння і розпушування ґрунту на глибину до 25 см. Кут розхилу лез $2\gamma = 60…80°$, кут $\alpha_0 = 40…45°$ і ширина лап $b = 35…65$ мм.

Списоподібні лапи мають такі самі параметри, лише кут розхилу лез менший ($2\gamma = 45...50°$). Вони загострені з одного боку.

Долотоподібні лапи застосовують за обробітку міжрядь просапних культур на глибину до 16 см. Початковий кут кришіння і розпушування ґрунту $\alpha = 40°$, а ширина леза лапи $b = 20$ мм. Винос леза лапи вперед відносно стояка $l_0 = 110…205$ мм.

Плоскорізальні широкозахватні лапи (рис. 1.56*з*) призначені для кришіння і розпушування ґрунтів, які зазнають вітрової ерозії, на глибину від 7 до 20 см. За формою вони нагадують стрілчасті лапи. Плоскорізальна лапа складається з правого *3* і лівого *1* лемешів і долота *4*, прикріплених до башмака *2*, який болтами кріпиться до плити *5* стояка *6*.

Під час переміщення лапи в ґрунті лемеші підрізують скибу, подрібнюють і розпушують, але не перемішують шари ґрунту. Водночас вони підрізують бур'яни і стерню, залишаючи не менше ніж 80 % на поверхні, які захищають ґрунт від вітрової ерозії.

Основними параметрами плоскорізальних лап є: кут у розхилу лемешів (75°, 100° і 120°), кут ε установлення лемешів до дна борозни (25° і 26°), кут с установлення долота до дна борозни (17°, 20° і 25°). Ширина захвату лап 110, 150, 160, 210, 220 і 250 см.

Глибокорозпушувач (рис. 1.56*и*) призначений для розпушування і кришіння ґрунту на глибину до 80 см без винесення на поверхню нижніх шарів ґрунту. Він складається з долота *4*, башмака *2*, змінного ножа *7*, який установлюють у передній частині стояка *6*.

1.5.2. Дія полільних і універсальних лап на коріння бур'янів

Робочою частиною полільних і універсальних лап є зрізаний тригранний клин. Процес деформації ґрунту тригранним клином було з'ясовано під час

розгляду роботи плугів. Для роботи полільних і універсальних лап важливою операцією є підрізування коріння бур'янів. Як зазначалося, різання із ковзанням є енергетично вигідним. Тому, визначаючи кут 2γ розхилу леза лап, доцільно виходити з умови, щоб різання коренів бур'янів відбувалося із ковзанням їх уздовж леза. Цим досягається полегшення перерізання коренів бур'янів або сходження їх із леза, якщо перерізання не відбулося, а також усувається зависання бур'янів на лезі.

Для визначення кута 2γ розглянемо роботу леза лапи в момент, коли воно зрізує бур'ян. Як бачимо з рис. 1.57, силу опору бур'яну R можна розкласти на дві складові — R_1 і R_2. Складова R_1 намагається пересувати корінь бур'яну вздовж леза, але цьому протидіє сила тертя. Отже, корінь зможе ковзатися вздовж леза за умови:

$$R_1 > F. \tag{1.59}$$

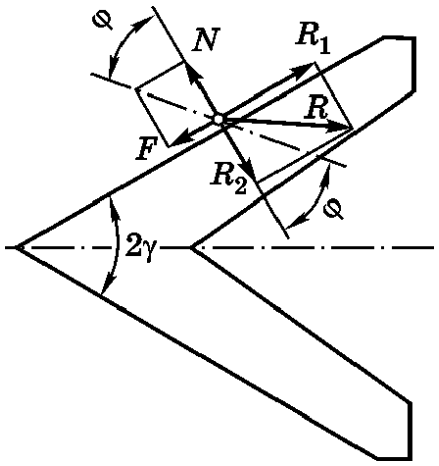


Рис. 1.57. Схема дії на лезо лапи сил у момент підрізування бур'яну

При цьому $R_1 = R\cos\gamma$, а $F = R_2 \operatorname{tg}\varphi_к$, де коефіцієнт тертя виражено через $\operatorname{tg}\varphi_к$ кута $\varphi_к$ тертя коренів бур'янів об лезо лапи. Виразивши силу R_2 через R, матимемо

$$F = R\sin\gamma\operatorname{tg}\varphi_к.$$

Підставивши в умову (1.59) значення R_1 і F, отримаємо

$$R\cos\gamma > R\sin\gamma\operatorname{tg}\varphi_к.$$

Тоді

$$\operatorname{ctg}\gamma > \operatorname{tg}\varphi_к ,$$

або

$$\operatorname{tg}(90°-\gamma) > \operatorname{tg}\varphi_к .$$

Тобто

$$90° - \gamma > \varphi_к ,$$

або

$$\gamma < 90° - \varphi_к. \tag{1.60}$$

Якщо кут тертя коренів бур'янів об лезо лап приблизно дорівнює 45°, то кут $\gamma < 45°$, а $2\gamma < 90°$.

Ураховуючи умови роботи, для обробітку чорноземних глинистих ґрунтів рекомендують лапи з кутом розхилу лез $2\gamma = 50...58°$, для середньозв'язних — 60...78°, а для піщаних — 70...80°.

Кут γ розхилу леза, кут α розпушування ґрунту і кут ε нахилу полки лапи до горизонту пов'язані між собою залежністю $\operatorname{tg}\alpha = \sin\gamma\operatorname{tg}\varepsilon$, що відомо з аналізу тригранного клина.

1.5.3. Взаємне розміщення полільних і універсальних лап

Полільні та універсальні лапи кріплять у два або три ряди, щоб забезпечити повноту підрізування бур'янів і запобігти забиванню простору між лапами грудками ґрунту та бур'янами.

Між рядами лап за ходом культиватора відстань L_n (рис. 1.58) визначають за залежністю

$$L_n = \frac{b}{\operatorname{tg}\left[90^\circ - (\gamma+\varphi)\right]}, \tag{1.61}$$

де b — ширина захвату лапи; φ — кут тертя лапи об ґрунт.

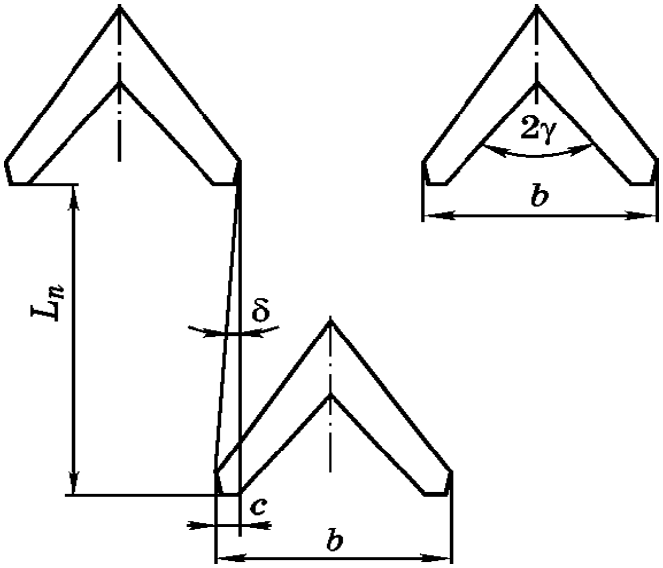


Рис. 1.58. Схема розміщення полільних лап з перекриттям

Оптимальна відстань між рядами лап за ходом культиватора становить 500...600 мм.

Основною умовою поперечного розміщення лап є забезпечення підрізування бур'янів на всій ширині захвату культиватора, для чого лапи розміщують з перекриттям c, значення якого визначають за залежністю:

$$c = L_n \operatorname{tg}\delta, \tag{1.62}$$

де δ = 7...9° — кут випадкового відхилення культиватора від прямолінійного руху.

Вибираючи значення перекриття, слід ураховувати конструкцію системи кріплення лап до рами культиватора. Якщо лапи кріплять до рами на довгих індивідуальних повідках (гряділях), то значення перекриття беруть більшим (60...80 мм), порівняно зі секційною або поперечною рамною системами кріплення (40...60 мм).

За однакової ширини захвату кількість $n_п$, шт., полільних і універсальних лап для суцільного обробітку ґрунту визначають за залежністю:

$$n_п = \frac{B_к - c}{b - c}, \tag{1.63}$$

де $B_к$ — робоча ширина захвату культиватора, мм; b — ширина захвату лап, мм.

Культиватори для важких умов роботи комплектують лапами двох розмірів за шириною. У передньому ряду встановлюють лапи з меншою шириною захвату, ніж у задньому. У такому разі кількість n_1, шт., лап у передньому ряду визначають за формулою:

$$n_1 = \frac{B_к - b_2 - c}{b_1 + b_2 - 2c}, \tag{1.64}$$

де b_1 — ширина захвату лапи переднього ряду, мм; b_2 — ширина захвату лапи заднього ряду, мм.

Кількість лап n_2 заднього ряду беруть на одну більше:

$$n_2 = n_1 + 1.$$

Під час обчислення кількості лап значення округлюють до більшого числа.

1.5.4. Дія розпушувальних лап на ґрунт і їх взаємне розміщення

Умови роботи розпушувальних лап, які обробляють ґрунт на значну глибину, відрізняються від умов роботи робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь, що діють на скибу, відокремлену з одного чи двох боків. Це впливає на процес деформації ґрунту розпушувальними лапами. Під час руху вперед розпушувальна лапа деформує ґрунт перед собою у поздовжньо-вертикальній площині як звичайний двогранний клин. Водночас відбувається деформація ґрунту і в поперечно-вертикальній площині, яка зумовлена взаємним зчепленням часточок ґрунту і залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Як відомо, на ґрунтову скибу, що ковзається на робочій поверхні клина, діють нормальна сила N (рис. 1.59) і сила тертя F, які в сумі дають рівнодійну R, відхилену від нормалі на кут тертя ϕ клина об ґрунт.

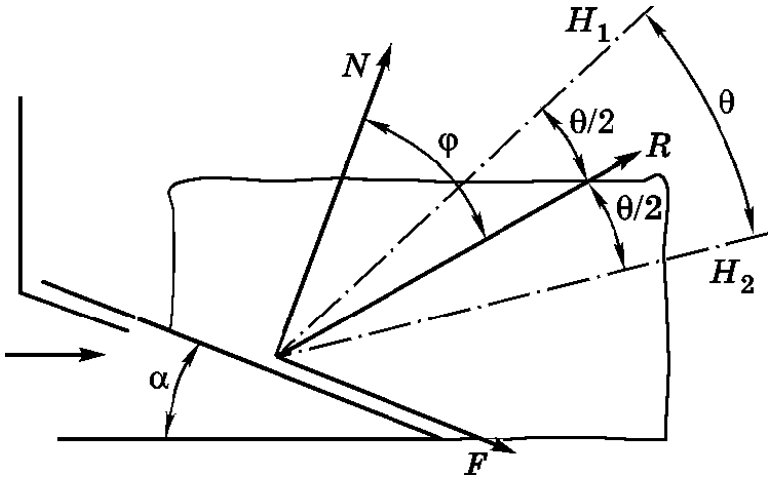


Рис. 1.59. Схема дії сил і граничні напрямки сколювання ґрунту

Згідно з теорією дотичних напружень напрямок можливих площин сколювання H_1 і H_2 ґрунту розміщується симетрично силі R під кутом θ одна до одної (за Т.М. Гологурським, 40...50°). Оскільки ґрунт — це неоднорідне тіло, у ньому є природні щілини, то напрямок сколювання ґрунту значно не відхиляється від напрямку сили R.

Зону деформації ґрунту розпушувальною лапою у поздовжньо-вертикальній площині показано на рис. 1.60*а*. Із рисунка бачимо, що максимальне значення L зони розпушування ґрунту в напрямку руху є на поверхні:

$$L=l_0 + l,$$

або

$$L = l_0 + a\text{tg}(\alpha + \varphi), \qquad (1.65)$$

де l_0 — винос носка лапи; a — глибина обробітку; а — початковий кут розпушування лапи.

Зона деформації ґрунту розпушувальною лапою в поперечно-вертикальній площині (за В.С. Жегаловим) також обмежена площинами сколювання кутом між ними Θ або Θ/2 до осі симетрії. Для визначення зони деформації ґрунту в поперечному напрямку скористаємося зображенням (рис. 1.60*б*) повернутої площини сколювання на 90° (на рис. 1.60*а* це лінія *CB*). Із цього зображення бачимо, що максимальна ширина b_1 деформації ґрунту на поверхні:

$$b_1 = b + \frac{2a\text{tg}\Theta / 2}{\cos(\alpha+\varphi)}, \qquad (1.66)$$

де b — ширина лапи.

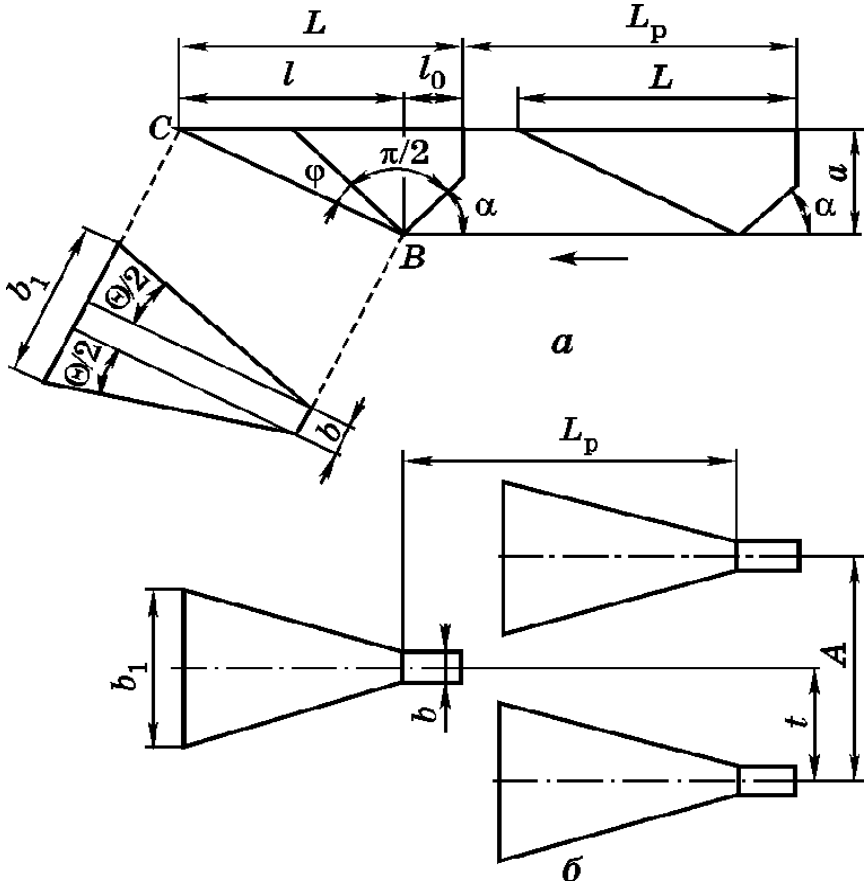


Рис. 1.60. Схема деформації ґрунту розпушувальною лапою:
а — у поздовжньо-вертикальній площині;
б — у поперечно-вертикальній площині

Як бачимо з рис. 1.60*б*, зона деформації ґрунту розпушувальними лапами неоднакова за глибиною обробітку. Таке положення потрібно враховувати під час розміщення лап на культиваторі.

На культиваторах для суцільного обробітку ґрунту розпушувальні лапи розставляють у два або три ряди. Основною умовою розміщення розпушувальних лап є забезпечення суцільного розпушування ґрунту на поверхні поля і запобігання забиванню простору між лапами ґрунтом і бур'янами.

Відстань між рядами лап $L_р$ (за ходом) вибирають за рекомендацією професора В.С. Жегалова за умови:

$$L_р > L. \tag{1.67}$$

За глибини обробітку до 20 см оптимальна відстань між рядами лап $L_р$ становить 530...600 мм, а до 25 см — 600...650 мм.

У рядах розпушувальні лапи розміщують з недоперекриттям, оскільки ширина розпушеного ґрунту лапою більша за її ширину.

Відстань A між розпушувальними лапами в рядах вибирають за умови:

- за дворядного розміщення:

$$2b_1 > A > b_1; \tag{1.68}$$

- за трирядного:

$$3b_1 > A > 2b_1. \qquad (1.69)$$

Кількість $n_р$ розпушувальних лап, що встановлюється на культиваторі, визначають за залежністю:

$$n_р = \frac{B_к}{t}, \qquad (1.70)$$

де $B_к$ — робоча ширина захвату культиватора, мм; t — відстань між слідами лап, мм (за дворядного розміщення лап $t = A/2$, а за трирядного $t = A/3$).

1.5.5. Система кріплення лап до рами та стійкість ходу за глибиною

Система кріплення лап до рами культиватора значною мірою визначає їх здатність заглиблюватися і триматися на певній глибині, а також пристосовуватися до рельєфу поверхні поля.

На культиваторах застосовують жорстку і шарнірну системи кріплення лап (рис. 1.61).

Жорсткою системою кріплення (рис. 1.61*а*) обладнують причіпні і начіпні культиватори-глибокорозпушувачі. Недоліком цієї системи є те, що в разі збільшення ширини захвату культиватора погіршується його пристосування до рельєфу поверхні поля.

Шарнірна система кріплення лап може бути одно- і багатошарнірною (паралелограмною). Одношарнірна система кріплення (рис. 1.61*б*) має один шарнір, який розміщують на рамі культиватора і відносно якого піднімається чи опускається одна чи кілька лап. Таку систему кріплення використовують на культиваторах для суцільного обробітку ґрунту. Щоб забезпечити більш стійкий хід лап за глибиною, конструкцією механізму приєднання їх до рами передбачено встановлення натискних пружин на штангах.

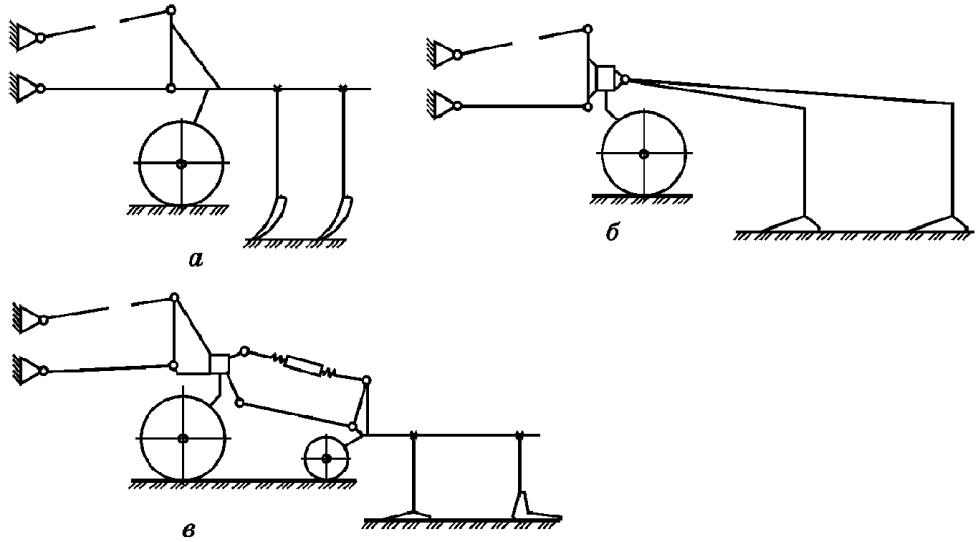


Рис. 1.61. Системи кріплення робочих органів культиваторів:
а — жорстка; *б* — одношарнірна; *в* — багатошарнірна (паралелограмна)

Багатошарнірну систему кріплення (рис. 1.61*в*) з чотириланковим паралелограмним механізмом застосовують на просапних культиваторах. Така система кріплення забезпечує якісне копіювання рельєфу поля і сталий кут установлення лапи відносно поверхні поля.

Стійкого ходу лап на певній глибині для одношарнірної системи кріплення (рис. 1.62) досягнуть за умови, коли сума моментів сил опору передніх і задніх лап становитиме більше ніж нуль:

$$\sum M_{min} = P_{\text{п}} l_{\text{п}} + P_{\text{з}} l_{\text{з}}, \qquad (1.71)$$

де $\sum M_{\min}$ — сума моментів сил опору лап; $P_{\text{п}}$ і $P_{\text{з}}$ — рівнодійні сили опору передніх і задніх лап; $l_{\text{п}}$ і $l_{\text{з}}$ — плечі відповідно сил $P_{\text{п}}$ і $P_{\text{з}}$.

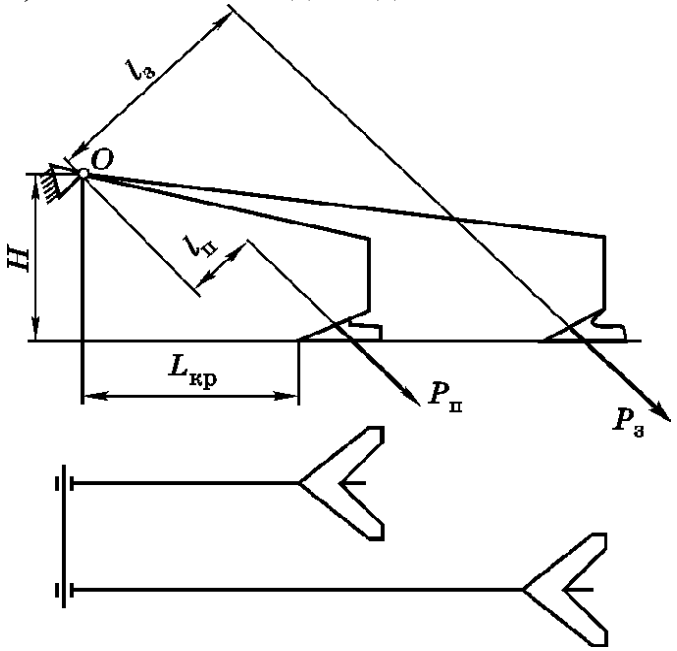


Рис. 1.62. Схема дії сил одношарнірної системи кріплення лап до рами

Щоб виконати цю умову, рекомендується відстань $L_{\text{кр}}$ (див. рис. 1.62) брати від носків передніх лап до проекції шарніра кріплення повідка до рами культиватора на площину леза лапи, яка дорівнює висоті H розміщення шарніра над площиною леза лап ($H \approx L_{\text{кр}}$).

Оптимальне значення цих параметрів становить 500...600 мм. При цьому слід пам'ятати, що висота H має бути якомога меншою, а $L_{\text{кр}}$ — найбільшою. Величину H зумовлює прохідність культиватора.

Для жорсткої системи кріплення лап у начіпних культиваторів H = 500...600 мм, а $L_{\text{кр}} > 2H$ (відносно нижньої точки навісного механізму культиватора на трактор).

Для паралелограмної системи кріплення стійкий хід лап культиватора на певній глибині досягається за умови:

$$Rh < Gl, \qquad (1.72)$$

де R — тяговий опір секції робочих органів; h — вертикальне перевищення передніх шарнірів над задніми за заглибленого положення лап;

G — вага секції; l — горизонтальна проекція відстані між передніми і задніми шарнірами паралелограмного механізму.

У деяких культиваторів для забезпечення більш стійкого ходу робочих органів за глибиною паралелограмний механізм обладнаний притискною пружиною з регулювальним пристроєм.

1.5.6. Визначення основних параметрів культиваторів

Ширину захвату культиватора $B_к$ для суцільного обробітку ґрунту визначають за формулою:

$$B_к = \frac{\eta P_т}{k}, \tag{1.73}$$

де η = 0,80...0,95 — коефіцієнт використання тягового зусилля трактора; $P_т$ — тягове зусилля трактора, Н; k — питомий опір ґрунту, Н/м.

Дані питомого опору ґрунту залежно від способу і глибини обробітку наведено в табл. 1.5.

Ширина захвату культиватора $B_{к.м}$ для міжрядного обробітку ґрунту має узгоджуватися з шириною захвату посівного агрегату, що використовували під час сівби чи садіння культурних рослин:

$$B_{к.м} = Sm, \tag{1.74}$$

де S — ширина міжряддя, см; m — кількість одночасно оброблюваних міжрядь, шт.

За жорсткого кріплення лап до рами ширину захвату культиватора рекомендується брати не більше ніж 3,5 м. Збільшення ширини захвату погіршує пристосування культиватора до рельєфу поверхні поля.

Таблиця 1.5

Питомий опір ґрунту залежно від способу і глибини його обробітку

Спосіб обробітку ґрунту і тип робочих органів	Глибина обробітку a, см	Питомий опір k, Н/м
Культивація:		
полільними і універсальними лапами	7…8	980…1275
	10…12	1080…1665
	13…16	1765…2640
широкозахватними плоскорізами	7…8	785…980
	10…12	881…1370
	13…16	1470…2160
Глибоке розпушування:		
вузькозахватними розпушувальними	18…20	3920…4410
лапами	21…23	4900…5400
	24…25	5400…6370
широкозахватними плоскорізами	18…20	4900…5880
	21…23	5880…6850
	24…25	6850…7850

За шарнірного кріплення лап до рами ширину захвату культиватора можна збільшити в 1,4—1,6 рази, порівняно з жорстким. Збільшення ширини захвату ускладнює транспортування культиватора. Щоб забезпечити повне завантаження трактора, ширину захвату збільшують, застосовуючи раму культиватора, що складається з окремих шарнірно з'єднаних секцій, які під час транспортування можна піднімати за допомогою гідравлічної системи трактора.

Причіпні культиватори в робочому і транспортному положеннях, а начіпні лише в робочому обпираються на опорні колеса. На сучасних культиваторах колеса розміщують переважно в середині рами. За такого розміщення коліс на культиваторах для суцільного обробітку ширину колії K опорних коліс вибирають залежно від ширини захвату культиватора $B_к$: за $B_к = 2{,}0…2{,}8$ м, $K \approx 0{,}5B_к$; за $B_к = 2{,}8…4{,}2$ м, $K \approx 1/3B_к$.

На культиваторах для міжрядного обробітку просапних культур, вибираючи місця розміщення опорних коліс, слід ураховувати ширину міжрядь.

За ходом культиватора перед переднім рядом лап колеса розміщують так, щоб вони не були в зоні деформації ґрунту лапами, за умови:

$$l_к \geq 2a\mathrm{tg}(\alpha + \varphi) + (60...100), \qquad (1.75)$$

де $l_к$ — відстань від носків передніх лап до проекцій осі колеса на площину лез переднього ряду лап, мм; a — максимальна глибина обробітку, мм; α — кут розпушування ґрунту лапами; φ — кут тертя ґрунту об сталь; (60...100) — величина, що враховує вдавлювання колеса в ґрунт, мм.

Розміщення полільних, універсальних і розпушувальних лап на культиваторах для суцільного обробітку ґрунту та визначення їх кількості розглянуто вище.

Підбір і розміщення лап на просапних культиваторах погоджують з розмірами міжрядь висіяних культур. Потрібно також ураховувати перекриття лап і розміри захисних зон від виду рослин, їх розвитку та глибини обробітку ґрунту. Основні схеми розміщення лап на просапних культиваторах наведено на рис. 1.63. Стрілчасті лапи встановлюють спереду однобічних плоскорізальних (рис. 1.63*а*). При цьому отримують більш рівномірну глибину обробітку і рівну поверхню. Стрілчасті лапи з меншою шириною захвату слід установлювати спереду лап з більшою шириною захвату (рис. 1.63*б*). Схему розміщення лише однобічних плоскорізальних чи стрілчастих лап показано на рис. 1.63*в,г*.

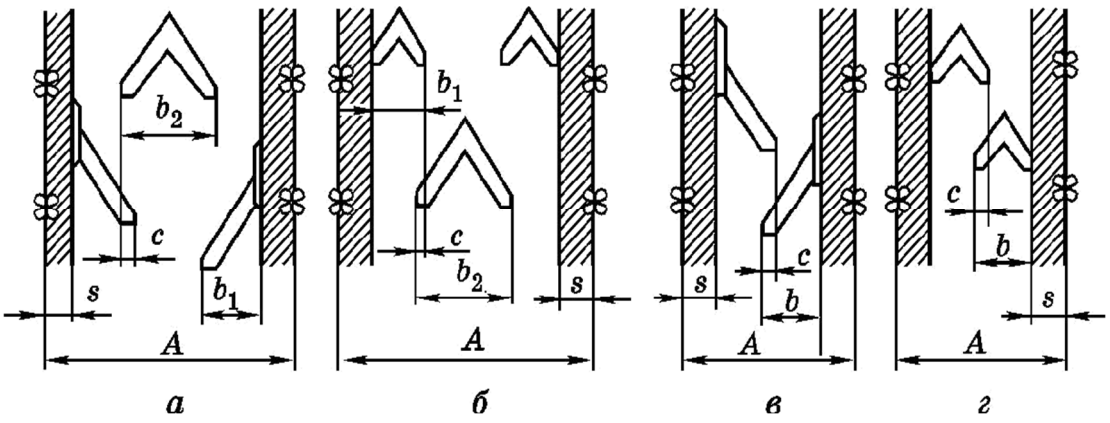


Рис. 1.63. Схеми розміщення лап на просапних культиваторах:
а — стрілчаста лапа спереду; *б* — стрілчаста лапа ззаду; *в* — дві однобічні плоскорізальні лапи; *г* — дві стрілчасті лапи; *А* — ширина міжрядь ; *s* — захисна зона; *с* — перекриття; b, b_1, b_2 — ширина захвату лап

1.6. Теорія та розрахунок ґрунтообробних машин з активними робочими органами

До ґрунтообробних машин з активними робочими органами належать такі машини, робочі органи яких крім поступального руху разом з машиною здійснюють відносно неї обертальний чи коливальний рух. Такий рух відбувається не завдяки зчепленню з ґрунтом, як у дискових боронах, лущильниках чи плугах, а внаслідок передачі їм обертового моменту від вала відбору потужності трактора, коліс машини чи гідроприводу.

Основними машинами з активними робочими органами є ротаційні плуги, фрези, проріджувачі та штангові культиватори. Ротаційні плуги широко не застосовують. Найпоширенішими машинами вважають фрези, які за призначенням поділяють на болотні, польові, просапні та садові.

Болотні фрези використовують для обробітку луків і осушених боліт з купинами і потужною дерниною, поліпшення луків і пасовищ, обробітку дуже зв'язаних нерівних скиб і дернини після підняття цілини чагарниково-болотними плугами та добування торфокришки на добрива.

Польові фрези призначені для передпосівного обробітку важких, перезволожених ґрунтів. За допомогою фрезерних культиваторів здійснюють міжрядний обробіток просапних культур.

Садові фрези застосовують для кришіння і розпушування ґрунту та знищення бур'янів у міжряддях молодих садів, ягідних кущів і лісосмуг.

Проріджувачі використовують для догляду за посівами цукрового буряку, вздовжрядного проріджування його сходів.

Штангові культиватори призначені для передпосівного та парового обробітку ґрунтів з метою знищення бур'янів, кришіння і розпушування ґрунту в недостатньо зволожених і схильних до вітрової ерозії районах.

1.6.1. Робочі органи фрез, проріджувачів і штангових культиваторів

Основними робочими органами фрез є прямі та зігнуті ножі, пружинні гаки і долота, які закріплюють жорстко, шарнірно або підпружинено на дисках, що встановлюються на барабані фрези.

Прямі ножі (рис. 1.64*а*) застосовують для скарифікації дернини луків і обробітку нових земель на глибину до 15 см. Вони розрізують ґрунт на окремі стрічки та дещо кришать і розпушують.

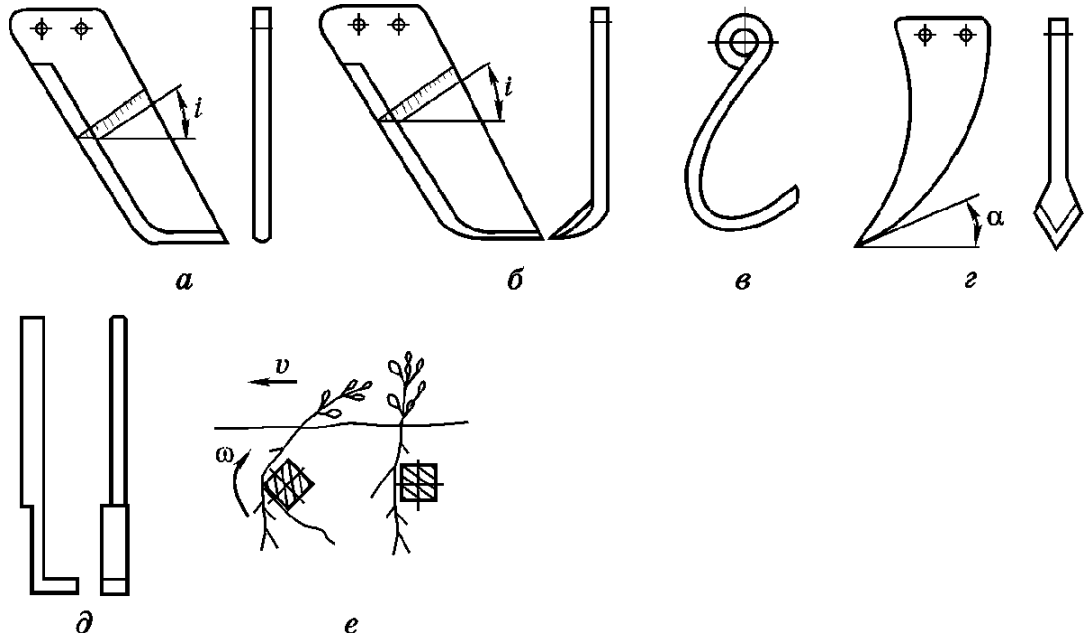


Рис. 1.64. Основні типи робочих органів фрез і проріджувачів:
а — прямий ніж; *б* — зігнутий ніж; *в* — пружинний гач; *г* — розпушувальне долото; *д* — зігнутий ніж проріджувача; *е* — штанга квадратного перерізу в роботі

Прямі ножі можуть мати одно- чи двобічне загострення. Якщо фрезерний барабан установлюють перпендикулярно до напрямку руху фрези, то його обладнують ножами зі симетричним загостренням з обох боків під кутом 20...35°. Ножі з більшим кутом загострення використовують для обробітку мінеральних ґрунтів, а з меншим — задернілих. Ножі з однобічним загостренням застосовують на барабанах, вісь обертання яких розміщена під гострим кутом до напрямку руху.

Зігнуті Г-подібні ножі (рис. 1.64*б*) призначені для обробітку болотних і задернілих лучних ґрунтів. Вони підрізують кореневу систему рослин, інтенсивніше кришать і розпушують ґрунт, а також перемішують його мінеральні елементи з органічними залишками. Зігнуті ножі мають стояк і крило. Крило може згинатися вправо і вліво. Ширина захвату крила 45...150 мм. Зігнутий ніж кріплять до диска так, щоб лезо стояка відхилялося від радіуса диска на кут не менше ніж 30°, а лезо крила — від напрямку руху на кут не більш як 60°. Таким чином забезпечують різання із ковзанням.

Пружинні гаки (рис. 1.64*в*) застосовують для обробітку ґрунтів, засмічених дрібним камінням та корінням.

Розпушувальні долота, або польові гаки (рис. 1.64*г*), призначені для обробітку староорних ґрунтів із незначними рослинними рештками за основного і передпосівного обробітку. Розпушувальне долото має стояк, за допомогою якого його кріплять до диска, і різальну частину шириною захвату 25...55 мм. Характерним для розпушувального долота є те, що воно має розвинутий кут розпушування α, який забезпечує інтенсивне кришіння і розпушування ґрунту.

Обмежено застосовують лущильні гаки, тарілкові ножі, розпушувальні мотики та ін.

Робочі органи розміщують на барабанах (дисках) рівномірно і кріплять переважно жорстко. Вісь обертання барабана може бути горизонтальною і вертикальною. Горизонтальна вісь лежить перпендикулярно до напрямку руху або під гострим кутом. Найпоширеніші фрези з горизонтальною віссю обертання, перпендикулярною до напрямку руху. Напрямок обертання барабана може збігатися з напрямком обертання ведучих коліс трактора (пряме фрезерування) і бути протилежним йому (зворотне фрезерування). Частіше застосовують пряме фрезерування, оскільки воно створює підштовхувальне зусилля, тоді як зворотне спричинює більше тягове зусилля та гірше загортання рослинних решток. Барабани урухомлюють від вала відбору потужності трактора за допомогою редукторів.

Зігнуті ножі (рис. 1.64*д*) встановлюють на проріджувачах за вздовжрядного проріджування цукрового буряку. Вони одночасно з проріджуванням сходів знищують бур'яни та кришать і розпушують ґрунт. Плоскорізальні крила цих ножів можуть бути загнуті вправо і вліво. Ширина захвату крила 25 і 53 мм. Глибина підрізання 3...4 см.

Вісь обертання різальної головки з ножами розміщено вздовж або під кутом до напрямку руху проріджувача. В обертальний рух різальну головку урухомлюють від опорно-приводного колеса секції проріджувача.

На автоматичних проріджувачах цукрового буряку ножі коливально рухаються перпендикулярно до напрямку руху проріджувача. Ножі урухомлюють від гідродвигуна автономної гідравлічної системи проріджувача. Глибина ходу ножів 1...4 см.

Штанги культиваторів (рис. 1.64*е*) застосовують для обробітку ґрунтів, що зазнають вітрової ерозії. Вони є, як правило, валами квадратного перерізу (22×22 або 25×25 мм), встановленими перпендикулярно до напрямку руху культиватора. Під час руху культиватора штанга, заглиблена в ґрунт, обертається в напрямку, зворотному обертанню коліс, і здійснює на шляху 1 м від 0,7 до 1,3 оберту. Зіткнувшись з коренем бур'яну, вона спочатку його згинає і вириває нижню, а потім верхню частину кореня. Штанга, завдяки обертанню, звільняється від бур'яну, залишаючи верхню його частину на

поверхні поля. У процесі роботи шар ґрунту, що лежить вище від штанги, кришиться і розпушується, а нижній — ущільнюється. Штангу урухомлює колесо культиватора. Глибина обробітку 4...10 см.

1.6.2. Процес роботи і траєкторія руху робочих органів фрези та проріджувача

Процес роботи фрези із зігнутими ножами, розпушувальними долотами відбувається так. Під час переміщення фрези і обертання барабана *2* (рис. 1.65) зігнуті ножі *1* відокремлюють від загальної маси ґрунту невелику стружку і відкидають її на пруткову решітку *8* і кожух *7*, внаслідок чого ґрунт інтенсивно кришиться, розпушується і перемішується. Куски дернини і рослинні рештки, ковзаючись на решітці, падають донизу і зверху присипаються подрібненими грудочками ґрунту, які пройшли крізь решітку.

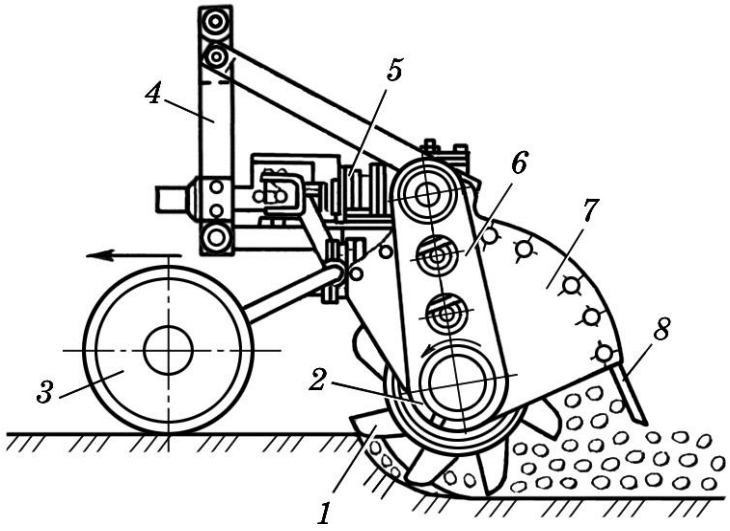


Рис. 1.65. Загальний вигляд болотної фрези:
1 — ніж; *2* — барабан; *3* — опорне колесо; *4* — навіска; *5* і *6* — редуктори; *7* — кожух; *8* — решітка

Траєкторія руху робочого органа фрези. Робочі органи фрези в процесі роботи здійснюють складний рух: поступальний з агрегатом і обертальний біля осі барабана. Розглянемо траєкторію руху робочого органу *1* (рис. 1.66), коли вона переміщується прямолінійно і рівномірно зі швидкістю v, а вісь обертання барабана *2* фрези є перпендикулярною до напрямку її руху. Розмістимо центр осей координат у точці O, вісь x напрямимо за рухом фрези, а вісь y — донизу.

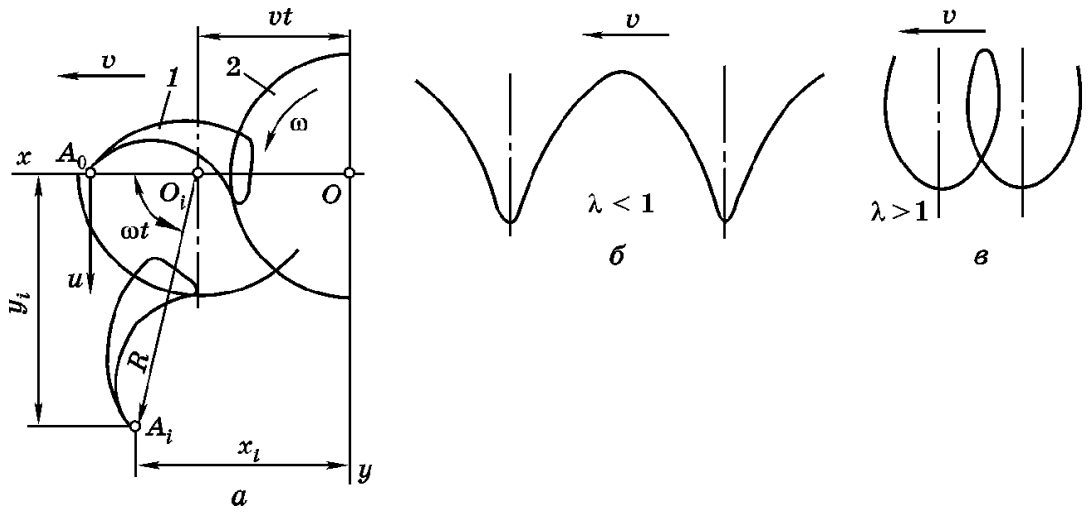


Рис. 1.66. Траєкторія руху точки робочого органу фрези:
а — схема для визначення траєкторії руху робочого органу;
б — траєкторія за $\lambda < 1$; *в* — траєкторія за $\lambda > 1$;
1 — робочий орган; *2* — барабан

Нехай у початковий момент руху крайня точка робочого органу, яка розміщена на колі з радіусом R, знаходиться в положенні A_0. Під час обертання барабана за деякий час t на кут ωt, де ω — кутова швидкість барабана, фреза пройде шлях vt, де v — поступальна швидкість. Унаслідок цього точка A_0 перейде в положення A_i. Координати точки A_i відносно нерухомих осей x і y:

$$\begin{aligned} x_i &= vt + R\cos\omega t; \\ y_i &= R\sin\omega t. \end{aligned} \qquad (1.76)$$

Рівняння (1.76) виражає траєкторію абсолютного руху крайньої точки робочого органу в параметричній формі. Як відомо, ця траєкторія геометрично є циклоїдою (трохоїдою).

Здійснимо деякі перетворення рівнянь (1.76), вилучивши з них час t і врахувавши, що $\omega t = \alpha$, де α — кут, на який повернеться робочий орган із початкового положення за час t, а колова швидкість крайньої точки робочого органу $u = \omega R$. Тоді можна записати:

$$\begin{aligned} t &= \alpha / \omega; \\ \omega &= u / R. \end{aligned} \qquad (1.77)$$

Підставивши значення ω у залежності (1.77), отримаємо $t = \alpha R/\omega$. Вилучивши із рівняння (1.76) t і ωt, матимемо:

$$\begin{aligned} x_i &= R(\alpha u / v + cos\alpha); \\ y_i &= Rsin\alpha. \end{aligned}$$

Якщо замінити відношення колової швидкості u до поступальної v через кінематичний параметр λ, то дістанемо:

$$x_i = R(\alpha / \lambda + cos\alpha);$$
$$y_i = Rsin\alpha. \qquad (1.78)$$

Рівняння (1.78) показують, що зміна форми циклоїди залежить тільки від відношення $\lambda = u/v$, яке характеризує кінематичний режим роботи фрези. Якщо $\lambda < 1$, то траєкторія матиме форму вкороченої циклоїди (рис. 1.66*б*), яка не має петлі. У фрезах та інших ротаційних робочих органах за $\lambda > 1$ абсолютна траєкторія руху матиме форму подовженої циклоїди (рис. 1.66*в*). У штангових робочих органів $\lambda < 1$, а траєкторія руху ребра штанги набуває форму вкороченої циклоїди, що призводить до ущільнення нижнього шару ґрунту.

Траєкторія руху ножа проріджувача. Ножі обертаються в площині, перпендикулярній до напрямку руху проріджувача або під гострим кутом.

Розглянемо траєкторію руху ножа, коли він обертається в площині, перпендикулярній до напрямку руху. Розмістимо центр координатних осей у центрі обертання різальної головки в точці *O* (рис. 1.67), а вісь *x* напрямимо за рухом проріджувача. Осі *y* і *z* розміщуються у площині, перпендикулярній до напрямку руху. При цьому вісь *y* напрямимо горизонтально, а *z* — вертикально вгору.

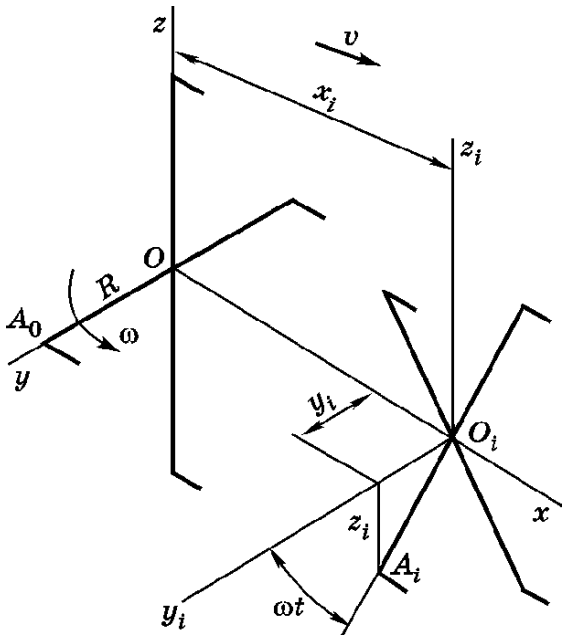


Рис. 1.67. Схема до визначення рівняння руху ножа проріджувача

Під час переміщення центра головки за деякий час *t* зі швидкістю *v* з положення *O* в положення O_i головка з ножем повернеться на кут ωt, унаслідок чого точка A_0 ножа, розміщена на відстані *R* від осі обертання, займе положення A_i. Її координати, як бачимо з рис. 1.67, визначатимемо рівняннями:

$$\left.\begin{aligned} x_i &= vt; \\ y_i &= R\cos\omega t; \\ z_i &= -R\sin\omega t. \end{aligned}\right\} \qquad (1.79)$$

Така траєкторія ножа є гвинтовою лінією.

Якщо головка ножа проріджувача обертатиметься в площині, розміщеній під гострим кутом θ до напрямку руху, а вісь обертання буде під кутом 90°– θ, то рівняння траєкторії набере вигляду:

$$\left.\begin{aligned} x_i &= vt - R\cos\omega t\cos\theta; \\ y_i &= R\cos\omega t\sin\theta; \\ z_i &= -R\sin\omega t. \end{aligned}\right\} \qquad (1.80)$$

Якщо так само, як під час розгляду траєкторії ножа фрези, подати t через $\alpha R/u$, ωt — через α, а u/v — через λ, то матимемо:

$$\left.\begin{aligned} x_i &= R(\alpha / \lambda\text{-}\cos\alpha\cos\theta; \\ y_i &= R\cos\alpha\sin\theta; \\ z_i &= -R\sin\alpha. \end{aligned}\right\} \qquad (1.81)$$

Рівняння (1.79) і (1.81) визначають траєкторією абсолютного руху точки A ножа проріджувача, яка є гвинтовою лінією, крок якої більший, що менший показник кінематичного режиму λ.

1.6.3. Основні параметри роботи фрези

Робота фрези характеризується подачею на ніж S_z, глибиною обробітку a, максимальною товщиною стружки δ_{max}, висотою гребенів h, відношенням m глибини обробітку до радіуса R (відстанню різальної кромки ножа до осі обертання барабана) і показником кінематичного режиму λ.

До кожного диска барабана фрези кріплять, як правило, по кілька ножів. У процесі роботи ножі один за одним відрізають скибу, однойменні точки ножа описують однакові траєкторії у вигляді циклоїд. Якщо попередній ніж *3* (рис. 1.68) описав траєкторію *2*, то наступний ніж опише траєкторію *1*, зміщену вздовж горизонталі відносно першої на відстань S_z, що називається *подачею на ніж*. Подача на ніж залежить від швидкості v переміщення фрези і часу t_z, за який наступний ніж у відносному русі займе положення попереднього, тобто повернеться на кут, що дорівнює центральному куту між ними:

$$S_z = vt_z. \qquad (1.82)$$

Час t_z можна визначити за формулою:

$$t_z = t_{об} / z,$$

де $t_{об}$ — час, за який диск повернеться на один оберт; z — кількість ножів на одному диску.

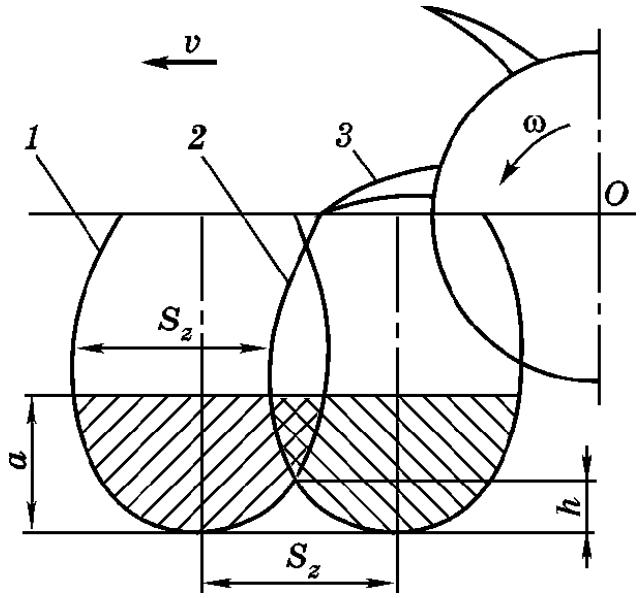


Рис. 1.68. Схема утворення гребенів під час роботи фрези:
1 — траєкторія руху кінця наступного ножа;
2 — траєкторія руху кінця попереднього ножа; *3* — ніж

Час одного оберту диска визначається із умови:

$$\omega t_{об} = 2\pi,$$

де ω — кутова швидкість диска.

Звідси $t_{об} = 2\pi/\omega.$

Тоді $t_z = 2\pi/\omega z.$

Після підставлення в залежність (1.82) значення t_z отримаємо:

$$S_z = 2\pi v / \omega z. \qquad (1.83)$$

Щоб визначити подачу на один ніж з урахуванням показника кінематичного режиму λ, помножимо чисельник і знаменник рівняння (1.83) на R і замінимо u/v показником кінематичного режиму λ. Після цього матимемо:

$$S_z = 2\pi R / \lambda z. \qquad (1.84)$$

Отримана залежність (1.84) показує, що подача на один ніж S_z залежить як від конструктивних параметрів фрези R і z, так і від показника кінематичного режиму λ, тобто швидкості поступального руху фрези і частоти обертання барабана. Зі зміною подачі на ніж змінюється ступінь дії фрези на ґрунт, зокрема кришіння та розпушування ґрунту.

Під час обробітку староорних ґрунтів подача на ніж становить 10...15 см і задернілих — 3...6 см.

Шлях фрези за один оберт барабана визначимо за залежністю:

$$S = S_z z = 2\pi R / \lambda. \qquad (1.85)$$

Співвідношення між основними параметрами фрезерного барабана (*R*, *z*, λ) і висотою *h* гребенів на дні борозни. Із рис. 1.68 бачимо, що петлі суміжних циклоїд перетинаються на певній висоті, внаслідок чого на дні обробленого поля утворюються гребені заввишки *h*. З точки зору агротехніки, наявність нерівного дна борозни, утвореного гребенями, небажана. Згідно з агротехнічними вимогами максимальна висота гребенів не має перевищувати 2 см. Висота гребенів $h \le 0{,}2a$, де *a* — максимальне заглиблення ножа фрези в ґрунт (глибина обробітку).

Спочатку знайдемо зв'язок параметрів *R*, *z*, λ із значенням висоти *h* гребеня. Із рис. 1.69 бачимо, що:

$$x_2 = x_1 + S_z / 2, \tag{1.86}$$

де x_2 — абсциса вершини *B* гребеня; x_1 — абсциса кінця ножа в найнижчому його положенні (ω = π/2); S_z — подача на один ніж.

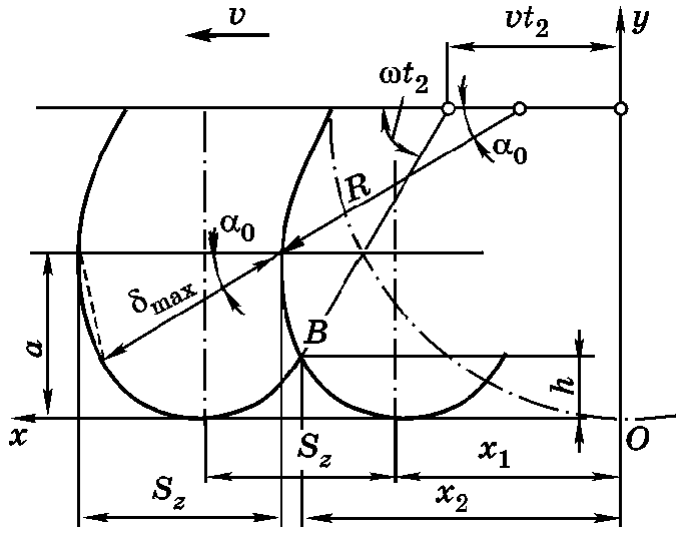


Рис. 1.69. Схема до визначення залежності між висотою гребенів і основними параметрами фрезерного барабана

Траєкторія руху кінця ножа для точки *B*:

$$\left.\begin{aligned} x_2 &= vt_2 + R\cos\omega t_2; \\ y_2 &= h = R(1-\sin\omega t_2), \end{aligned}\right\} \tag{1.87}$$

де t_2 — час обертання барабана, за який він повернеться на кут ωt_2.

Позначимо $\omega t_2 = \alpha_2$.

Звідси $t_2 = \alpha_2 / \omega$, а *v* замінимо на $\omega R / \lambda$.

[7]

Тоді

$$\left.\begin{aligned} x_2 &= R\frac{\alpha_2}{\lambda} + R\cos\alpha_2; \\ h &= R(1-\sin\alpha_2). \end{aligned}\right\} \tag{1.88}$$

Для визначення x_2 у залежність (1.86) підставимо значення x_1 і S_z. Абсциса x_1 кінця ножа в найнижчому його положенні

$$x_1 = v\frac{\pi}{2\omega} = \frac{\pi R}{2\lambda},$$

а S_z із залежності (1.84)

$$S_z = \frac{2\pi R}{\lambda z}.$$

Тоді $$x_2 = \frac{\pi R}{2\lambda} + \frac{\pi R}{\lambda z},$$

або $$x_2 = \frac{\pi R}{\lambda}\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right).$$

Для визначення λ значення x_2 підставимо у перше рівняння залежності (1.88), замінимо v/ω на R/λ і отримаємо систему рівнянь

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\pi R}{\lambda}\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right) = \frac{R}{\lambda}\alpha_2 + R\cos\alpha_2; \\ &h = R(1 - \sin\alpha_2). \end{aligned}\right\} \qquad (1.89)$$

Зробивши перетворення, дістанемо

$$\left.\begin{aligned} &\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)\pi = \alpha_2 + \lambda\cos\alpha_2; \\ &h = R(1 - \sin\alpha_2). \end{aligned}\right\} \qquad (1.90)$$

Із другого рівняння системи (1.90) визначимо:

$$\sin\alpha_2 = 1 - \frac{h}{R};$$

$$\alpha_2 = \arcsin\left(1 - \frac{h}{R}\right);$$

$$\cos\alpha_2 = \frac{1}{R}\sqrt{2Rh - h^2}.$$

Підставивши отримані значення в перше рівняння системи (1.90), матимемо:

$$\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)\pi = \arcsin\left(1 - \frac{h}{R}\right) + \lambda\frac{1}{R}\sqrt{2Rh - h^2}.$$

Якщо розв'язати це рівняння відносно λ, то отримаємо:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)\pi - \arcsin\left(1 - \frac{h}{R}\right)}{\frac{1}{R}\sqrt{2Rh - h^2}}. \qquad (1.91)$$

Залежність (1.91) пов'язує основні параметри барабана фрези (R, z, λ) з висотою h гребенів. Користуючись цією залежністю для певної фрези, за допустимої висоти гребенів можна знайти λ, а отже, маючи швидкість обертання барабана, визначити поступальну швидкість фрези і навпаки.

Слід зауважити, що дійсна висота $h_д$ гребенів буде дещо меншою від теоретичної, оскільки під час руху ножа в ґрунті стружка сколюватиметься і $h_д = kh$, де k — коефіцієнт, який, за даними В.Д. Докіна, становить від 0,5 до 1,0.

Товщина стружки. Важливим показником роботи фрези є також товщина стружки, яку знімає ніж, оскільки від її товщини залежить інтенсивність кришіння і розпушування ґрунту.

Із (рис. 1.69) бачимо, що за певного припущення, максимальну товщину стружки δ_{max} можна визначити за формулою:

$$\delta_{max} = S_z \cos\alpha_0, \tag{1.92}$$

де α_0 — кут, за якого ніж починає відрізати скибу.

Максимальне заглиблення a ножа в ґрунт має зв'язок із радіусом R і кутом α_0. Цей зв'язок виражається залежністю:

$$a = R - R\sin\alpha_0.$$

Звідси

$$\sin\alpha_0 = 1 - \frac{a}{R};$$

$$\cos\alpha_0 = \sqrt{2\frac{a}{R} - \left(\frac{a}{R}\right)^2}.$$

Замінивши a/R на m і підставивши значення $\cos\alpha_0$ у залежність (1.92), матимемо:

$$\delta_{max} = S_z\sqrt{2m - m^2}. \tag{1.93}$$

Отже, товщина стружки залежить як від подачі S_z на ніж, так і від глибини обробітку a.

Подача на ніж для просапних і болотних фрез, як правило, становить 4...8 см, для польових — 10...15 см. За постійної подачі на ніж, але зменшення глибини обробітку m товщина стружки зменшується, тобто зростає ступінь кришіння і розпушування ґрунту.

Якщо в залежність (1.93) підставити значення подачі S_z на ніж із залежності (1.84), то дістанемо:

$$\delta_{max} = \frac{2\pi R}{\lambda z}\sqrt{2m - m^2}. \tag{1.94}$$

Отримана залежність (1.94) показує, що зменшення товщини стружки, а отже, і висоти гребенів, можна досягти збільшенням показника кінематичного режиму λ. Проте значне збільшення λ призводить до різкого збільшення витрати енергії.

1.6.4. Витрати потужності для роботи фрези

У процесі роботи фрези потужність витрачається на подолання опору робочими органами на відривання стружки в горизонтальному напрямку крилом ножа, розрізання скиби у вертикальній площині стояком ножа, кришіння і розпушування стружки, надання певної швидкості обробленому ґрунту, переміщення машини на полі.

Оскільки для кожної операції важко визначити потрібну потужність, дослідники, враховуючи деякі припущення і об'єднуючи операції, встановили певні залежності для її визначення.

Заслуговує на увагу одна з них для фрези з горизонтальною віссю обертання, яка відображає суть роботи фрези і враховує її параметри. Вона полягає в тому, що загальну потужність N, яка витрачається на роботу фрези, розраховують як суму трьох видів потужності:

$$N = N_{д} + N_{в} + N_{п}, \tag{1.95}$$

де $N_{д}$ — потужність на деформацію ґрунту, Вт; $N_{в}$ — потужність на відкидання стружки, Вт; $N_{п}$ — потужність на переміщення фрези на полі, Вт.

Найважливішою є потужність $N_{д}$ на деформацію ґрунту, яку визначають за формулою:

$$N_{д} = kcazn / 60, \tag{1.96}$$

де k — питомий опір деформації ґрунту, МПа; c — переріз ґрунтової стружки, см^2; a — глибина обробітку, см; z — загальна кількість ножів на фрезі, шт.; n — частота обертання фрезерного барабана, хв$^{-1}$.

Питомий опір деформації ґрунту несталий. Він може змінюватися в широких межах залежно від типу і вологості ґрунту, стану його поверхні.

Потужність $N_{в}$ на відкидання стружки наближено можна визначити за формулою:

$$N_{в} = \frac{\delta Q u_{б}^2}{2}, \tag{1.97}$$

де δ — коефіцієнт відкидання, який залежить від форми робочого органу (для польових гаків δ = 0,85; для зігнутих ножів δ = 1,0); Q — маса ґрунту, що відкладається за 1 с; $u_{б}$ — колова швидкість барабана, м/с.

Визначальним для цієї потужності крім маси ґрунту, що відкидається, є колова швидкість барабана.

Потужність $N_{п}$ на переміщення фрези на полі визначають за виразом:

$$N_{п} \approx 10 f Q_{ф} v, \tag{1.98}$$

де f = 0,15...0,20 — коефіцієнт опору перекочуванню; $Q_{ф}$ — маса фрези, кг; v — швидкість руху агрегату, м/с.

Слід також ураховувати витрати енергії до 2...5 %, які є в механізмах передач. Проте підштовхувальне зусилля реакції ґрунту в процесі фрезерування дещо зменшує витрати енергії на переміщення фрези, компенсуючи їх у передачах.

Загальна потужність, яка потрібна для забезпечення роботи фрези, як правило, більша, ніж для плуга. Однак під час підготовки задернілого ґрунту під посів, виконаний системою «плуг—борона—культиватор», витрати енергії на одиницю обробленої площі фрезою дещо менші.

1.6.5. Визначення основних параметрів фрези

До основних параметрів фрези з горизонтальною віссю обертання барабана належать ширина захвату, діаметр барабана, кількість ножів, частота обертання барабана та відстань між сусідніми дисками на барабані.

Ширину захвату фрези B визначають, ураховуючи потужність трактора, з яким її агрегатуватимуть.

Якщо прийняти, що в залежності (1.95) потужність, яку визначають два перших члени, прямо пропорційна кількості ножів z фрези, то її ширину захвату можна визначити так. Візьмемо параметри ножа та із формул (1.96) і (1.97) за $z = 1$ визначимо потужність на деформацію ґрунту $N_{д1}$ і відкидання скиби (стружки) $N_{В1}$. Вважатимемо, що на одному диску буде встановлено z_n ножів, а відстань між сусідніми дисками $l_д$. Тоді ширину захвату фрези можна визначити за залежністю:

$$B = \left(\frac{N_{тр} - N_{п}}{N_{д1} - N_{в1}} \right) \frac{l_д}{z_n}, \qquad (1.99)$$

де $N_{тр}$ — потужність трактора, Вт.

Діаметр барабана $D_б$ вибирають, ураховуючи глибину обробітку, щоб диски, корпус редуктора, кожух та інші деталі під час роботи фрези проходили над поверхнею поля з мінімальним просвітом 50...60 мм. Більшість фрез має діаметр барабана $D_б = (2{,}5.. .3{,}5)a$.

Кількість ножів z_n, закріплених на одному диску, залежить від подачі на один ніж S_z. Водночас подача на один ніж (1.84) залежить від показника кінематичного режиму λ, тобто від поступальної швидкості фрези і колової швидкості барабана. Для фрез, які агрегатують з тракторами, що працюють зі швидкістю 3...6 км/год, найчастіше беруть 4, 6 або 8 ножів. Сучасні фрези для задернілих ґрунтів мають $S_z = 4...8$ см, для староорних — $S_z = 10...15$ см.

Частота обертання n барабана залежить від поступальної швидкості v агрегату, заданої подачі на один ніж S_z і кількості ножів на одному диску z_n:

$$n = \frac{2v}{S_z z_n}. \qquad (1.100)$$

Відстань між сусідніми дисками $l_д$ на барабані залежить від форми і ширини загнутої частини ножа. Її рекомендують брати $l_д = 100…200$ мм.

1.7. Теорія та розрахунок котків

Залежно від конструкції робочого органу котки застосовують для ущільнення і вирівнювання поверхні ґрунту, подрібнення брил, руйнування ґрунтової та льодяної кірки та прикочування зелених добрив перед заорюванням.

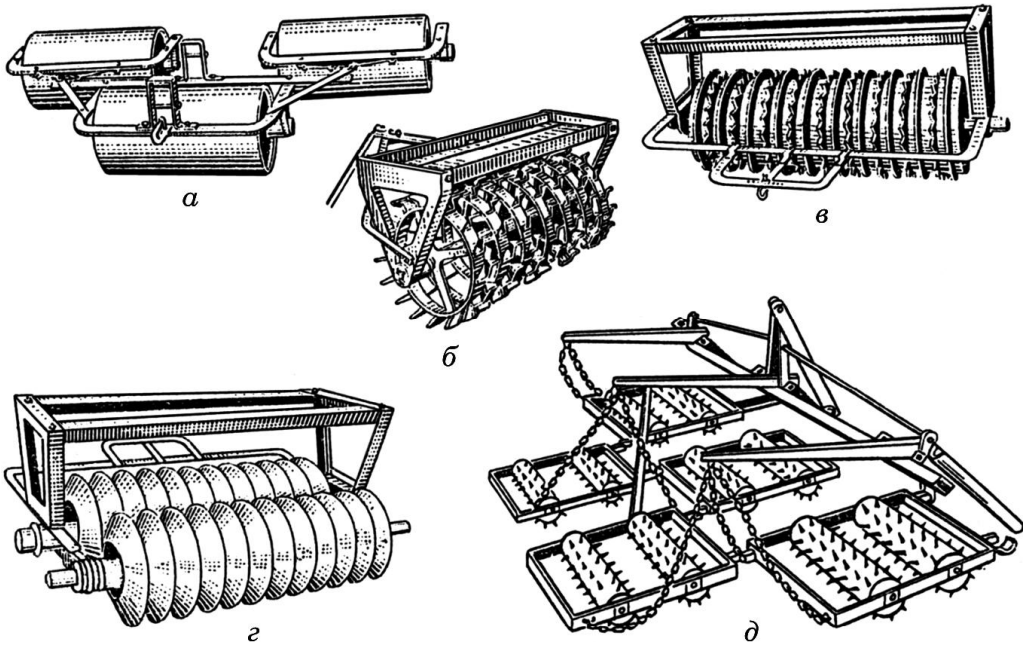


Рис. 1.70. Котки:
а — гладенький; *б* — кільчасто-шпоровий; *в* — кільчасто-зубчастий;
г — кільчасто-клинчастий; *д* — борончастий

За призначенням котки поділяють на польові та болотні. За формою робочої поверхні вони є гладенькі (рис. 1.70*а*), кільчасто-шпорові (рис. 1.70*б*), кільчасто-зубчасті (рис. 1.70*в*), кільчасто-клинчасті (рис. 1.70*г*) та борончасті (рис. 1.70*д*).

1.7.1. Процес дії котка на ґрунт

Робочим органом котків є циліндрична поверхня, якою він діє на ґрунт. Під час перекочування котка на поверхні поля часточки ґрунту переміщуються в горизонтальному і вертикальному напрямках, описуючи певну траєкторію. Характер і форма траєкторії залежать переважно від параметрів котка, радіального навантаження на коток, ґрунтових умов і місця знаходження часточки в шарі ґрунту. Із результатів експериментальних досліджень М.Х. Пігулевського бачимо, що часточки a_0, b_0 і c_0 (рис. 1.71*а*) із свого початкового положення під дією котка переміщуються вперед, але спочатку дещо піднімаються вгору, а потім опускаються до певного рівня. Верхня часточка a_0, описуючи траєкторію

$a_0a_1a_2a_3$, переміщується у кінцеве положення a_3 на поверхні колії, утвореної котком. Часточка b_0, що розміщується на певній глибині в ґрунті, описує траєкторію $b_0b_1b_2b_3$, яка коротша за траєкторію, що описує часточка a_0, проте характер її переміщення такий самий. Часточка c_0, яка знаходиться ще глибше, переміщується аналогічно, але опускається на меншу величину. Що глибше розміщується часточка, то менше вона переміщується і на глибині d її переміщення не спостерігається. Поздовжнє переміщення часточок ґрунту спричинює внутрішнє тертя між собою, що зумовлює руйнування структури ґрунту.

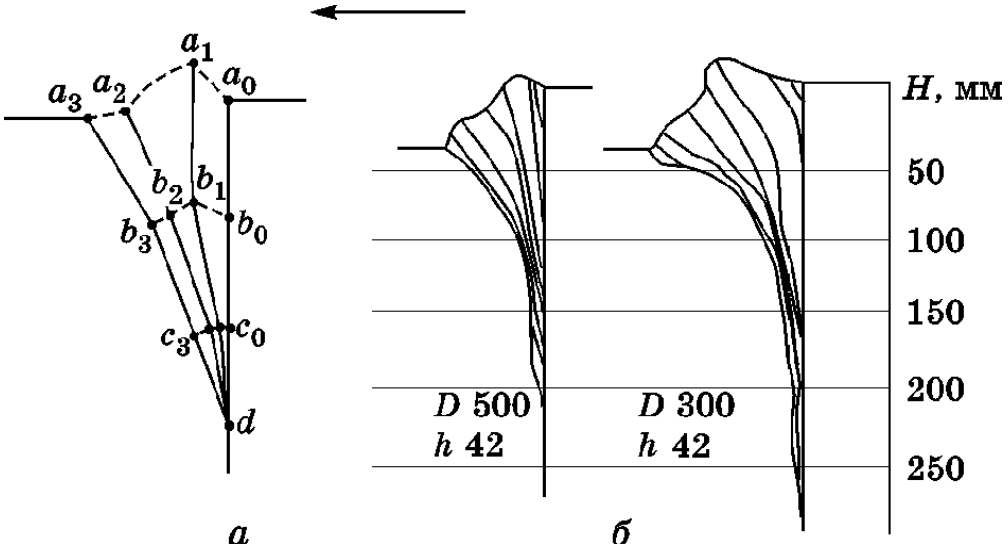


Рис. 1.71. Траєкторія поздовжнього переміщення часточок ґрунту від дії котка:

а — на різній глибині; *б* — залежно від діаметра котка D за однакової колії h

Коткування полягає у вертикальному переміщенні часточок ґрунту. Досліди показують, що поздовжня деформація ґрунту значною мірою залежить від діаметра котка. Із рис. 1.71*б* бачимо, що за однакової глибини колієутворення поздовжня деформація ґрунту збільшується зі зменшенням діаметра котка. Застосування котків із малим діаметром призводить до небажаних результатів.

1.7.2. Визначення параметрів котка

Основними параметрами котка є діаметр і ширина (довжина). Вибираючи діаметр котка, слід ураховувати поздовжню деформацію ґрунту. Цього досягають за умови, що кут α (рис. 1.72) обхвату котка ґрунтом не перевищуватиме 20°. При цьому ґрунтовий валик перед котком має незначний розмір.

Із (рис. 1.72) бачимо, що

$$\cos\alpha = \frac{D-2h}{D} = 1 - \frac{2h}{D}, \qquad (1.101)$$

де D — діаметр котка; h — глибина колії котка.

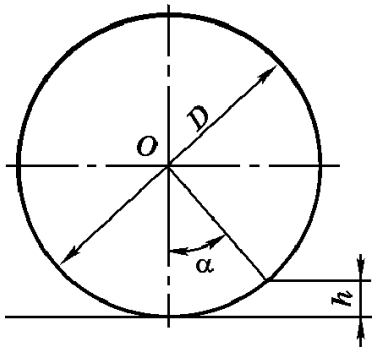


Рис. 1.72. Схема до визначення діаметра котка

Із залежності (1.101) визначаємо діаметр котка:

$$D \geq \frac{2}{1-\cos\alpha}. \qquad (1.102)$$

Задавши глибину колії котка і кут обхвату, можна визначити допустимий мінімальний діаметр котка.

Ширину захвату котка вибирають залежно від умов пристосування його до рельєфу поля. Для рівнинних умов ширина котка становить близько 2 м, а для гірського рельєфу та пересічених полів — не більше ніж 1 м.

Процес роботи кільчасто-шпорових, кільчасто-зубчастих, кільчастих і борончастих котків дещо відмінний. Верхній шар ґрунту вони залишають розпушеним, а нижній — ущільнюють так само, як це робить гладенький коток.

1.7.3. Опір перекочуванню котка

Значні зміни фізико-механічних властивостей ґрунту під час коткування ускладнюють точний розрахунок зусилля на перекочування котка. Дослідники, виходячи з тих чи інших передумов, виводять різні формули для визначення зусилля на перекочування котка.

Зусилля на перекочування колеса чи котка вперше визначив Грандвуале, а пізніше підтвердив В.П. Горячкін.

Згідно з цими розробками зусилля P на перекочування гладенького котка визначають за формулою:

$$P = 0{,}86\sqrt[3]{\frac{G^4}{q_0 B D^2}},$$

де G — сила ваги котка, Н; B — ширина захвату котка, см; D — діаметр котка, см; q_0 — коефіцієнт об'ємної деформації ґрунту, Н/см^3 ($0{,}3 < q_0 < 0{,}5$).

Зусилля перекочування негладенького котка дещо більше:

$$P = 0{,}86k\sqrt[3]{\frac{G^4}{q_0 BD^2}},$$

де k = 1,0…1,3 — коефіцієнт, що враховує додатковий опір від деформації ґрунту, яку здійснюють негладенькі елементи котка.

Для суцільних кільчастих котків k = 1,1…1,2, для комбінованих — k = 1,1…1,3, для котків, у яких кільця розміщені з деякою відстанню між ними, k = 1,0.

Знаючи параметри гладенького котка, можна визначити глибину колії h:

$$h = \frac{1{,}3\sqrt[3]{G^2}}{\sqrt[3]{q_0^2 B^2 D}}.$$

Глибина колії визначає ступінь руйнування структури ґрунту.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Яке завдання обробітку ґрунту?

2. Охарактеризувати основні технологічні операції обробітку ґрунту.

3. Способи обробітку ґрунту.

4. Склад ґрунту і його фізико-механічні властивості як об'єкта обробітку.

5. Описати діаграму зміни сили опору ґрунту від глибини вдавлювання наконечника твердоміра.

6. Фрикційні властивості ґрунту.

7. Теоретичні основи технологічного процесу оранки.

8. Співвідношення між шириною і товщиною скиби під час оранки з передплужником.

9. Теорія різання ґрунту лезом. Режими різання лезом.

10. Розрахунок основних розмірів череслового ножа.

11. Розрахунок дискового ножа.

12. Взаємодія клина з ґрунтом. Навести залежності між основними параметрами тригранного клина.

13. Описати характер деформації ґрунту клином залежно від механічного складу та стану.

14. Подати основи побудови лемішно-полицевої поверхні.

15. Поняття напрямної кривої лемішно-полицевої поверхні.

16. Описати закон зміни кута γ для культурної, циліндроїдальної і напівгвинтової лемішно-полицевої поверхні.

17. Порядок визначення параметрів польової дошки.

18. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні передплужника.

19. Особливості швидкісних робочих поверхонь плужних корпусів.

20. Тяговий опір плуга. Раціональна формула академіка В.П. Горячкіна.

21. Формула коефіцієнта корисної дії плуга.

22. Обґрунтування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга.

23. Навести схему сил, що діють на плуг. Умови рівноваги плуга.

24. Теорія та розрахунок дискових ґрунтообробних машин і знарядь.

25. Силова характеристика і тяговий опір дискових робочих органів.

26. Теорія та розрахунок зубових борін. Побудова зубового поля.

27. Силовий баланс і тяговий опір зубової борони.

28. Обґрунтування параметрів робочих органів культиваторів.

29. Взаємне розміщення полільних і універсальних лап.

30. Дія розпушувальних лап на ґрунт і їх взаємне розміщення.

31. Стійкість ходу лап культиватора за глибиною.

32. Процес роботи і траєкторія руху робочих органів ґрунтообробної фрези.

33. Основні параметри роботи фрези.

34. Навести співвідношення між основними параметрами фрезерного барабана і висотою гребенів на дні борозни.

35. Визначення товщини стружки ґрунтової фрези.

36. Витрати потужності під час роботи фрези.

37. Навести основи теорії та розрахунку котків.

РОЗДІЛ 2
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МЕЛІОРАТИВНИХ МАШИН

2.1. Загальні відомості

Основними ознаками, які визначають меліоративну машину, є: вузька спеціалізація робочих органів для виконання одного технологічного процесу з кількох операцій або окремих операцій у меліорації; тісний зв'язок форми і розміщення робочого органу з виглядом і профілем меліоративної споруди, яку розробляють; можливість зміни профілю споруди через зміну положення робочого органу; використання, як правило, тільки на меліоративних роботах або аналогічних їм; у більшості випадків — однопрохідність; отримання за один прохід завершеної споруди; здебільшого безперервної дії.

Для виконання меліоративних робіт застосовують такі машини: культуртехнічні, землерийні загальнобудівельні, землерийні меліоративні, для ремонту і утримання меліоративних ліній, для поливу і осушення.

Способи проведення культуртехнічних робіт на меліорованих об'єктах залежать від деревинно-кущової рослинності та ґрунтових умов. Їх виконують за такими принципово різними технологічними схемами:

- роздільне корчування деревинно-кущової рослинності, згрібання у вали і знищення рослинності, первинне оброблення ґрунту;
- зрізування наземної частини деревинно-кущової рослинності, згрібання зрізаної деревини в купу, спалювання деревини, корчування і згрібання пнів у купу і спалювання їх, первинне оброблення ґрунту;
- заорювання кущової рослинності, розподіл пласта, коткування;
- хімічне оброблення рослинності з наступним подрібненням і згрібанням, корчування, знищення рослинності, оранка;
- фрезування рослинності разом із ґрунтом;
- корчування рослинності з одночасним очищенням від ґрунту і утилізацією деревинно-кущової маси.

Корчування рослинності з наступним згрібанням викорчуваної маси застосовують у будь-яких природно-кліматичних зонах із різною за складом і кількістю деревної рослинності незалежно від наявності каменів на поверхні ґрунту і ґрунтових умов. Цей спосіб полягає у тому, що викорчувані пні, кущі і дрібнолісся не згрібають відразу у вали, а переміщують на відстань 5...10 м від місця корчування і залишають на 2...4 тижні для просушування, а потім збирають у вали і спалюють.

Потоковий спосіб знищення кущової рослинності передбачає її вилучення із ґрунту внаслідок двох-трьох (залежно від складу) взаємно перпендикулярних проходів корчувального агрегату (корчувача з бороною), згрібання начіпними кущовими граблями у певне місце з наступним спалюванням кущової рослинності. Технологічні операції послідовно

проводять на всіх закущених площах об'єкта з перервами для підсушування деревини.

Роздільний спосіб знищення наземної кущової рослинності та пнів застосовують під час освоєння земель, які заросли кущами і дрібноліссям. Особливість виконання робіт за цією схемою полягає у тому, що наземну частину рослинності вилучають у зимовий період, основну її масу при цьому згрібають у вали і купи без ґрунту. Проте зрізування деревинно-кущової рослинності неефективне, якщо діаметр стовбура не перевищує 15 см на ділянках, які дуже засмічені камінням, покриті переважно кущами верби, пнями, а також мають зрізаний рельєф місцевості. Заорювання кущової рослинності — найдешевший спосіб освоєння закущених земель. Проте він ефективний тільки на ділянках, які не потребують великих за обсягом планувальних робіт, не засмічені камінням і мають невелику кількість пнів, з потужністю гумусного шару не менше ніж 25 см. Тому цей спосіб застосовують на торф'яно-болотних ґрунтах за висоти кущів не більше ніж 40 см. За хімічного способу відмерлу рослинність збирають механічними засобами. Технологічна схема робіт передбачає двократне оброблення рослинності арборицидами, ламання сухостою, згрібання висохлої деревної маси і її спалювання, первинне оброблення ґрунту з додатковим, за потреби, корчуванням кореневих залишків.

Використання хімічного способу — дуже трудомісткий процес, крім того, збільшується термін повного освоєння таких земель до 3...4 років, а токсичність арборицидів обмежує його використання. Під час освоєння закущених торф'яно-болотних земель широко використовують фрезування (подрібнення) кущової рослинності за одночасного переміщення її з ґрунтом. Цей спосіб об'єднує операції зі знищення куща, переорювання, дискування і коткування площі, яку освоюють, до однієї — глибокого фрезування ґрунту разом з рослинністю. Під час проведення мілкого фрезування передбачають фрезування кущів разом з ґрунтом на глибину 15...25 см із наступною оранкою і обробленням земляного пласта.

Загальнобудівельні машини, які застосовують у меліорації, мають такі ознаки: універсальність робочих органів у межах виконання відповідних видів робіт; застосування на всіх видах будівельних робіт і багатьох операціях меліоративних робіт різних видів; відсутність зв'язку між формою робочого органу і профілем (конфігурацією) меліоративної споруди; як правило, багатопрохідність; здебільшого — циклічність дії; незавершеність робочого процесу і потреба у додаткових роботах. Різниця між меліоративними і будівельними машинами полягає у принципових особливостях конструкції та типу робочого органу машини, а не в конструктивних ознаках, наприклад, типу базової машини, силового і ходового обладнання, системи керування, ступеня автоматизації, які можуть бути загальними для всіх типів машин.

Меліоративні машини відрізняються великою різноманітністю конструкцій, робочих органів, технологічних процесів, профілів і типорозмірності меліоративних споруд.

За призначенням меліоративні машини поділяють на дев'ять основних груп: канавокопачі — для копання (прокладання) відкритих каналів; кавальєроровнювачі — для розроблення кавальєрів; канавопланувальники — для планування каналів; для побудови антифільтраційних екранів; канавоочисники — для утримання і ремонту каналів; для підготовки земель до освоєння і культуртехнічних робіт; для побудови закритого горизонтального дренажу і трубопроводів; для підготовки сільськогосподарських угідь до поливу; для зрошення сільськогосподарських культур.

Машини деяких груп поділяють на підгрупи за схожістю процесів, які вони виконують під час меліоративних робіт, основним призначенням або застосуванням.

За характером робочого режиму меліоративні машини поділяють на машини безперервної або циклічної дії, а машини, які вносять на поверхню або в масу ґрунту різні матеріали (бетон, бітум, труби, воду, гербіциди, насіння), — на машини позиційної дії або такі, що працюють у русі.

За способом використання енергії основними робочими органами розрізняють машини з активним, пасивним або активно-пасивним робочим органом. Тип робочого органу визначає характер процесу, який виконує.

За способом агрегатування з базовою машиною їх поділяють на начіпні, причіпні, напівпричіпні та самохідні. За видом використання ходового обладнання розрізняють гусеничні, колісні, плавучі машини та машини на лижах.

2.2. Основні напрями і тенденції розвитку конструкцій меліоративних машин

На сучасному етапі розвитку меліоративних машин важливими напрямами є удосконалення конструкції машин, безпосередньо базових робочих органів і технологічних процесів, які вони виконують, безпосереднього впливу дії робочих органів на матеріал, з яким вони контактують або який обробляють, зокрема ґрунт, воду. Створюють спеціальні меліоративні машини у такі три способи: розробляють конструкції змінного або спеціального меліоративного обладнання до промислових, сільськогосподарських або меліоративних енергетичних тягових засобів (тракторів тощо), які постійно модернізують; розробляють змінне обладнання до будівельних машин, які також постійно модернізують; проектують спеціальні меліоративні машини не на базі тракторів або будівельних машин, а самохідного типу. Проектування спеціальних меліоративних машин самохідного типу доцільне, якщо за умовами потрібної потужності, габаритних розмірів, маси або профілю споруди, яку будують, не можна використати існуючу базову енергетичну машину.

Перспективним напрямом є використання як базових будівельних машин, оскільки металомісткість змінного обладнання до загальнобудівельної техніки, як правило, в 10—20 разів менша від металомісткості нової, воно простіше у виготовленні і значно дешевше. Створення меліоративних машин на базі тракторів дає змогу значно знизити витрати на їх проектування і виготовлення. При цьому використовують ходове, гідравлічне і пневматичне обладнання серійних тракторів, їх стандартні начіпні системи, механізми відбору потужності, а силове обладнання є джерелом енергії для урухомлення робочих органів і переміщення машини. Для забезпечення потрібних робочих швидкостей, прохідності, стійкості трактори комплектують додатковими вузлами — ходозменшувачами, противагами, розширювачами опорних поверхонь тощо або модернізують їх.

Основними тенденціями в удосконаленні конструкцій меліоративних машин є:

- підвищення швидкості та зусиль робочих органів використанням базових машин більшої потужності;
- збільшення параметрів робочих органів і машини загалом, тобто перехід до машин більшої типорозмірної групи зі збільшеною потужністю і продуктивністю;
- створення і використання переважно машин безперервної дії, які мають кращі показники питомої продуктивності і енергоємності, порівняно з машинами циклічної дії; у широке застосування активних робочих органів у комплексі з пасивними;
- розроблення машин переважно у вигляді начіпного або напівначіпного обладнання до базових машин, що дасть змогу на 40...60 % знизити масу, порівняно з причіпною;
- створення машин із широкими наборами змінного обладнання як неперервної, так і циклічної дії для виконання різних операцій технологічного процесу, що допоможе ефективніше використовувати машину в часі, проводити цілодобову експлуатацію і скоротити кількість різнотипних машин;
- використання машин із комбінованими робочими органами дасть можливість збільшити розміри споруд, які розробляють, і зменшити кількість проходів машини;
- проектування машин комплексної механізації для переходу від машин, які виконують окремі операції, до машин, які виконують комплекс операцій у певному технологічному процесі або із закінченим циклом технологічного процесу;
- широке впровадження гідроприводу як для робочих органів, так і для механізмів керування і автоматики, використання прогресивних гідростатичних, гідродинамічних та інших типів силових передач; у автоматизація роботи машини для просторової поперечної і поздовжньої

стабілізації, стабілізації режимів роботи, їх регулювання і контролю, розроблення машин з програмним керування технологічного процесу;

- створення машин для закладання вибухових речовин з метою розроблення меліоративних споруд спрямованим вибухом;
- розроблення робочих органів для руйнування середовища газодинамічним способом із подачею на поверхню робочого органу стиснених газів або повітря; у збільшення надійності та довговічності машин застосуванням нових, прогресивніших зносостійких матеріалів, які придатні до умов експлуатації меліоративної техніки;
- максимальна уніфікація агрегатів, вузлів і деталей меліоративних машин, різних типорозмірів, а також із тракторами, будівельними і сільськогосподарськими машинами, удосконалення машин щодо ремонто-придатності, технічного обслуговування.

2.3. Машини для культуртехнічних робіт

Культуртехнічні машини, які використовують під час меліорації земель, поділяють на машини для підготовчих робіт і для первинного обробітку ґрунту. Готуючи землі до освоєння, виконують такі види робіт: очищення від кущів, дерев; корчування і збирання пнів; збирання, завантаження і транспортування рослинності; очищення від каменів і кореневих залишків; вирівнювання полів; первинну оранку; розподіл пласта; оброблення поверхні без звороту пласта; вирівнювання зораної поверхні; коткування болотноторф'яних ґрунтів. Щоб підготувати землі до освоєння, меліоративні машини використовують для:

- зрізування кущів і рідколісся (кущорізи, плоскорізи);
- корчування рослинності (викорчовувачі, викорчовувачі-збирачі, корчувальні агрегати і борони, кущові граблі, для суцільного розкорчування підґрунтової деревини, пнів на торф'яниках, підбирання пнів);
- фрезування закущованих земель, луків, пасовищ (фрезерні машини, фрезери, фрези болотні);
- корчування, подрібнення і утилізації рослинності (викорчовувачі-подрібнювачі, рубальні машини);
- знищення рослинності хімічним способом (обприскувачі, тралові ланцюги); спалювання рослинності;
- заорювання кущової рослинності (чагарниково-болотні плуги); збирання каміння (викорчовувачі-навантажувачі, лижі-самоскиди, металеві листи, каменезбиральні машини, причепи);
- вирівнювання і планування меліораційних земель (бульдозери, планувальники).

До машин для первинного обробітку ґрунту належать кущово-болотні плуги, болотні фрези, важкі дискові та меліораційні борони, горборізи, а також водоналивні болотні котки. За способом агрегатування культуртехнічні

машини є причіпні та начіпні, а за принципом виконання робочого органу — активної і пасивної дії.

2.3.1. Машини для зрізування кущів (кущорізи) і дрібнолісся

Кущорізи призначені для зрізування наземної частини кущових заростей. До цих машин висуваються такі загальні вимоги: низький зріз куща біля поверхні ґрунту з видаленням кореневої шийки; мінімальне порушення дернового покриву; вилучення невеликих пнів і горбів; можливість роботи на поверхнях із нерівним рельєфом і на ґрунтах із слабкою несучою здатністю; достатня бокова стійкість. Розрізняють кущорізи з пасивними — ножовими (рис. 2.1*а*,*б*) і активними — сегментними (рис. 2.1*в*) та ротаційними (рис. 2.1*г*—*ж*) робочими органами. Вони можуть бути начіпними з механічним (канатним) і гідравлічним керуванням.

Ножові (пасивні) робочі органи кущорізів є з горизонтальними ножами і у вигляді ножового барабана.

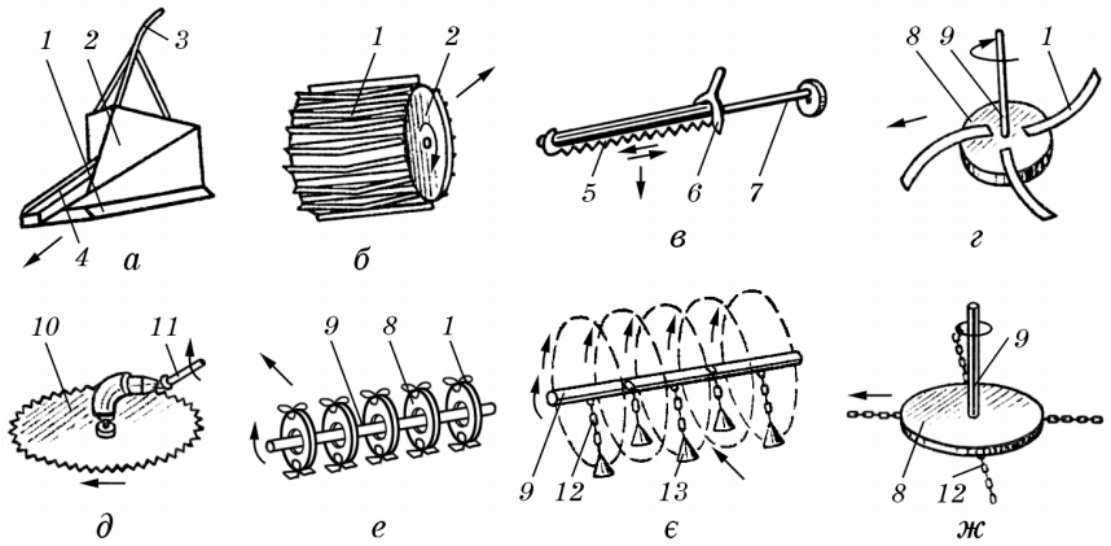


Рис. 2.1. Схеми робочих органів кущорізів:
а — горизонтальний ніж; *б* — ножовий барабан; *в* — сегментний ніж;
г — ротаційний ніж; *д* — дискова пилка; *е* — ротаційний барабан;
є — рубальні молотки; ж — рубальні ланцюги;
1 — ніж; *2* — відвал; *3* — огородження; *4* — клин-колун; *5* — сегментні ножі;
6 — шатун; *7* — ексцентрик; *8* — диск; *9* — вал; *10* — дискова пилка;
11 — рукоятка; *12* — рубальний ланцюг; *13* — рубальний молоток

Найпоширенішими є кущорізи з горизонтальними ножами, робочий орган яких має вигляд двостороннього клина із плоскими горизонтальними ножами *1*, встановленими під кутом 60...65° до напрямку руху. Ножі мають гладеньку або хвилеподібну різальну кромку. Сегментний робочий орган шарнірно підвішується ззаду або збоку трактора. Рухомі сегменти, які

урухомлюються від ВВП трактора і здійснюють зворотно-поступальний рух відносно нерухомих сегментів, зрізують кущі, діаметр стовбура яких не перевищує 5 см. Ротаційний робочий орган — це дискова пилка (фреза) з різальними зубами. Диск установлюють на кінці рукоятки *11* або спереду на рамі, що охоплює трактор. Фрезу урухомлюють від ВВП трактора або гідромотора та може встановлюватися для різання в потрібній площині і повертатися за допомогою двох гідроциліндрів. Кущорізи з дисковими ротаційними робочими органами зрізують кущі зі стовбуром діаметром 3 см і більше, а ротаційні барабани — 5...8 см. Застосовують кущорізи-подрібнювачі рубаної дії з ланцюгами *12*, іноді з молотками *13*, які обертаються навколо горизонтальної або вертикальної осі та рубають кущі 3,0...5,5 м заввишки.

2.3.2. Розрахунок кущоріза з горизонтальним ножем

Кущорізи призначені для того, щоб зрізати чагарники і дерева з найбільшим діаметром стовбурів (20…40 см). Кущорізи є ножові і фрезерні. Найширше використовують ножові.

Кущоріз з горизонтальним ножем являє собою гусеничний трактор, на якому навішують робоче устаткування. Ходові візки трактора шарнірно сполучені з П-подібною рамою, яку можна піднімати і опускати гідроциліндрами. До неї за допомогою сферичного шарніра прикріплений робочий орган кущоріза — клиноподібний відвал. На його нижній частині є ножі, частіше з пилкоподібною різальною кромкою. За відвалом встановлені лижі, що обмежують заглиблення відвала. Для захисту машини від падаючих дерев передбачена огорожа. Під час роботи відвал кущоріза опускають на ґрунт, машина пересувається вперед, зрізуючи чагарник і дрібні дерева і відсовуючи їх у сторони.

Кут встановлення ножів з умови зрізування деревно-чагарникової рослинності без ножа рослинними рештками:

$$ctg\gamma \geq \mu \ . \qquad (2.1)$$

де μ — коефіцієнт тертя ножа об масу, яка зрізується; γ — кут встановлення різальної кромки ножа до напрямку руху, град. Конструктивно $\gamma = 26…32°$.

Довжина відвала, м:

$$L = \frac{B}{2} tg\gamma \ , \qquad (2.2)$$

де B — ширина ножа, м.

Відстань від перетину різальних кромок ножа (точка A) до центра розташування універсального шарніра (точка C), м:

$$L_1 = 0{,}43L \ . \qquad (2.3)$$

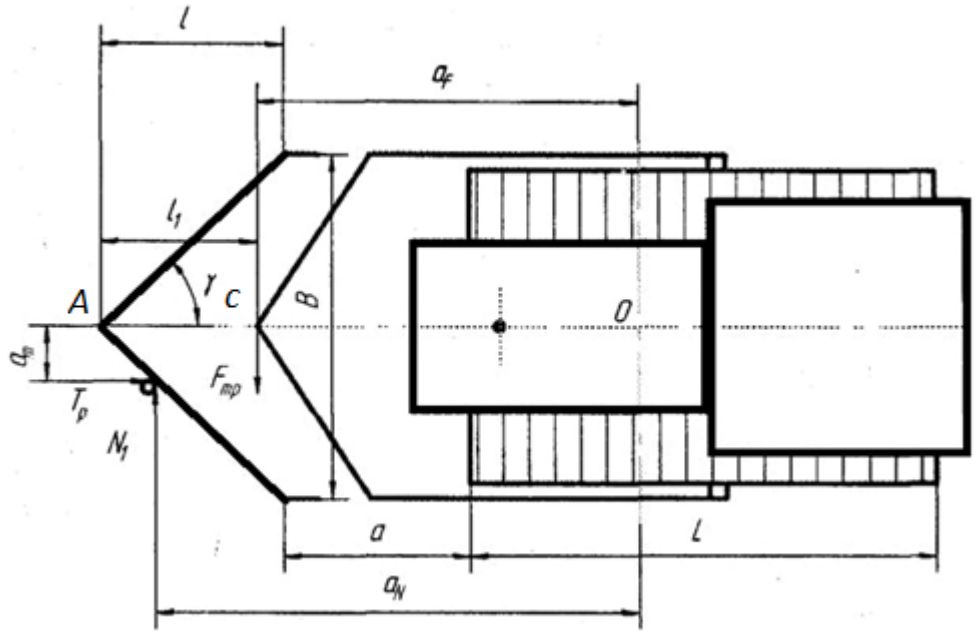


Рис. 2.2. Розрахункова схема кущоріза з горизонтальним ножем

Тяговий розрахунок кущоріза

Сумарний тяговий опір, кН:

$$W = W_{\text{зр}} + W_{\text{від}} + W_{пер} + W_{\text{бм}}\ , \qquad (2.4)$$

де $W_{зр}$ — опір зрізанню рослинності, кН; $W_{\text{від}}$ — опір відвалювання маси, яка зрізується, кН; $W_{пер}$ — опір пересуванню робочого органу, кН; $W_{\text{бм}}$ — опір пересуванню базової машини, кН.

Опір зрізанню рослинності, кН;

$$W_{\text{зр}} = k_{\text{зр}}B\ , \qquad (2.5)$$

де $k_{зр}$ — середній питомий опір зрізанню рослинності, який залежить від густини стовбурів та швидкості зрізання ($k_{зр}$ = 3 кН/м — для рідкого чагарнику, $k_{зр}$ = 3,5 кН/м — для середнього, $k_{зр}$ = 4 кН/м — для густого); B — ширина захвату кущоріза, м.

Опір відвалювання маси, яка зрізується, кН:

$$W_{\text{від}} = k_{\text{від}}B\ , \qquad (2.6)$$

де $k_{\text{від}}$ — середній питомий опір відвалювання зрізаної маси ($k_{від}$ = 0,5 кН/м — для рідкого чагарнику, $k_{від}$ = 0,6 кН/м — для середнього, $k_{від}$ = 0,7 кН/м — для густого).

Опір пересуванню робочого органу, кН:

$$W_{\text{пер}} = k_{\text{пер}}B\ , \qquad (2.7)$$

де $k_{\text{пер}}$ — середній питомий опір пересуванню робочого органу, $k_{\text{пер}}$ = 2,5…3,0 кН/м.

Опір пересуванню базової машини, кН:

$$W_{\text{бм}} = G(f_0 \pm i), \qquad (2.8)$$

де G — вага базової машини; $f_0 = 0{,}1 \ldots 0{,}3$ — коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання для болотних грунтів; $i = 0{,}01 \ldots 0{,}05$ — ухил поверхні місцевості.

Вага базової машини:

$$G = G_{\text{бм}} + (0{,}2 \ldots 0{,}4) G_{\text{ро}}, \tag{2.9}$$

де $G_{\text{бм}}$ — вага базової машини, Н; $G_{\text{ро}}$, — вага робочого органу машини, Н.

Годинна технічна продуктивність кущоріза $Q_{\text{т}}$ з горизонтальним ножем, без врахування поворотів у кінці ділянки:

$$Q_{\text{т}} = B \cdot v_{\text{с}} = 2L \cdot sin\gamma \cdot v_c, \text{ м}^2/\text{год} \tag{2.10}$$

де $v_{\text{с}}$ — середня робоча швидкість кущоріза, м/год.

2.2.3. Корчувальні машини

Призначені для корчування пеньків та чагарників на старих та свіжих вирубках під час розчищення площ для сільськогосподарського використання та навантаження окремого коріння і дерев.

Годинна експлуатаційна продуктивність корчувачів:

$$\text{П}_{\text{в}} = \frac{k_{\text{в}}}{t}, \text{ шт/год}, \tag{2.11}$$

де t — час корчування одного пенька, год/шт; $k_{\text{в}}$ — коефіцієнт використання за часом, $k_{\text{в}} \approx 0{,}85$.

Потужність на корчування поодиноких пеньків під час підіймання або повороту робочого органу:

$$N_{1,2} = S_{1,2} \cdot \frac{\Delta}{t} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \tag{2.12}$$

де Δ — хід штока, м; $S_{1,2}$ — зусилля в штоці гідроциліндра, під час підіймання (S_1), або повороту (S_2) робочого органу, Н.

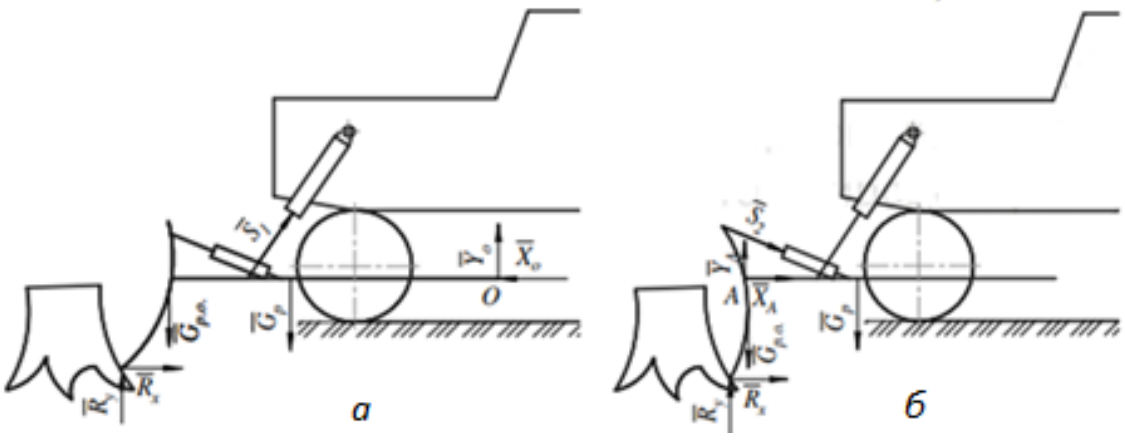


Рис. 2.3. Схема для знаходження зусилля в штоках гідроциліндрів

Зусилля в штоці гідроциліндра, під час підіймання робочого органу S_1 знаходимо з рівняння моментів відносно точки *O* (рис. 2.3*а*). Розраховуємо в момент початку піднімання робочого органу. Розглядаємо робочий орган

і штовхальну раму з урахуванням горизонтальної складової сили корчування R_x, вертикальної складової сили корчування R_y, сили тяжіння робочого обладнання G_{po}, сили тяжіння штовхальної рами G_p.

Зусилля в штоці гідроциліндра під час повороту робочого органу S_2 обчислюють з рівняння моментів відносно точки *A* (рис. 2.3*б*).

Під час корчування окремих пеньків:

$$R_x = W_1 = 10k_1\sqrt{d^3}\ ; \qquad R_y \approx 1{,}5R_x. \tag{2.13}$$

де k_1 — коефіцієнт, який залежить від породи пенька ($к_1 = 0{,}05$ — для осини, $k_1 = 0{,}06$ — для піхти, $k_1 = 0{,}07$ — для сосни); d — діаметр пенька на висоті 0,6 м, см.

2.4. Розрахунок машин для земляних робіт

Механічний спосіб виконання земляних робіт передбачає послідовне здійснення таких операцій: відокремлення від природного масиву (копання) ґрунту; транспортування до місця укладання і розвантаження; обробка земляної споруди (розрівнювання, ущільнення тощо).

До машин для виконання земляних робіт належать каналокопачі, дренажні машини, землерийно-транспортні машини (екскаватори, бульдозери, скрепери, грейдери) і планувальники. За характером роботи землерийні машини поділяють на дві групи: циклічної і безперервної дії. Крім того, розрізняють машини з активними і пасивними робочими органами. Машини з пасивними робочими органами — це такі, в яких відокремлення ґрунту від природного масиву і заповнення їх робочого органу відбувається внаслідок руху робочих органів разом з усією машиною. У машин із активним робочим органом відокремлення і заповнення ґрунту виконують робочі органи, які переміщуються незалежно від корпусу машини. Робочими органами таких машин, як правило, є різні типи ножів. У сільському господарстві земляні роботи виконують під час будівництва різних споруд, силосних ям і траншей, доріг, гребель, зрошувальних каналів, для переміщення ґрунту та інших сипких матеріалів на різні відстані.

За будовою і розміщенням відносно поверхні землі земляні споруди поділяють на насипи (греблі, дамби, насипи для шляхів), виїмки (траншеї, осушувальні канави, кювети тощо) і напіввиїмки та напівнасипи, коли одночасно споруджують і виїмки, і насипи. Під час земляних робіт спочатку відокремлюють частину ґрунту, заповнюють ним робочий орган машини, переміщують ґрунт у задане місце і розвантажують робочий орган. Відповідно до технологічного процесу виконання окремих операцій машини для землерийних робіт поділяють на такі групи: землерийно-транспортні машини (екскаватори, бульдозери, скрепери і грейдери); машини для ущільнення ґрунту (котки, трамбівки тощо); машини та обладнання для гідравлічного розроблення ґрунту (землесосні установки, гідромонітори та ін.).

2.4.1. Розрахунок причіпного плужного канавокопача

Загальний тяговий опір причіпного плужного канавокопача визначають за формулою:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \quad (2.14)$$

де W_1 — опір різанню, деформації та переміщенню ґрунту робочим органом, Н/м; W_2 — сила тертя робочого органу по ґрунту; W_3 — сила, необхідна для надання кінетичної енергії ґрунту; W_4 — опір різанню чересловим ножем; W_5 — опір перекочуванню ходових коліс; W_6 — опір переміщенню одного або кількох тягачів.

Першу складову — опір різанню, деформації та переміщенню ґрунту визначаємо із такої залежності:

$$W_1 = k \cdot F \cdot sin(\delta + \varphi), \quad (2.15)$$

де k — питомий опір різанню ґрунту плужним робочим органом, кПа; F — площа поперечного перерізу каналу, який прокладається; м^2; δ — кут різання плужного робочого органу, δ = 26...30º; $\varphi = arctgf$ — кут тертя ґрунту по сталі, град., f — коефіцієнт тертя; H, b — відповідно, глибина та ширина каналу по дну, см; m — коефіцієнт закладання укосів каналу; a', a'' — емпіричні коефіцієнти.

Питомий опір різанню ґрунту плужним робочим органом:

$$k = [10^2 \cdot (H - a')]/[a''(m \cdot H + b)], \text{ кПа},$$

де H, b — відповідно, глибина та ширина каналу по дну, см; m — коефіцієнт закладання укосів каналу; a', a'' — емпіричні коефіцієнти.

Сила тертя робочого органу по ґрунту

$$W_2 = \left[G_{\text{тр}} + k \cdot F \cdot cos(\delta + \varphi)\right] \cdot f\ , \quad (2.16)$$

де $G_{TP.}$ — сила тяжіння тягової рами з робочим органом, кН.

Сила, необхідна для надання кінетичної енергії ґрунту

$$W_3 = (0{,}008 \ldots 0{,}015) \cdot W, \quad (2.17)$$

Опір різанню чересловим ножем W_4 визначається:

$$W_4 = 0{,}01 \cdot c \cdot h^{1{,}35} \cdot (1 + 0{,}1 \cdot b_H) \cdot \left[1 - \frac{(90 - \delta_1)}{180^0} - \right] \cdot \beta, \quad (2.18)$$

де c — кількість ударів щільноміра конструкції, яка характеризує щільність ґрунту; h — глибина різання черенковим ножем; $b_н$ — товщина ножа, см; δ_i – кут різання ножем, град; β = 0,96 — коефіцієнт, який залежить від кута загострення ножа.

$$W_5 = G_{kp} \cdot (f_0' \pm i)\ , \quad (2.19)$$

де G_{kp} — сила тяжіння ходової рами, кН; f_0' = 0,2 — коефіцієнт опору перекочуванню ходових коліс, i — нахил поверхні ґрунту.

Опір переміщенню одного або кількох тягачів:

$$W_6 = G_T \cdot (f_0 \pm i)\ , \quad (2.20)$$

де G_T — загальна сила тяжіння одного, або декількох тягачів, кН. f_0 = 0,1 — коефіцієнт опору пересуванню гусеничного ходового обладнання.

2.4.2. Екскаватори

Екскаватори призначені для копання ґрунту і переміщення його на відстань, яка дорівнює довжині робочого органу. При цьому екскаватор залишається нерухомим або переміщується повільно. Залежно від послідовності виконання операцій розроблення ґрунту розрізняють екскаватори перервної та безперервної дії. До екскаваторів перервної дії належать усі одноківшеві екскаватори, робочий процес яких складається з наповнення ковша ґрунтом, вивантаження ковша, повернення його у початкове положення і переміщення самого екскаватора на нове місце. Екскаваторами безперервної дії є багатоківшеві екскаватори, робочий процес яких відбувається безперервно. За конструкцією ходового обладнання екскаватори поділяють на гусеничні, пневмоколісні, крокуючі, залізничні і плавучі. У сільському господарстві найчастіше застосовують універсальні екскаватори, які мають велику кількість змінного обладнання і можуть виконувати різні роботи.

Одноківшеві екскаватори класифікують за такими ознаками: *за видом робочого обладнання* — пряма чи зворотна лопата, драглайн, грейфер; *типу ходового оснащення* — автомобільні, пневмоколісні, гусеничні, крокуючі; *системою управління* — механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні; *місткістю ковша* — 0,15; 0,25; 0,4; 0,5; 0,65; 1,0; 1,25; 1,6; 2,5 м^3.

Екскаватори з гідравлічним приводом робочого органу, порівняно з механічним, мають підвищену на 15...20 % продуктивність праці, ефективніші під час розробки щільних і мерзлих ґрунтів.

Пряму лопату з поворотним ковшем застосовують переважно на екскаваторах 4 — 6 розмірних груп і призначена для розробки ґрунту як вище (переважно), так і нижче рівня свого стояння та найчастіше застосовують для завантаження в транспортні засоби. Сфера застосування — кар'єрні екскаватори. На заміну екскаваторам на навантажувальних роботах у більшості випадків використовують фронтальні навантажувачі, які більш універсальні, маневрені та продуктивніші.

Зворотна лопата є найбільш поширеним видом робочого обладнання гідравлічних екскаваторів і використовують для розробки виїмок нижче рівня стояння екскаватора (розробка траншей і котлованів із навантаженням в транспортні засоби або у відвал. Екскаватори з робочим обладнанням *драглайн* призначені для розробки ґрунту в каналах, котлованах із вивантаженням його у відвал, насип чи в транспортні засоби.

Екскаватори з робочим обладнанням *грейфер* використовують для роботи в стиснутих умовах під час ремонту або реконструкції будівель та споруд, улаштування глибоких виїмок (наприклад, колодязів), котлованів під опори, розробки глибоких (до 20 м) вузьких траншей, зворотного засипання ґрунту, під час вантажно-розвантажувальних робіт.

На гідравлічних екскаваторах установлюють жорстко підвішені грейфери, у яких необхідний тиск на ґрунт під час врізання створюється

примусово за допомогою гідроциліндрів робочого обладнання. Це дозволяє ефективно розробляти щільні ґрунти незалежно від маси грейфера.

Навантажувальне обладнання застосовують для вантаження сипких і дрібнокускових матеріалів вище поверхні стояння екскаватора, розробки і завантаження в транспортні засоби (або відсипання у відвал) ґрунтів *I* і *II* категорій, а також для планувальних робіт на рівні розміщення машини. Місткість ковша навантажувача в 1,5...2 рази більше місткості ковша зворотної лопати, що значно підвищує продуктивність екскаватора під час використання його на навантажувальних роботах.

2.4.3. Розробка ґрунту екскаватором з робочим обладнанням пряма лопата

Робота екскаваторів з робочим обладнанням пряма лопата характеризується такими параметрами:$R_к$, $H_к$ — найбільший радіус і глибина копання; $R_в$, $H_в$ — найбільший радіус і висота вивантаження; $H_{вв}$ — найвища точка ножа ковша (рис. 2.4).

Під час роботи екскаватора, обладнаного прямою лопатою, розпізнають два види вибоїв: лобовий (торцевий) і боковий (бічний).

Лобовими вибоями розробляють піонерні траншеї, перші проходки та вузькі котловани, ширина котрих не перевищує $B \leq 3{,}5R_к$ (B — ширина виїмки).

Крок переміщення екскаватора визначається як різниця між найбільшим і найменшим радіусами копання на рівні стояння екскаватора:

$$K = R_{max.cm} — R_{min.cm}. \qquad (2.21)$$

де $R_{max.cm}$, $R_{min.cm}$ — найбільший та найменший радіус копання на рівні стояння екскаватора.

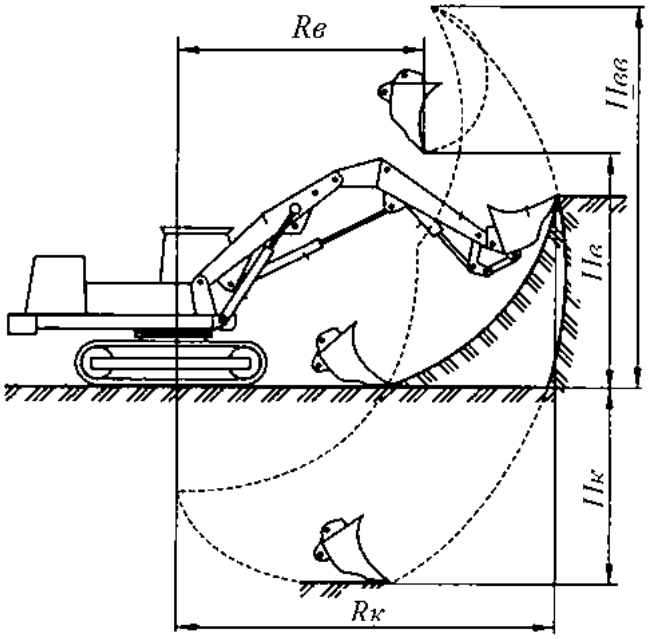


Рис. 2.4. Робочі параметри екскаватора пряма лопата

Залежно від проектної ширини виїмки (B) лобові вибої є вузькими і нормальними. Вузький вибій має ширину $B \le 1{,}5R_к$, нормальний — $B \le (1{,}5...1{,}9)R_к$, при цьому екскаватор розробляє виїмку, рухаючись уздовж її осі. Якщо ширина виїмки $B \ge 2R_к$, то екскаватор розроблює ґрунт розширеним вибоєм, але за різними схемами переміщення. Якщо $B = (2{,}0...2{,}5)R_к$ екскаватор рухається у виїмці зигзагом, а за $B = (2{,}5...3{,}5)R_к$ — поперек виїмки.

Бічний вибій використовують за значних розмірів виїмки $B \ge 3{,}5R_к$. За такого вибою поліпшують умови руху транспортних засобів для завантаження. Транспортні засоби можуть розміщуватися не тільки на рівні стояння екскаватора, але й вище його на уступі або на природній поверхні землі.

У всіх випадках висота уступу, на якому розміщуються транспортні засоби, не може бути більшою

$$h_у = H_{max\ b} — h_{b\ —}\ d, \qquad (2.22)$$

де $H_{max\ b}$ — найбільша висота вивантаження екскаватора, м; h_b — висота від рівня стояння транспортного засобу до верха борта кузова, м; d — запас над бортом кузова, d = 0,5...0,8 м.

Розробка виїмки починається з влаштування першої траншеї лобовим вибоєм, а подальша розробка виконується бічними вибоями. Транспортні засоби необхідно розміщувати на деякій відстані від підошви укосу (0,5...1,0 м), а також поза межею обвалення ґрунту, якщо вони стоять на уступі вище екскаватора.

Якщо проектна глибина виїмки значно перевищує найбільшу висоту копання екскаватора, то розробку ведуть ярусами, кількість яких становить:

$$n = H / H_{max\ k}, \qquad (2.23)$$

де H — глибина виїмки, м; $H_{max\ k}$ — найбільша висота (глибина) копання, м.

Вхід екскаватора в кожний ярус здійснюється прокладанням перших траншей, глибину яких визначають умови навантаження ґрунту.

Під час вибору схеми роботи екскаватора перевагу віддаємо розробці ґрунту лобовими вибоями, тому що під час розробки бічним вибоєм ширина виїмки завжди менша, ніж за торцевого, і не перевищує одного радіуса копання, при цьому екскаватор розроблює ґрунт у положенні найменшої стійкості, що небезпечно.

2.4.4. Розробка ґрунту екскаватором з робочим обладнанням зворотна лопата

Екскаватори з робочим обладнанням зворотна лопата застосовують, головним чином, для розробки ґрунту в нешироких каналах, невеликих котлованах, траншеях з крутими укосами.

Роботу екскаваторів з робочим обладнанням зворотна лопата характеризують такі параметри: $R_к$, $H_к$ — найбільші радіус і глибина копання; $R_в$, $H_в$ — найбільші радіус і висота вивантаження ковша.

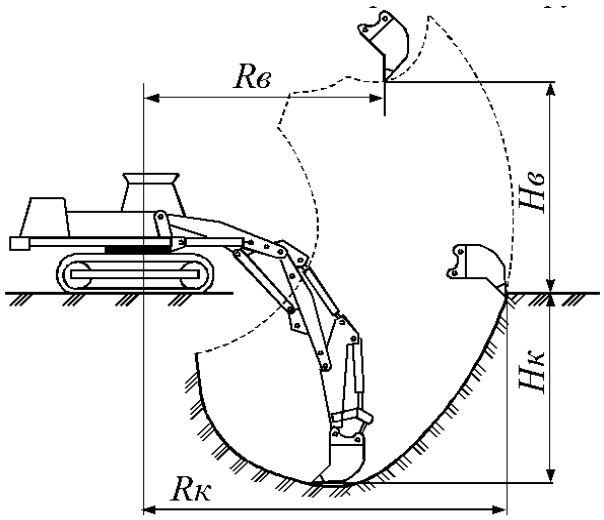


Рис. 2.5. Робочі параметри екскаватора зворотна лопата

Екскаватори, оснащені зворотною лопатою, виконують розробку ґрунту лобовим та бічним вибоями.

У лобовому вибої екскаватор розроблює ґрунт «на себе», рухаючись уздовж осі котловану чи траншеї, і послідовно опускає ківш для набору ґрунту то в один, то в другий бік від осі (B $R_к$). Вивантаження ґрунту може виконуватися на два боки або в один бік. Такий спосіб застосовують для розробки траншей, нешироких каналів та котлованів (рис. 2.6).

Під час розробки зв'язних ґрунтів укоси тимчасових траншей можуть бути вертикальними. Найменша можлива ширина виїмки дорівнює ширині ковша зворотної лопати.

Більш широкі виїмки можуть розробляти паралельно-торцеві проходи ($B = 1,7\ R_в$) або зигзагом ($B = 3...3,5\ R_в$).

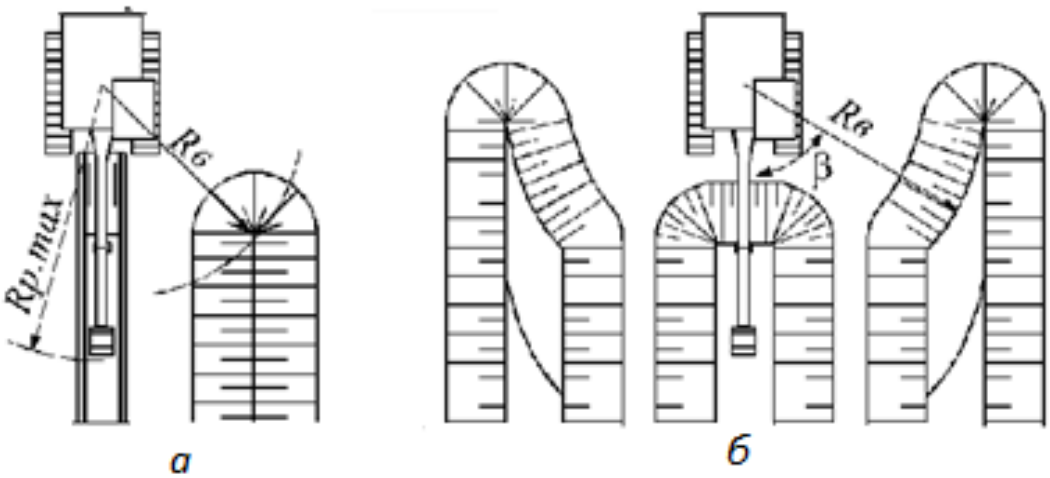


Рис. 2.6. Схеми виконання робіт екскаватором із зворотною лопатою:
а — розробка траншеї з вкладанням ґрунту в один бік; *б* — розробка каналу з вкладанням ґрунту на два боки; $R_{р.max}$ — найбільший радіус копання; $R_в$ — найбільший радіус вивантаження; β — кут повороту

У разі використання екскаваторів із зворотною лопатою, котловани розробляють торцевими або бічними проходами.

Існують такі проходи, які застосовують для розробки котловану:

а) торцевий прохід під час переміщення екскаватора вдовж прямої;

б) те саме, з двома проходами екскаватора;

в) те саме, за зигзагоподібного переміщення екскаватора;

г) поперечно-торцеве проходження;

д) поздовжньо-торцева розробка.

Ширина першого проходу дорівнює:

$$B = B_1 + B_2 = \sqrt{R_{p.max}^2 - K^2} + \left(R_B - \frac{b_T}{2} - 1\right), \qquad (2.24)$$

де B — ширина проходки; $R_{p.max}$ — найбільший радіус різання; K — крок екскаватора; $R_в$ — найбільший радіус вивантаження ґрунту; $b_т$ — ширина транспортного засобу (або відвала).

Ширина кожного наступного проходу:

$$B_B = \sqrt{R_p^2 - K^2} + \left(R_B - \frac{b_T}{2} - mh_k - 1\right) \qquad (2.25)$$

де R_p — максимальний радіус різання на рівні дна виїмки; $h_к$ — глибина котлована; m — коефіцієнт закладення укосу.

2.4.5. Розробка ґрунту екскаватором з робочим обладнанням драглайн

Екскаватори з робочим обладнанням драглайн призначені для розробки ґрунту нижче рівня свого стояння з висипанням його безпосередньо у відвал. Це дозволяє розроблювати мокрі і водонасичені ґрунти без попереднього їх осушення або з-під води. За необхідністю ці екскаватори можна використати для розробки ґрунту зі завантаженням у транспортні засоби, але менш успішно, ніж екскаватори з іншими видами робочого обладнання. Гнучка підвіска ковша ускладнює точне встановлення ковша над кузовом транспортного засобу, вимагає високої кваліфікації машиніста.

Глибина копання ґрунту драглайном залежить не тільки від довжини стріли і кута її нахилу, але й від розміщення екскаватора відносно виїмки і виду ґрунту.

Радіус копання драглайнів залежить від довжини і кута нахилу стріли. За необхідності радіус копання може бути збільшений за рахунок закидання ковша.

Роботу екскаваторів з робочим обладнанням драглайн характеризують такі параметри: $R_к$, $H_к$ — найбільший радіус і глибина копання; $R_в$, $H_в$ — радіус і висота вивантаження ковша.

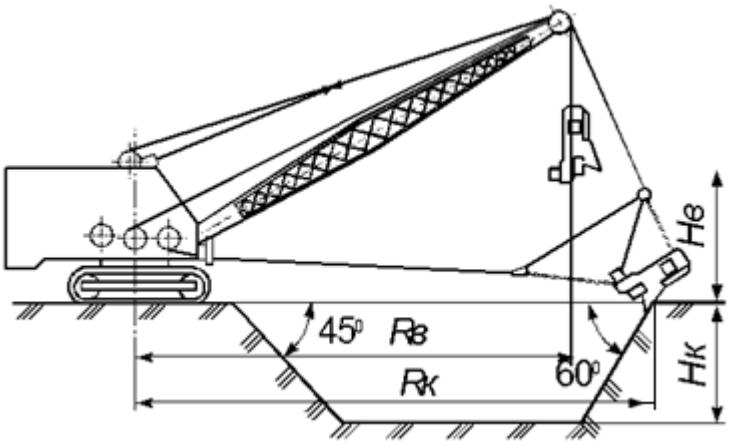


Рис. 2.7. Робочі параметри екскаватора драглайн:
$R_в$ — радіус вивантаження драглайна; $R_к$ — найбільший радіус копання, м;
$H_к$ — глибина копання, м; $H_в$ — висота вивантаження, м

Екскаватори, оснащені ковшами-драглайнами, розробку ґрунту залежно від розмірів виїмки можуть виконувати за різними схемами. Поздовжню схему розробки ґрунту застосовують під час улаштування нешироких виїмок, коли радіус вивантаження ковша перекриває відстань від осі виїмки до зовнішньої бровки кавальєру ґрунту.

Поперечну схему розробки застосовують за умови, що вся ширина смуги виїмки і кавальєру ґрунту менше суми значень радіусів копання і вивантаження.

Особливості підбору схеми виконання для розробки лінійних виїмок наведено в практичних роботах.

Глибина копання загальнобудівельних драглайнів може досягати до 20 м, а найбільший радіус копання на рівні стояння — 26 м. Під час розвантаження ґрунту в транспортні засоби найефективнішими є поперечно-човникова і поздовжньо-човникова схеми роботи екскаватора, причому автосамоскиди заїжджають у виїмку.

Під час планування укосів каналів, котлованів, насипів екскаватор оснащують ковшем зі суцільною різальною кромкою, розроблюючи ґрунт боковим вибоєм.

Для ведення повздовжньої розробки параметри екскаватора мають задовольняти таким умовам:

1) радіус вивантаження драглайна $R_в$ має бути рівний чи більший відстані від осі виїмки до дальньої брівки A:

$$R_в \geq A, \tag{2.26}$$

де $R_в$ — найбільший радіус вивантаження, м.

$$A = b/2 + m_1 \cdot H + C + m_2 \cdot H_к + a_к, \text{ м}, \tag{2.27}$$

де b — ширина виїмки; m_1 — коефіцієнт закладення укосу виїмки; H — глибина виїмки; C — ширина берми; m_2 — коефіцієнт закладення укосу відвала; $H_к$ — висота відвала; $a_к$ — ширина відвала поверху;

2) глибина копання екскаватора $H_{коп}$ має бути не менше глибини виїмки H:

$$H_{коп} > H, \tag{2.28}$$

вийняток становлять випадки розробки глибоких виїмок у кілька ярусів за висотою, коли глибина різання має бути не менше висоти одного ярусу виїмки;

3) висота вивантаження драглайна $H_в$ має бути не менше висоти відвала $H_к$:

$$H_в > H_к \quad , \tag{2.29}$$

під час роботи з навантаженням на транспорт висота вивантаження має бути із запасом не менш 0,5 м над навантажувальною висотою транспортних засобів (над бортами кузова).

4) необхідно, щоб ширина ковша $b_к$ екскаватора була не більше ширини виїмки b знизу, має дотримуватися умова:

$$b \geq 1{,}5b_к . \tag{2.30}$$

Під час будівництва невеликих каналів поперечною розробкою, необхідно, щоб довжина ковша L_k була не більше ширини каналу b на дні:

$$b \geq 1{,}5L_к . \tag{2.31}$$

При цьому перетин каналу розробляють за один прохід з одного боку; кавальєр розміщують також з одного боку. Найближчий до екскаватора укіс одержує проектний профіль, а протилежний вимагає доробки.

2.4.6. Визначення продуктивності одноковшового екскаватора

Потрібна місткість ковша екскаватора (орієнтовно), м^3:

$$q_{ор} = \frac{П_{експл} \cdot t'_ц \cdot К_{розп}}{К_{нап} \cdot К_1} \quad , \tag{2.32}$$

де $П_{експл}$ — продуктивність екскаватора, м^3/год; $t'_ц$ — тривалість циклу екскаватора; $К_1$ — коефіцієнт використання часу роботи машини; $К_{розп}$ — коефіцієнт розпушування ґрунту.

Тривалість циклу $t_ц$ одноковшового екскаватора:

$$t_ц = \frac{q \cdot К_{нап}}{П_{експл} \cdot К_{розп}} \cdot К_1 \quad . \tag{2.33}$$

Технічна продуктивність, м^3 /год:

$$П_т = \frac{3600 \cdot q \cdot k_{нап}}{к_{розп} \cdot t_ц} \quad , \tag{2.34}$$

де q — місткість ковша існуючого екскаватора, м^3; $к_{нап}$, $к_{розп}$ — відповідно, коефіцієнти наповнення ковша і розпушування ґрунту.

Змінна експлуатаційна продуктивність (м^3/зм.):

$$П_{зм} = П_т \cdot t_{зм} \cdot К_1, \tag{2.35}$$

де $t_{зм}$ — тривалість зміни, год.

2.4.7. Бульдозери

Бульдозер на основі трактора призначений для розроблення та переміщення на невеликі відстані ґрунту і дорожньо-будівельних матеріалів, зведення насипів, улаштування виїмок, риття каналів, ваління дерев, корчування пнів, очищення доріг від снігу, штовхання скреперів під час завантаження. Він може розробляти ґрунти *I—II* і *III—IV* категорій з попереднім розпушуванням. Бульдозером є трактор з навісним обладнанням. Вал відбору потужності трактора використовують для урухомлення лебідки. Основні вузли бульдозера (рис. 2.8): відвал з ножами, штовхальна рама, передній стояк і канатно-блокове керування з однобарабанною лебідкою (у бульдозерів з канатно-блоковим керуванням) або гідравлічна система керування (у гідравлічних бульдозерів).

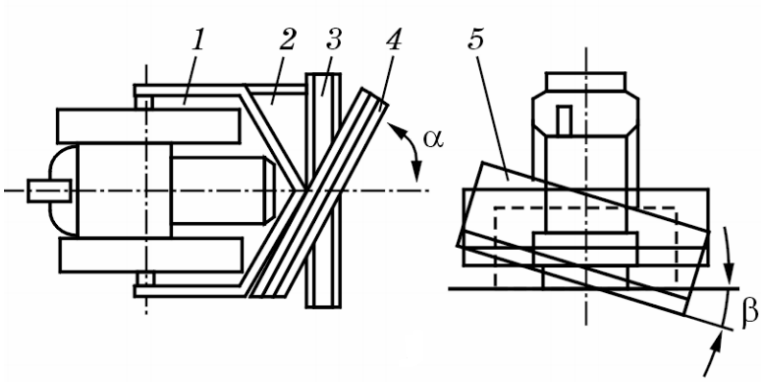


Рис. 2.8. Схеми встановлення відвала бульдозера

1 — штовхальна рама; *2* — боковий штовхач відвала; *3* — відвал; *4* — відвал, повернутий у плані; *5* — відвал, повернутий у вертикальній площині

До нижнього ребра відвала болтами прикріплено один середній і два бокових ножа, які у разі спрацювання можна переставляти. У боковинах відвала є отвори для кріплення подовжувачів і планувальників укосів, які встановлюють під кутом 30° до різальної кромки ножів.

2.4.8. Тяговий розрахунок бульдозера

У процесі роботи бульдозер долає різноманітні опори своєму рухові.

Сумарний опір рухові машини $\sum W_i$ визначають:

$$\sum_{i=1}^{5} W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \qquad (2.36)$$

де W_1 — опір рухові від різання (зарізання) ґрунту відвалом, кН; W_2 — опір рухові від переміщення призми ґрунту перед відвалом, кН; W_3 — опір рухові машини від тертя ґрунту під час переміщення догори вздовж відвала, кН; W_4 — опір рухові машини від переміщення ґрунту вздовж відвала у бік, кН; W_5 — опір переміщенню бульдозера, кН.

Опір рухові від різання (зарізання) ґрунту відвалом:

$$W_1 = F \cdot k, \text{ кН}, \qquad (2.37)$$

де F — площа поперечного перерізу стружки, м^2; k — питомий опір ґрунту різанню, k = 60 кН/м^2.

Для бульдозера з неповоротним відвалом формула для знаходження площі перерізу стружки набуде вигляду:

$$F = L \cdot h \text{, м}^2, \tag{2.38}$$

де L — довжина різальної частини ножа відвала, м; h — величина максимального опускання відвала бульдозера, м.

Опір рухові від переміщення призми ґрунту перед відвалом:

$$W_2 = F_m \cdot \sin\alpha \text{, кН}, \tag{2.39}$$

де α — кут захвату ножа, град; F_{m} — сила тертя призми ґрунту на опорній поверхні, кН. Цю силу визначають за формулою:

$$F_m = G_{np} \cdot f_1 \text{, кН}, \tag{2.40}$$

де G_{np} — вага грунту в призмі переміщення, кН; f_1 — коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт.

Вагу розміщеного перед відвалом ґрунту в призмі переміщення визначають за формулою:

$$G_{np} = \frac{L_1 \cdot H^2}{2 \cdot tg\varphi} \cdot g \cdot \delta \cdot k_г \text{, кН}, \tag{2,41}$$

де L_1 — довжина призми ґрунту, м (приймають рівною довжині різальної частини ножа відвала), м; H — висота відвала, м; φ — кут природного укосу ґрунту, град; g — прискорення земного тяжіння; δ — щільність ґрунту, т/м^3; $k_г$ — коефіцієнт, який враховує характер ґрунту і співвідношення розмірів H і L_1.

Опір рухові бульдозера від тертя ґрунту під час переміщення догори вздовж відвала:

$$W_3 = T_1 \cdot \cos\gamma \text{, кН}, \tag{2.42}$$

де T_1 — проекція сили тертя призми ґрунту вздовж відвала на вертикальну площину і вісь абсцис, кН; γ — кут різання, град:

$$T_1 = N \cdot f_2 \text{, кН}, \tag{2.43}$$

де f_2 — коефіцієнт тертя ґрунту по металу:

$$N = W_2 \cdot \sin\gamma \text{, кН}; \tag{2.44}$$

Опір рухові машини від переміщення ґрунту вздовж відвала в сторону:

$$W_4 = T_2 \cdot \cos\alpha \text{, кН}, \tag{2.45}$$

де T_2 — проекція сили тертя призми ґрунту вздовж відвала на горизонтальну площину і вісь абсцис:

$$T_2 = N \cdot f_2 \text{, кН}; \tag{2.46}$$

Опір переміщенню бульдозера як візка:

$$W_5 = G_м \cdot f \text{, кН}, \tag{2.47}$$

де $G_м$ — експлуатаційна вага бульдозера, Н; f — коефіцієнт опору коченню бульдозера.

Визначення необхідної потужності двигуна бульдозера. Необхідну потужність двигуна бульдозера визначають за формулою:

$$N_{\partial} = \frac{\sum_{i=1}^{5} W \cdot v}{3{,}6 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \qquad (2.48)$$

де v — робоча швидкість руху машини під час роботи, км/год; η — коефіцієнт корисної дії трансмісії дорожньої машини; $\sum_{i=1}^{5} W_i$ — сумарний опір рухові бульдозера, Н.

2.4.9. Розрахунок продуктивності бульдозера

Продуктивність визначають за формулою:

$$П_{зм} = \frac{T \cdot q \cdot K_{в}}{t_{ц}}, \text{ м}^3\text{/зміну,} \qquad (2.49)$$

де T — тривалість зміни, год; $K_в$ — коефіцієнт використання робочого часу, приймаємо $K_в = 0{,}8$; q — об'єм ґрунту, що переміщується за один цикл, м^3; $t_ц$ — тривалість циклу, год,

$$q = \frac{H^2 \cdot L \cdot \sin\alpha \cdot K_{вт}}{2 \cdot tg\varphi_0 \cdot K_p}, \text{ м}^3, \qquad (2.50)$$

де φ_0 — кут природного укосу ґрунту; $K_{вт}$ — коефіцієнт втрат ґрунту під час переміщення бульдозером,

$$t_ц = \frac{1}{1000}\left(\frac{l_н}{V_н} + \frac{l_{гр}}{V_{гр}} + \frac{l_p}{V_p} + \frac{l_x}{V_x}\right) + 2t_{пв}, \text{ год,} \qquad (2.51)$$

де $l_н$ — відстань набирання ґрунту, м; $l_{гр}$ — відстань переміщення ґрунту, м; l_p –- відстань розвантаження ґрунту, м; l_x — відстань холостого ходу, м, $V_н$ — швидкість руху під час набирання ґрунту, км/год; $V_{гр}$ — швидкість руху з ґрунтом, км/год; V_p — швидкість руху під час розвантажування, км/год; V_x — швидкість холостого ходу, км/год; $t_{пв}$ — час повороту трактора в кінці ділянки, год.

2.4.10. Основи розрахунку скрепера

Скрепери призначені для виймання, транспортування і ущільнення ґрунту, утворення насипів, планування майданчиків. Дальність транспортування не має перевищувати 200...1000 м (залежно від місткості ковша). Під час будівництва доріг і планувальних робіт скрепери можуть зрізувати рослинне покриття, переміщувати зрізаний ґрунт у відвал, будувати полотно доріг і насипи, розробляти виїмки з відсипанням ґрунту, засипати виїмки. Робочий орган причіпного скрепера — ківш. Він відкритий спереду і зверху. В його нижній передній частині є ножі для зрізування ґрунту, а у верхній передній — шарнірно закріплена заслінка.

Використовувати скрепери на перезволожених ґрунтах недоцільно. Скрепери розрізняють за такими показниками:

- конструкцією ковша (грейферний, відкритий одностулковий, двостулковий і телескопічний);
- механізмом керування (гідравлічні і канатні); у способом розвантаження ковша (з вільним вивантаженням ґрунту перекиданням ковша вперед або назад, з примусовим вивантаженням висуванням задньої стінки ковша вперед; з напівпримусовим вивантаженням ґрунту перекиданням днища — задньої стінки вперед);
- кількістю колісних осей (одно-, дво- і триосьові);
- способом тяги (самохідні, напівпричіпні і причіпні). Робочий процес виймання ґрунту скрепером охоплює чотири послідовні операції:
- порожній хід — переміщення скрепера до місця роботи з піднятим ковшем;
- копання ґрунту — переміщення скрепера з опущеним ковшем і піднятою заслінкою;
- вантажений хід — переміщення скрепера з піднятим ковшем і опущеною заслінкою до місця вивантаження ґрунту;
- відсипання ґрунту — переміщення скрепера з нахиленою передньою частиною ковша і піднятою заслінкою.

Потрібно вибрати раціональні схеми роботи, якщо можливо, набирати ґрунт під час руху під укіс, використовувати високі швидкості, не допускати роботу двигуна з перевантаженням або буксуванням, повністю завантажувати ківш. Найпоширеніші такі схеми руху скреперів:

1) еліптична — застосовують для зведення насипу 4...5 м завдовжки з ґрунту бокових резервів і для планувальних робіт з поперечною розробкою ґрунту. Цю схему застосовують також для обладнання виїмок 4...7 м завглибшки з відсипанням ґрунту в насип і для планувальних робіт з поздовжньою розробкою ґрунту;

2) зигзагоподібна — для зведення насипу 2,5...6 м заввишки з ґрунту одно- або двобічних резервів великої протяжності;

3) схема «вісімки» для зведення насипу з бічних резервів, а також для влаштування виїмок з укладанням ґрунту в насип або кавальєр; застосовують і для планувальних робіт;

4) поздовжньо-човникова — для зведення насипу 6...4 м заввишки із ґрунтів двобічних резервів;

5) поперечно-човникова — для розроблення ґрунту на глибину до 1,5 м під час спорудження каналів і виїмок з переміщенням ґрунту в двобічні відвали;

6) спіральна — для зведення насипу 2...5 м заввишки з ґрунту двобічних резервів або під час укладання ґрунту в кавальєри талі і в плані під різними кутами.

Призначена для роботи ділянка має бути очищена від лісу, чагарнику, пеньків, валанів і каміння. Для звалювання дерев використовують лісорізи-звалювальники, деревовали, викорчовувачі-бульдозери та гусеничні трактори з канатними лебідками. Якщо ліс рублять моторними пилками, то пеньки залишають для наступного викорчовування. Зрізані дерева вкладають уздовж меж ділянок. Стовбур очищають від сучків не відразу, а дають можливість листю вибрати із стовбура якомога більше вологи. Кущі та чагарники прибирають бульдозерами. Рослинний шар зрізують грейдером або автогрейдером.

Умова руху причіпного скрепера в процесі завантаження ковша за умови руху без буксирування:

$$P_{зч} \geq P_т \quad \text{і} \quad P_т \geq \sum P_і \ , \tag{2.52}$$

де $P_{зч}$ — сила тяги за зчепленням трактора, Н; $P_т$ — тягове зусилля двигуна трактора, Н; $\Sigma P_і$ — сума опорів руху скрепера, які виникають у випадку лобового різання і заповнення ковша ґрунтом.

Сила тяги, базового трактора під час зрізання ґрунту і завантаження ковша за руху трактора на першій передачі, Н:

$$P_т = 3600 \frac{N}{v} \eta \quad , \tag{2.53}$$

де N — ефективна потужність двигуна трактора, кВт; v — швидкість машини на першій передачі, км/год; η — ККД привода машини (η = 0,75…0,85).

Найбільше зусилля, необхідне для переміщення скрепера, виникає в період завершення копання, Н:

$$\Sigma P_i = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5, \tag{2.54}$$

де P_1 — опір ґрунту різанню, Н; P_2 — опір руху призми волочіння ґрунту спереду скрепера, Н; P_3 — опір від маси ґрунту, який рухається всередині ковша, Н; P_4 — опір від внутрішнього тертя ґрунту в ковші, Н; P_5 — опір переміщенню скрепера, Н.

Опір ґрунту різанню Н:

$$P_1 = B \cdot h \cdot k_p \cdot 10^6 \ , \tag{2.55}$$

де B — ширина ножа скрепера, м; h — товщина шару, що зрізується, м; $k_р$ — питомий опір ґрунту різанню, МПа.

Опір руху призми волочіння ґрунту попереду скрепера, Н:

$$P_2 = 9{,}81 \cdot k_0 \cdot B \cdot h_к^2 \cdot \gamma(\mu_1 \pm i), \tag{2.56}$$

де k_0 — коефіцієнт об'єму призми волочіння ґрунту; $h_к$ — висота шару ґрунту в ковші, м; γ — щільність ґрунту, т/м^3; μ_1 — коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт (μ_1 = 0,3...0,5); i — нахил місцевості, рад.

Опір від маси ґрунту, що рухається всередині ковша, Н:

$$P_3 = 9{,}81 \cdot B \cdot h \cdot h_k \cdot \gamma \tag{2.57}$$

Опір від внутрішнього тертя ґрунту в ковші, Н:

$$P_4 = 9{,}81 \cdot B \cdot h_к \cdot \gamma \cdot \chi \ , \tag{2.58}$$

де χ — коефіцієнт, який враховує вплив типу ґрунту, (для глини χ = 0,24...0,3; для суглинку χ = 0,37...0,44; для піску χ = 0,46...0,5).

Опір переміщенню скрепера, Н:

$$P_5 = 9{,}81\left(m_c + m_{\text{гр}} + m_{\text{т}}\right)(f_k \pm i), \qquad (2.59)$$

де $m_{\text{с}}$ — маса скрепера без тягача, кг; $m_{\text{гр}}$ — маса ґрунту в ковші, кг; $f_{\text{к}}$ — питомий опір перекочуванню коліс скрепера (для щільних ґрунтів $f_{\text{к}}$ = 0,15...0,2; для пісків $f_{\text{к}}$ = 0,25...0,3); i — нахил місцевості, град.

Експлуатаційну змінну продуктивність скрепера, м^3/зм, визначають з такого виразу:

$$\Pi_{\text{е.скр.}} = \frac{3600}{T_{\text{ц}}} q \frac{k_H}{k_p} \cdot k_e \cdot n_{\text{ч.р.}}, \qquad (2.60)$$

де q — геометричний об'єм ковша, м^3; $T_{\text{ц}}$ — час робочого циклу, с; $k_{\text{н}}$ — коефіцієнт наповнення ковша; $k_{\text{р}}$ — коефіцієнт розпушення ґрунту; $k_{\text{е}}$ — коефіцієнт експлуатаційних втрат часу ($k_{\text{е}}$ = 0,75...0,8); $n_{\text{ч.р.}}$ — кількість годин роботи скрепера в зміні.

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5\ , \qquad (2.61)$$

де t_1, t_2, t_3, t_4 — відповідно час операції наповнення ковша (копання), переміщення ґрунту (транспортування), розвантаження ковша і холостого ходу, с; t_5 — поворот, перемикання швидкостей й інші затрати часу на один цикл, с.

Протяжність кожної операції циклу, визначають:

$$t_i = \frac{l_i}{v_i}\ , \qquad (2.62)$$

де l_{i} — довжина відповідної ділянки, м; v_{i} — швидкість переміщення скрепера на цій ділянці, м/с:

$$l_i = \frac{q \cdot k_H}{B \cdot h}\ , \qquad (2.63)$$

де B — ширина ножа скрепера, м; h — глибина копання, м.

Коефіцієнт наповнення ковша ґрунтом для пісчаних ґрунтів і гравію приймається у розмірі $k_{\text{н}}$ = 0,7...0,9; для супісків, суглинків $k_{\text{н}}$ = 1,1...1,2; для чорнозему і глини $k_{\text{н}}$ = 1,1...1,25.

Час холостого ходу скрепера, с:

$$t_4 = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{v_{x.x}}, \qquad (2.64)$$

Під час визначення протяжності окремих операцій приймається, що копання ґрунту скрепером виконують на першій передачі, а переміщення ґрунту до місця розвантаження — на 4…5 передачах, розвантаження ковша — на 2…3 передачах, холостий хід скрепера до місця наступного завантаження — на 5-й передачі.

2.4.11. Грейдери

Найбільш доцільно застосовувати грейдери і автогрейдери для зведення насипів із двобічних бокових резервів до 0,8 м заввишки, влаштування дорожнього полотна на нульових відмітках, планування укосів, а також під час планувальних робіт.

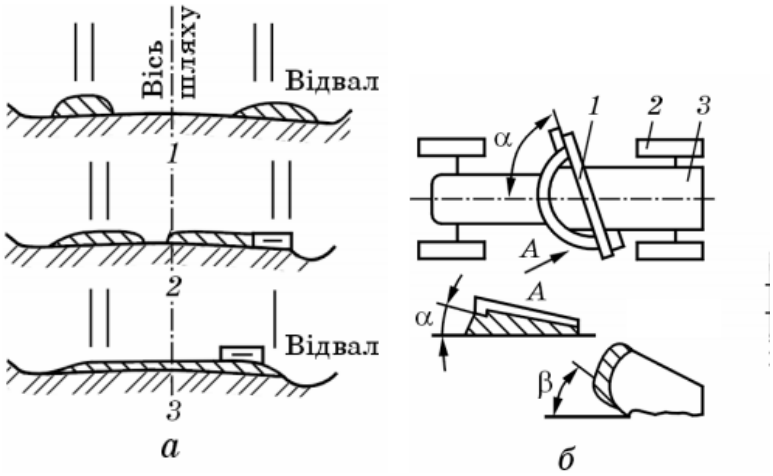


Рис. 2.9. Схема роботи та положення відвала грейдера:
а — схема роботи грейдера: *1* — зрізування відвала;
2 — переміщення ґрунту; *3* — розрівнювання ґрунту;
б — положення відвала грейдера: *1* — відвал;
2 — ходова частина; *3* — рама

Працюючи грейдерами, операції виконують у такій послідовності: зрізують відвал, переміщують зрізаний ґрунт, розрівнюють і планують ґрунт. Під час перших трьох-чотирьох проходах по колу, як правило, ґрунт зрізують до внутрішнього укосу канави дороги. Наступними п'ятьма-шістьма проходами вперед і назад без розворотів обробляють лише один бік дороги, причому зрізаний ґрунт у цей час зміщують до осі дороги.

Так само виконують переміщення ґрунту з іншого, відносно осі, боку дороги. Подальші проходи здійснюють круговим рухом грейдера. Довжина ділянки роботи грейдера і автогрейдера залежить від умов роботи, але не має перевищувати 0,5...1,5 км.

Положення відвала грейдера визначають кутами захвату, різання і нахилу. Кут захвату має бути не менше ніж 35...40°. Якщо кут менший, то виникає небезпека бокового заносу і перевертання грейдера. Менший кут захвату допускається під час розрівнювання розпушених ґрунтів. Під час переміщення ґрунту кут захвату має бути 45...50°. Під час планувальних робіт він залежить від висоти шару ґрунту, що розрівнюють, і зазвичай становить 45...90°. За малих кутів захвату площа зрізаної стружки має бути мінімальною, а за великих — максимальною. Для підвищення продуктивності потрібно, не збільшуючи поздовжнього переміщення ґрунту, працювати з найбільшою шириною захвату. Кут нахилу α вказує на поперечний нахил відвала до поверхні землі. Під час роботи грейдера цей кут також слід змінювати залежно від умов роботи. Під час зрізування ґрунту він не має перевищувати 15...20°, а під час розрівнювання — 10°. Кут різання під час зрізування ґрунту має бути до 40°. Під час планувальних робіт цей кут можна збільшувати до 55°.

2.4.12. Тяговий розрахунок автогрейдера

Сумарний опір рухові машини ΣW_i визначають:

$$\sum_{i=1}^{5} W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 , \quad (2.65)$$

де W_1 — опір рухові від різання (зарізання) ґрунту відвалом, кН; W_2 — опір рухові від переміщення призми ґрунту перед відвалом, кН; W_3 — опір рухові машини від тертя ґрунту під час переміщення догори вздовж відвала, кН; W_4 — опір рухові машини від переміщення ґрунту вздовж відвала в бік, кН; W_5 — опір переміщенню дорожньої машини, як візка, кН.

Опір рухові від різання (зарізання) ґрунту відвалом:

$$W_1 = F \cdot k \text{, кН}, \quad (2.66)$$

де F — площа поперечного перерізу стружки, м^2; k — питомий опір ґрунту різанню кН/м^2.

Для автогрейдера формула для знаходження площі перерізу стружки набуде вигляду:

$$F = L \cdot \frac{h_1 + h_2}{2} \cdot \sin\alpha \text{, м}^2, \quad (2.67)$$

де L — довжина різальної частини ножа відвала, м; h_1 і h_2 — глибина різання ґрунту, м; α — кут захвату ножа, град.

Опір рухові від переміщення призми ґрунту перед відвалом:

$$W_2 = F_m \cdot \sin\alpha \text{, кН}, \quad (2.68)$$

де α — кут захвату ножа, град; F_{m} — сила тертя призми ґрунту по опорній поверхні, кН. Ця сила визначається за формулою:

$$F_m = G_{пр} \cdot f_1 \text{, кН}, \quad (2.69)$$

де $G_{\text{пр}}$ — вага ґрунту в призмі переміщення, кН; f_1 — коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт.

Вагу розміщеного перед відвалом ґрунту в призмі переміщення визначають за формулою:

$$G_{пр} = \frac{L_1 \cdot H^2}{2 \cdot tg\varphi} \cdot g \cdot \delta \cdot k_{гр} \text{, кН}, \quad (2.70)$$

де L_1 — довжина призми ґрунту, м, (приймають рівною довжині різальної частини ножа відвала), м; H — висота відвала, м; φ — кут природного укосу ґрунту, град; g — прискорення вільного падіння, g = 9,81 м/с^2; δ — щільність ґрунту, т/м^3; $k_{\text{гр}}$ — коефіцієнт, який враховує характер ґрунту і співвідношення розмірів H і L_1.

Опір рухові машини від тертя ґрунту під час переміщення догори вздовж відвала:

$$W_3 = T_1 \cdot \cos\gamma \text{, кН}, \quad (2.71)$$

де T_1 — проекція сили тертя призми ґрунту вздовж відвала на вертикальну площину і вісь абсцис, кН; γ — кут різання, град.:

$$T_1 = N \cdot f_2, \text{ кН}, \quad (2.72)$$

де f_2 — коефіцієнт тертя ґрунту по металу.

$$N = W_2 \cdot \sin\gamma, \text{ кН}; \quad (2.73)$$

Опір рухові машини від переміщення ґрунту вздовж відвала в бік:

$$W_4 = T_2 \cdot \cos\alpha, \text{ кН}, \quad (2.74)$$

де T_2 — проекція сили тертя призми ґрунту вздовж відвала на горизонтальну площину і вісь абсцис:

$$T_2 = N \cdot f_2, \text{ кН}; \quad (2.75)$$

Опір переміщенню дорожньої машини, як візка:

$$W_5 = G_м \cdot f = 33{,}354 \cdot 0{,}3 = 10, \text{ кН}, \quad (2.76)$$

де $G_м$ — експлуатаційна вага дорожньої машини, Н; f — коефіцієнт опору коченню дорожньої машини, приймаємо f = 0,3.

Необхідну потужність двигуна тягача визначають за формулою:

$$N_д = \frac{\sum_{i=1}^{5} W \cdot v}{3{,}6 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (2.77)$$

де v — робоча швидкість руху машини під час роботи, км/год; η — коефіцієнт корисної дії трансмісії дорожньої машини, η = 0,85; $\sum_{i=1}^{5} W_i$.

Продуктивність автогрейдера визначають за формулою:

$$П_{зм} = \frac{1000T \cdot F \cdot L_2 \cdot K_в}{2L_2\left(\frac{n_з}{V_з} + \frac{n_п}{V_п} + \frac{n_п}{V_о}\right) + 2t_{пв}\left(n_з + n_п + n_п\right)}, \text{ м}^3/\text{зміну}, \quad (2.78)$$

де L_2 — довжина насипу, м; T — тривалість зміни, год; F — площа перерізу насипу; $K_в$ — коефіцієнт використання робочого часу; $V_з$ — швидкість руху грейдера за заглиблення ножа, км/год; $V_п$ — швидкість руху грейдера під час переміщення ґрунту, км/год; $V_о$ — швидкість руху грейдера під час розрівнювання, км/год; $t_{пв}$ — час на розворот грейдера, год; $n_з$ — кількість проходів під час зрізання необхідної товщини пласта:

$$n_з = \frac{F \cdot K_{пз}}{2S_c}, \quad (2.79)$$

де $K_{пз}$ — коефіцієнт перекриття проходів під час зрізання; $S_с$ — середня площа перерізу стружки в щільному ґрунті.

Кількість проходів під час переміщення ґрунту:

$$n_п = \frac{n_з \cdot l_о \cdot K_{пп}}{l_п}, \quad (2.80)$$

де $l_о$ — середня відстань поперечного переміщення ґрунту з резерву в насип, м; $l_п$ — відстань переміщення ґрунту за один прохід, м, $l_п = L \cdot \sin\alpha$, м, α — кут захвату під час переміщення; $K_{пп}$ — коефіцієнт перекриття проходів під час переміщення.

2.5. Машини для зрошення

2.5.1. Способи поливу

Головне завдання зрошувальних машин — забезпечення різноманітних сільськогосподарських культур водою для одержання високих урожаїв на поливних землях.

В Україні застосовують такі способи зрошення: поверхневе, коли вода розподіляється на поверхні поля; підґрунтове, коли ґрунт зволожується без появи води на поверхні, а вода подається трубами, закладеними у ґрунті; крапельне, коли вода поступово зволожує ґрунт безпосередньо в зоні кореневої системи рослин; дощування, коли водою у вигляді штучного дощу поливають ґрунт і надземні частини рослин за допомогою спеціальних апаратів.

Машини і установки для зрошення мають забезпечити сільськогосподарські культури водою в необхідні терміни і в потрібній кількості за мінімальних витрат. Інтенсивність дощу, розмір краплин і рівномірність поливу регулюють у межах забезпечення оптимальних умов зрошення. Машини мають забезпечити мінімальну енергоємність і трудомісткість поливів. Поверхневе зрошення за технікою поливу поділяють на три види: полив по борознах, напуском і затопленням. Полив затопленням здійснюють у разі заповнення водою ділянок чеків. Такі чеки залежно від рельєфу досягають 50 га. Цей спосіб застосовують для вологозаряджання і промивання ґрунту та зрошення рису. Полив напуском провадять у напрямку найбільшого схилу з влаштуванням смуг, ширина яких досягає 20 м, а довжина — 500 м. Цей спосіб поливу застосовують для культур суцільної сівби і для вологозарядження. Його можна застосовувати тільки на спланованому полі. Полив по борознах — кращий із поверхневих способів поливу. Його використовують для зрошення кукурудзи, буряку, картоплі, овочевих, а також плодових культур і виноградників. Полив по борознах здійснюють за спланованої поверхні та схилів від 0,001 до 0,03. До поливу зрошувального лану на його поверхні нарізають поливні борозни. Найчастіше використовують проточні борозни, в яких вода рухається і її одночасно поглинає ґрунт.

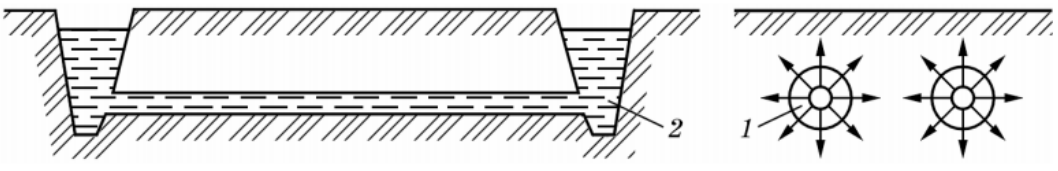


Рис. 2.10. Схема підґрунтового зрошення:
1 — дренажні труби; *2* — кротовини

Підґрунтове зрошення проводять за рахунок подачі води в активний шар ґрунту до коренів рослин (рис. 2.10) трубами *1* або кротовинами *2* на глибині 40...50 см. При цьому не руйнується структура ґрунту, не потрібно відкритої мережі, що дає змогу механізувати обробіток ґрунту та економно витрачати воду. Поверхневе зрошування проводять з використанням дощувальних машин і установок.

2.5.2. Розрахунок дощувальних машин

На практиці використовують далеко- і середньоструминні дощувальні апарати, короткоструминні насадки дефлекторного і секторного типу.

Далекоструминні дощувальні апарати працюють під тиском 0,4...1,0 МПа з радіусом дії до 60 м. Вони бувають з турбіною, з реактивною лопаткою і з механічним приводом. Далекоструминні дощувальні апарати за конструкцією механізмів обертання поділяють на апарати, які використовують механічну енергію від ВВП трактора, кінетичну енергію струменя, розріджене повітря на виході струменя із сопла, реактивну силу струменя. Механічний привод від ВВП трактора складається із шестеренного і черв'ячного редукторів та храпового механізму. Він є лише на тракторних дощувальних машинах.

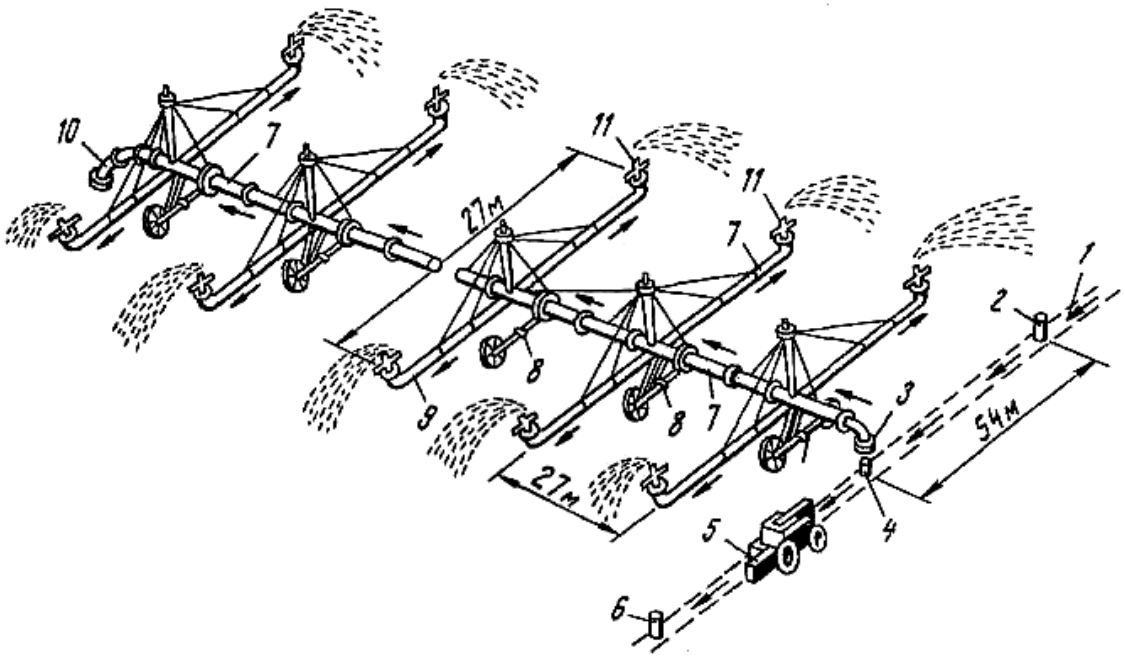


Рис. 2.11. Дощувальна машина ДФ-120 «Дніпро»
1, *7* — трубопроводи; *2*, *4*, *6* — гідранти; *5* — електростанція; *3*, *10* — забірні пристрої; *8* — візок; *9* — відкрилки; *11* — дощувальні апарати

Під час розрахунку дощувальних машин, що працюють позиційно («Волжанка», «Дніпро», ДДН-70, ДДН-100), визначають час роботи машини на одній позиції; площу, яку поливає машина за зміну, за добу; тривалість

поливу одного поля; кількість дощувальних машин, необхідних для поливу ділянки.

Час роботи машини на одній позиції визначають за формулою:

$$t = \frac{m}{\rho} \text{ , хв.,} \tag{2.81}$$

де m — поливна норма, мм; ρ — інтенсивність дощу, мм/хв., відповідно до технічної характеристики машини.

Площа, яку поливає машина за зміну:

$$\omega_{\text{зм}} = \frac{3{,}6 \cdot Q_{\text{м}} \cdot t_{\text{зм}} \cdot K_{\text{зм}}}{\beta \cdot m} \text{ га ,} \tag{2.82}$$

де $Q_м$ — витрата машини, л/с, $t_{зм}$ – тривалість зміни, год., $K_{зм} \approx 0{,}8 \ldots 0{,}85$ – коефіцієнт використання робочого часу зміни; β — коефіцієнт використання дощу (для південних областей України $\beta = 1{,}2$, для північних — 1,05, для центральних — 1,1); m — поливна норма, мм.

Площа, яку поливає машина за добу:

$$t_{\text{доб}} = t_{\text{зм}} \cdot n_{\text{зм}} \text{ га} \quad , \tag{2.83}$$

де $n_{\text{зм}}$ — кількість змін.

Тривалість поливу одного поля:

$$t_n = \frac{\omega_n}{K_n t_{\text{доб}}}, \text{ діб} \quad , \tag{2.84}$$

де ω_{n} — площа поля, га

$$\omega_n = \frac{F_{\text{сів}}}{n} \quad , \tag{2.85}$$

де $F_{сів}$ — площа сівозміни, га; n — кількість полів; K_{n} — кількість одночасно працюючих дощувальних машин на одному полі.

Кількість машин, необхідних для поливу всієї ділянки сівозміни:

$$K = \frac{F_{\text{сів}}}{F_{\text{сез}}} \quad , \tag{2.86}$$

де $F_{\text{сів}}$ — площа сівозміни, га; $F_{\text{сез}}$ — сезонна продуктивність машини.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів.

Діаметр трубопроводу визначають:

$$d = 1{,}13\sqrt{\frac{Q}{v}} \text{ м ,} \tag{2.87}$$

де Q — витрата води в трубопроводі, м^3/с; v — швидкість потоку в трубопроводі:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с} \tag{2.88}$$

Втрати напору по довжині трубопроводу визначаємо:

$$h = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad , \tag{2.89}$$

де λ — коефіцієнт опору тертя по довжині трубопроводу; l — довжина трубопроводу, м; g — прискорення сили тяжіння, g = 9,81 м/с^2.

2.5.3. Основи розрахунку системи крапельного зрошення

Крапельне зрошення — це один із способів підґрунтового зрошення. Воно забезпечує надходження води крапельницями у зону зволоження під дією капілярних сил. При цьому зволожується менший об'єм ґрунту, ніж під час дощування або поверхневого зрошення. Однією з основних переваг крапельного зрошення є подача води невеликими нормами через короткі інтервали часу. За такого способу зрошувальні норми зменшуються у середньому на 20...50 %, порівняно зі звичайними способами. Цим способом поливають, як правило, багаторічні насадження. Система крапельного зрошення (рис. 2.12) складається із насоса *1*, фільтрів очищення води *2*, контрольних приладів *3* і *4*, гідропідживлювача *6*, з'єднувального *5*, магістрального *7* і розподільного *8* трубопроводів, крапельниці *10*.

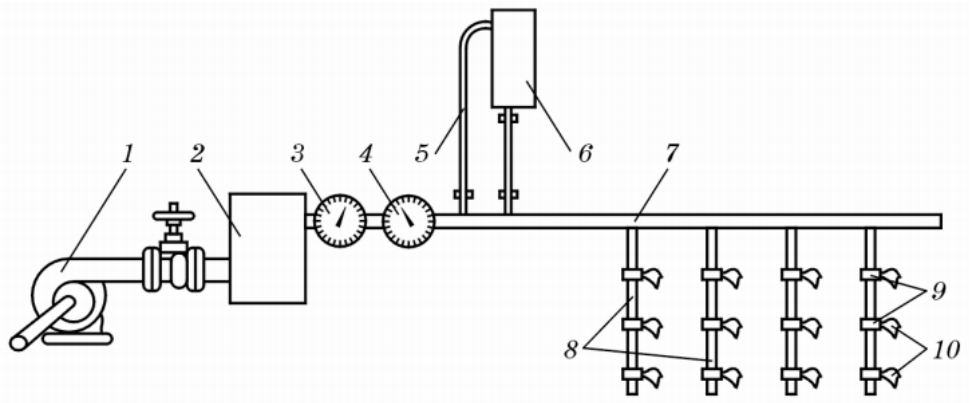


Рис. 2.12. Схема системи крапельного зрошення:
1 — насос; 2 — фільтр очищення води; *3* і *4* — контрольні прилади; *5* — з'єднувальний трубопровід; *6* — гідропідживлювач; *7* — магістральний трубопровід; *8* — розподільний трубопровід; *9* — патрубки; *10* — крапельниці

Розподільні трубопроводи розміщують безпосередньо на поверхні ґрунту або підвішують на висоті до 30 см, що дає змогу візуально стежити за роботою крапельниці. Витрата води крапельницями залежить від водопроникності ґрунту і становить 1,5...10 дм^3/год.

Для середніх і великих господарств, які як джерела використовують відкриті водойми, обов'язковою умовою в роботі систем крапельного поливу є застосування фільтраційних систем. Їх пропускна здатність — один з важливих показників, необхідних для розрахунку допустимого добового водоспоживання. Наприклад, для південних регіонів, в яких максимальна щоденна норма поливу знаходиться в діапазоні 60…70 м³/га, цей параметр визначають за формулою:

$$Q = \frac{60 \cdot S}{T}, \text{ м}^3/\text{год} \quad , \qquad (2.90)$$

де Q — пропускна здатність фільтростанції, м³/год; 60 — максимальна зрошувальна норма на добу, м³/га; S — прогнозована площа зрошення на добу, га; T — запланований час роботи системи за добу, год.

Якщо можливості джерела дозволяють витрачати розраховану кількість води, то відразу приступають до розрахунку кількості стрічок або трубок. На цьому етапі враховують перелік вирощуваних культур, займані ними площі і схема посадки.

Для кожної культури необхідна довжина зрошувальної трубки визначають:

$$L_t = \frac{S_k \cdot 10000}{L} \text{ м} , \quad (2.91)$$

де L_t — потреба в зрошувальній трубці, м; $S_к$ — площа оброблюваної культури, га; 10000 — коефіцієнт для переведення га в м^2; L — відстань між зрошувальними трубками (відповідає ширині міжрядь), м.

У практичних умовах на великих ділянках важко провести крапельний полив всієї площі одночасно. Стримуючими чинниками крім недостатньої кількості води в джерелі і пропускної здатності фільтрувальної станції можуть бути занадто довгі ряди і обмежені можливості розвідного трубопроводу. Тоді ділянку розбивають на окремі блоки, а площу кожного з них обчислюють за формулою:

$$S = \frac{Q_t \cdot L \cdot x}{10 \cdot q} \text{ га} , \quad (2.92)$$

де Q_t — максимальна пропускна здатність трубопроводу, м³/год; L — відстань між зрошувальними трубками (відповідає ширині міжрядь), м; x — відстань між крапельницями на зрошувальної трубці, м; q — норма виливу з однієї крапельниці, л/год.

З врахуванням схеми висадження кожної культури і водопропускної здатності труб розраховують витрату води на гектар за годину:

$$W = \frac{10 \cdot q}{L \cdot x} \text{ га/год} , \quad (2.93)$$

де L — відстань між зрошувальними трубками (відповідає ширині міжрядь), м; x — відстань між крапельницями на зрошувальній трубці, м; q — норма виливу з однієї крапельниці, л/год.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Визначення загального тягового опору причіпного плужного канавокопача.

2. Які машини і знаряддя використовують для землерийних робіт?

3. Робоче обладнання одноковшового екскаватора.

4. Як визначають продуктивність бульдозера?

5. Для чого призначений скрепер і як він працює?

6. Які регулювання має відвал грейдера?

7. Основні види меліоративних робіт і комплекси машин для їх механізації.

8. Назвіть типи машин для культуртехнічних робіт.

9. Загальна будова і робочий процес кущорізів та викорчовувачів.

10. Типи машин для земляних робіт, загальна будова і робочий процес каналокопачів, екскаваторів, грейдерів.

11. Які ви знаєте способи поливу?

12. Розрахунок і робочий процес дощувальних машин та установок.

РОЗДІЛ 3
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ДОБРИВ

3.1.Способи внесення добрив, види добрив та їхні технологічні властивості

Залежно від строків внесення добрив розрізняють: основне внесення — до сівби, внесення добрив під час сівби і після сівби — (підживлення).

За характером розподілу добрив на поверхні поля розрізняють такі способи внесення добрив: поверхневий і внутрішньоґрунтовий; розкидний (суцільний), рядковий і гніздовий.

Розкидний спосіб застосовують під час сівби та підживлення.

Рядковий спосіб використовують під час сівби та підживлення. У першому випадку добрива вносять одночасно з насінням, загортаючи їх на 2…5 см нижче від рівня насіння та зміщуючи на 2…3 см у бік від рядка насіння. У другому випадку добрива вносять під час культивації (міжрядного обробітку), дотримуючись захисних зон.

Гніздовий спосіб застосовують для внесення добрив під час сівби і садіння польових культур гніздовим чи квадратно-гніздовим способом, а також під час посадки багаторічних плодових і ягідних культур та винограду.

Добрива, які використовують у сільськогосподарському виробництві, за хімічним складом поділяють на мінеральні та органічні, за фізичними властивостями — на тверді та рідкі. Застосовують також суміші мінеральних та органічних добрив — органо-мінеральні компости.

Мінеральні добрива (азотні, фосфорні, калійні) — це продукт промислового виробництва, їх виробляють на хімічних заводах.

За призначенням мінеральні добрива поділяють на добрива прямої дії (для розвитку рослин) і другорядної (для поліпшення фізико-хімічних властивостей ґрунту).

Мінеральні добрива прямої дії поділяють на прості (містять один поживний елемент) і змішані (органічна суміш двох чи трьох простих видів добрив). Мінеральні добрива (туки) промисловість випускає, як правило, у вигляді гранул або порошкоподібні.

Мінеральні добрива другорядної дії (вапно, гіпс) належать до місцевих добрив і застосовують для нейтралізації кислої реакції зволожених ґрунтів (вапнування) або лужної реакції солонців (гіпсування).

Технологічними властивостями твердих мінеральних добрив є щільність, розмір гранул, сипкість, розсіюваність, в'язкість, злежуваність і гігроскопічність.

Щільність мінеральних добрив змінюється від 0,8 до 1,7 т/м^3. Проте основні види добрив мають вужчий діапазон зміни щільності — 0,9…1,2 т/м^3.

Розміри гранул становлять від 1 до 4 мм, зі збільшенням розмірів гранул більше ніж на 4 мм твердість гранул зменшується, що призводить до їх руйнування і погіршення висіву.

Сипкість добрив характеризується їх здатністю проходити крізь отвори. Вона виражається кількістю туків, що висипаються через одиницю площі випускного отвору за одиницю часу. Певною мірою сипкість можна характеризувати кутом природного відкосу. Порошкоподібні добрива вільно просипаються крізь отвори за кута природного відкосу до 35°, а гранулоподібні — до 40°.

Розсіюваність добрив — це їх здатність проходити через висівні апарати з вузькими вихідними щілинами. Вона оцінюється за десятибальною шкалою.

Злежуваність добрив полягає у їх здатності створювати тверді глиби під час зберігання.

Гігроскопічність — це можливість всмоктувати вологу з повітря. Вона оцінюється за дванадцятибальною системою. Що вищий бал, то вища гігроскопічність. У разі підвищення вологості повітря значно погіршуються основні технологічні властивості добрив, зокрема сипкість, розсіюваність, злежуваність, унаслідок чого погіршується їх механізоване внесення.

Органічні добрива є продуктом місцевого виробництва (заготівля здійснюється в господарствах). Ці добрива не тільки збагачують ґрунт поживними речовинами, а й поліпшують його фізико-механічні властивості. До органічних добрив належать гній, торф, сечовина, торфогнойові компости, фекалії, відходи рослинного та тваринного походження, а також бактеріальні добрива і сидерати (зелені добрива).

Основне органічне добриво — гній. Він є сумішшю твердих і рідких екскрементів тварин з підстилковим матеріалом (солома, торф). У ґрунт вносять, як правило, напівперепрілий гній.

Торф поділяють на верховий (ступінь розкладу 20…40 %) і низинний (ступінь розкладу до 60 %). Слаборозкладений верховий торф вважають кращим підстилковим матеріалом. Низинний торф можна використовувати як добриво.

Основними технологічними властивостями органічних добрив є щільність, липкість і коефіцієнт тертя.

Щільність органічних дорив змінюється в широких межах залежно від вологості й ступеня розкладу. Наприклад, щільність свіжого гною становить 0,3…0,6 т/м^3, напівперепрілого — 0,6…0,7, перепрілого — 0,7…0,8 і перегною — 0,8 т/м^3.

Липкість добрив залежить від їх щільності, вологості та наявності гумусових часточок. Зі збільшенням щільності і вмісту гумусових часточок липкість гною збільшується. Найбільша липкість виявляється за вологості 80…84 %.

Коефіцієнт тертя гною в разі збільшення соломистості збільшується, а в разі підвищення вологості й питомого тиску знижується. Середнє значення коефіцієнта тертя гною по металевих поверхнях становить 0,85…1,0. Кут природного відкосу гною зменшується у міру збільшення ступеня його розкладу, змінюючись від 50 до 38°.

Рідкі добрива поділяють на мінеральні та органічні. Рідкі мінеральні добрива є розчинами і суспензіями, що містять елементи живлення (N; P; R). Рідкі добрива, до складу яких входить кілька поживних елементів, називають комплексними.

До рідких органічних добрив належать рідкий гній і гнойова сеча вологістю 92…97 %, що накопичується на фермах великої рогатої худоби та свиней.

3.2. Типи робочих органів машин для внесення мінеральних добрив

Залежно від способу внесення розрізняють машини для суцільного поверхневого розсіювання та для внутрішньоґрунтового внесення, а залежно від строків внесення — машини для допосівного (основного), припосівного і післяпосівного внесення (підживлення).

Для основного внесення добрив промисловість випускає машини типу МВУ, які розсівають добрива по поверхні поля суцільним способом. Після цієї операції добрива загортаються ґрунтообробними знаряддями. Для внесення добрив під час сівби (садіння) використовують комбіновані машини-сівалки і саджалки. Підживлення виконують культиватори-рослинопідживлювачі під час обробітку ґрунту в міжряддях, а також спеціальними підживлювачами.

Робочий процес машин передбачає дозування добрив за допомогою висівних апаратів-дозаторів і розподіл їх — розсіювання по полю або загортання в ґрунт загортальними пристроями. Для внесення твердих мінеральних добрив найпоширенішими є котушково-штифтові, дискові та конвеєрні апарати (рис. 3.1).

3.2.1. Основи теорії дискових дозувальних апаратів

Дискові дозувальні апарати широко застосовують під час внесення гранульованих і порошкоподібних добрив на сівалках і садильних машинах з міжряддям 45 см і більше, а також на культиваторах-рослинопідживлювачах (рис. 3.1*б,в*).

Диск 7 (рис. 3.1*б*) і ворушилка *10*, які розміщені у висівній банці, урухомлюють від ходових коліс. Диск *7* і ворушилка *10* транспортують нижній шар добрив до нерухомих напрямних скребків.

Переміщуючись уздовж скребків від центра до периферії диска, шар добрив транспортується до висівних вікон і потрапляє у приймальну горловину *12*. Ворушилка *10* пружинними пальцями зчищає скребки і козирки від налиплих добрив. У міру зменшення кількості добрив скребок —

показник рівня *9* — опускається і зміщує добрива від центра банки до периферії, що забезпечує рівномірну подачу. Дозу висіву добрив регулюють зміною величини входження скребків-напрямників у банку і зміною частоти обертання диска.

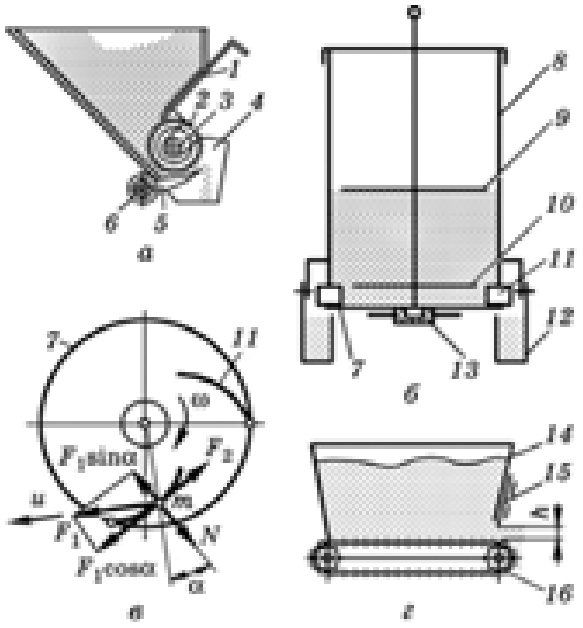


Рис. 3.1. Схеми механічних туковисівних апаратів:
а — котушко-штифтового; *б, в* — дискового; *г* — конвеєрного;
1, 15 — регульовані заслінки; *2* — котушка; *3, 6* — вали привода і механізму вивантажування; *4* — корпус; *5*—нижня регулювальна пластина; *7* — диск;
8 — тукова банка; *9* — показник рівня туків; *10* — ворушилка;
11 — напрямний скребок; *12* — приймальна горловина; *13* — механізм привода;
14 — бункер; *16* — конвеєр

Робочий процес дозувальних апаратів передбачає дві фази: транспортування прошарку добрив до скребка-напрямника та їх рух уздовж цих скребків до висівних вікон.

Шар добрив підводиться до скребків-напрямників завдяки силі тертя, достатній для того, щоб передати гранулам обертальний р0ух разом з диском. Самовільний рух добрив у радіальному напрямку не допускається, таким чином дотримується умова:

$$m\omega^2 r < fmg, \qquad (3.1)$$

де m — маса гранули; ω — кутова швидкість диска; r — відстань гранули від осі обертання; f — коефіцієнт тертя; g — прискорення вільного падіння.

Як показують розрахунки, відцентрове прискорення $\omega^2 r$ становить 0,01…0,04 м/с^2, що в кілька разів менше, ніж fg.

Добрива скидають внаслідок їх руху вздовж нерухомих скребків-напрямників (пасивних скидачів). Кожен апарат призначений для висіву добрив у два рядки, тому над кожним диском встановлено по два скидачі. Основні вимоги до їх роботи такі: добрива не мають накопичуватись і

ущільнюватись; лівий і правий скребки-напрямники мають скидати однакову кількість добрив. Добрива не накопичуватимуться перед пасивним скидачем, якщо вони безперервним потоком переміщуються вздовж нього до вихідного отвору.

Нехай гранула масою *m* розміщується на поверхні диска, що обертається (рис. 3.1*в*). Сила тертя F_1, що надає рух цій гранулі, становить $mgtg\varphi$. Напрямок сили F_1 збігається з напрямком швидкості *u*, що перпендикулярний до радіуса, проведеного в точку *m* із центра *O* обертання диска. Розглянемо силу F_1 у момент зіткнення часточки *m* із скидачем: по нормалі і по дотичній до поверхні скидача в точці контакту з нею часточки *m*.

Складова $F_1 \sin\alpha$ сприяє нормальній реакції *N*, що діє на часточку добрив з боку скидача, складова $F_1 \cos\alpha$ створює ковзання часточки *m* по поверхні скидача, якому протидіє сила тертя часточки по скидачу:

$$F_2 = Ntg\varphi = F_1 sin\alpha tg\varphi. \qquad (3.2)$$

Часточка добрив *m* рухається вздовж скидача до випускної щілини за умови:

$$F_1 cos\alpha \geq F_2 sin\alpha tg\varphi \qquad (3.3)$$

або

$$\text{ctg}\alpha \geq tg\varphi. \qquad (3.4)$$

Оскільки

$$ctg\ \alpha \geq tg(90° - \alpha), \qquad (3.5)$$

то умову ковзання вздовж скидача можна записати у вигляді:

$$90^0 - \alpha \geq \varphi, \text{ або } \alpha \leq 90^0 - \varphi. \qquad (3.6)$$

Щоб поверхня скидача задовольняла вимогу (3.6), кут α у міру віддалення від центра обертання має залишатися постійним або зменшуватися. Це можливо за криволінійного скребка, виконаного, наприклад, у вигляді логарифмічної спіралі ($\alpha = const$).

Розрахунок шнекових висівних апаратів. Останніми роками на сівалках для просапних культур почали застосовувати шнекові висівні апарати, де як шнек використовують навитий у вигляді пружини дріт (рис. 3.2). Такий апарат працює за принципом вигрібання добрив у висівне вікно витками дроту, які зсувають шар добрив, що знаходиться на дні бункера, до його краю і далі в лійку.

Основними технологічними параметрами шнекового туковисівного апарата є діаметр $d_{\text{ш}}$ витків дроту, крок *S* витків.

Діаметр d_0 дозуючого отвору, величина *l* відкритої частини шнека, довжина l_0 транспортувальної частини шнека.

Діаметр витків дроту визначають за формулою:

$$d_{\text{ш}} > d + d_{\text{Д}} + 4d_r,$$

де *d* — діаметр вала шнека (вибирають конструктивно), мм; $d_Д$ — діаметр дроту (вибирають конструктивно), мм; d_r — максимальний діаметр гранули добрив, мм.

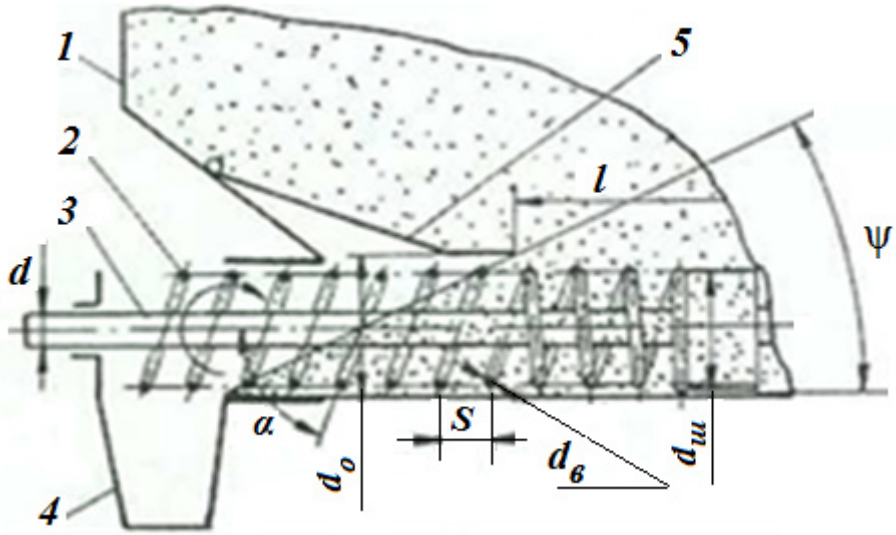


Рис. 3.2. Схема до вибору параметрів шнекового апарата:
1 — бункер; *2* —- витки дроту; *3* — вал; *4* — лійка; *5* — відкидний козирок

Крок витків шнека $S > d_Д + 2d_r$

Основна умова забезпечення стійкого осьового зміщення добрив витками по днищу бункера:

$$\alpha > \varphi\ , \tag{3.7}$$

в свою чергу

$$\alpha = 90 - arctg\left(\frac{S}{\pi d_ш}\right), \tag{3.8}$$

де α — кут нахилу витка дроту до напрямку осьового руху; φ — кут тертя добрив по поверхні дроту. Довжина транспортувальної частини шнека дорівнюватиме:

$$l_0 = S + n_1 > \frac{d_0}{tg\,\Psi}\ , \tag{3.9}$$

де n_1 — необхідна кількість витків шнека в зоні транспортування добрив від дозувального отвору до лійки; ψ — кут перекриття ($\psi = \xi + \alpha_c$), ξ — кут природного відкосу добрив; α_c — можливий максимальний боковий нахил сівалки.

Величину l вибирають з умов вільного висипання добрив із бункера в приймальну зону шнека.

Кількість добрив, висіяних за один оберт шнека, становитиме:

$$q_0 = 10^{-8} \cdot 25\pi S\gamma_Д\,\mu(d_0^2 - d^2), \tag{3.10}$$

де $\gamma_Д$ — об'ємна маса добрив, г/дм^3; μ — коефіцієнт відставання швидкості винесення добрив у лійку від осьової швидкості витків шнека (μ = 0,5— 0,6).

3.2.2. Основи теорії відцентрових розсіювальних дисків

Для розсівання мінеральних добрив по поверхні ґрунту використовують машини з одним чи двома розсіювальними дисками. На верхній поверхні кожного змонтовано по чотири плоскі лопатки, що розміщені радіально або з відхиленням від радіального напрямку на кут ±(10…15°). Робочий процес такого апарата складається з двох фаз: відносного переміщення гранул по диску і вільного польоту під дією наданої їм кінетичної енергії й діючого прискорення вільного падіння.

П е р ш а ф а з а починається з моменту падіння гранули на диск і охоплює два періоди: рух гранули по диску до зіткнення з лопаткою і переміщення гранули добрив по поверхні лопатки. Рух добрив до зіткнення з лопаткою відбувається за умови:

$$m\omega^2 r > fmg, \text{ або } \omega > \sqrt{\frac{fg}{r}}. \quad (3.11)$$

Оскільки

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.12)$$

то для додержання цієї умови частота обертання диска

$$n > \frac{30\omega}{\pi} = 30\sqrt{\frac{fg}{\pi^2 r}}, \quad (3.13)$$

де f — коефіцієнт тертя часточки добрив по диску; r — відстань від місця подачі часточки добрив до центра обертання диска, м.

Часточка добрив під час падіння на диск рухається вздовж траєкторії, що нагадує логарифмічну спіраль. Після зіткнення часточки з лопаткою починається другий період руху часточки по диску — вздовж лопатки. Завдяки лопаткам змінюється напрямок руху гранул добрив, збільшується їх швидкість і дальність польоту.

Під час переміщення часточки вздовж лопатки на гранулу масою m (рис. 3.3*а*) діють:

- відцентрова сила інерції

$$F_{\text{вц}} = m\omega^2 r_i; \quad (3.14)$$

- сила коріоліса

$$F_k = 2m\omega r_i^{\cdot}; \quad (3.15)$$

- сила тертя гранул по диску

$$F_1 = fmg; \quad (3.16)$$

- сила тертя гранул по лопаті

$$F2 = f\,(2m\omega\, r_i^{\cdot} - m\omega^2\, r_i \sin\psi),$$

де ω — кутова швидкість диска; r_i — відстань між гранулами та віссю обертання диска; $r_i^{\cdot} = vr$ — відносна швидкість ковзання гранули вздовж поверхні лопатки; f — коефіцієнт тертя гранули добрив вздовж поверхні диска та лопатки; ψ — кут відхилення лопатки від радіуса диска.

Кут $\psi \neq const$, якщо лопатка прямолінійна; $\psi = const$, якщо лопатка змонтована по логарифмічній кривій з полюсом, що збігається з віссю *O* обертання диска.

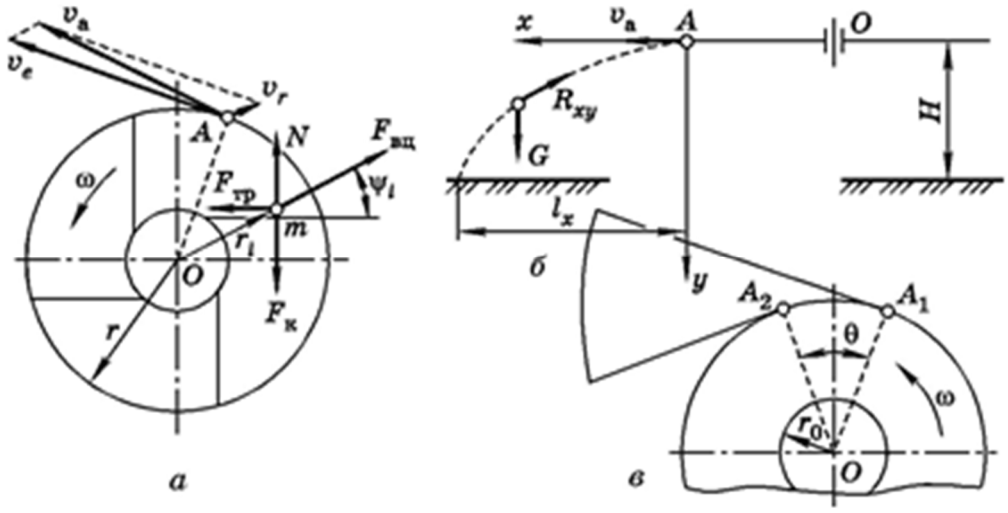


Рис. 3.3. Схема для розрахунку процесу розсівання мінеральних добрив дисковим апаратом:

а — сили, що діють на гранулу добрив; *б* — до визначення дальності польоту часточки добрив; *в* — зони розсіювання добрив

Прискорення коріоліса $2\omega\, r_i^{\cdot}$ перпендикулярне до *vr* і має напрямок у бік ω, а сила коріоліса $F_k = 2m\omega\, r_i^{\cdot}$ має зворотний напрямок.

Ковзання гранули вздовж лопатки відбувається за умови:

$$\omega r_i \cos\psi_i > fg + f\,(2\omega r_i^{\cdot} - \omega^2 r_i \sin\psi_i). \quad (3.17)$$

Із формули (3.17) можна визначити $r_i^{\cdot} = vr$ у той момент, коли гранула злітає з диска $r_i = r$. Абсолютну швидкість у момент зльоту гранули добрив з лопатки визначають за формулою:

$$v_a = \sqrt{(v_e \pm v_r \sin\psi_k)^2 + (v_r \cos\varphi_k)^2}, \quad (3.18)$$

де $\psi_к$ — кінцеве значення кута між лопаткою і радіусом диска.

Згідно з рис. 3.3*а* у формулі (3.18) перед $v_r \sin\psi\, \Psi_k$ знак «плюс» ставиться тоді, коли лопатки змонтовані на диску «кутом» уперед за ходом обертання розсіювального диска, а знак «мінус», якщо лопатки змонтовані «кутом» назад.

За радіального розміщення лопатей $\psi_k = 0$.

Тоді $v_a = \sqrt{v_e^2 + v_r^2}$.

Проте v_r значно менша від v_e, тому вплив v_r на v_a відносно невеликий і під час практичних розрахунків ним можна знехтувати, прийнявши $v_a \approx v_r$.

Друга фаза передбачає рух гранули, що злетіла з диска зі швидкістю $v_a \approx v_e$, яка має напрямок уздовж горизонталі. При цьому (рис. 3.3*б*) на частину добрив діятимуть:

- сила ваги

$$G = mg ;$$

- сила опору повітря

$$R_x = mk_{\text{П}}v^2,$$

де k_n — коефіцієнт парусності.

За малих значень k_n (гранули, кристали тощо) опір повітря можна не враховувати. Для розрахунку дальності польоту часточок добрив використовують рівняння:

$$x = v_a t_{\text{П}}; \qquad (3.19)$$

$$y = \frac{g t_{\text{П}}^2}{2} .$$

Розв'язавши друге рівняння відносно часу t_n польоту гранули, отримаємо:

$$t_{\text{П}} = \sqrt{\frac{2y}{g}} .$$

Підставивши значення $t_{\text{П}}$ у перше рівняння виразу (3.19), дістанемо рівняння траєкторії гранули (див. рис. 3.3, *б*):

$$x = v_a \sqrt{\frac{2y}{g}} 2y \approx \omega r \sqrt{\frac{2y}{g}}. \qquad (3.20)$$

Визначимо дальність польоту часточки добрив для розсіювального пристрою, підставивши в залежність (3.20) значення $y = H$, тоді

$$x = l_x = \omega r \sqrt{\frac{2H}{g}} , \qquad (3.21)$$

де H — висота розміщення розсіювального диска над поверхнею ґрунту .

Для збільшення дальності польоту часточок добрив у деяких конструкціях застосовують конічні диски з кутом конусності 3…5°.

Враховуючи, що гранули надходять на диск потоком певної ширини, відстань r_0 (рис. 3.3*в*) для різних гранул буде різною. Через різні значення r_i гранули злітають із диска по дузі A_1A_2 (рис. 3.3*в*), а їхній розподіл по поверхні поля фіксує пучок траєкторій. Центральний кут, що відповідає цій дузі, становить $\theta = 60…150°$.

Для дводискового апарата ширину розсіювання визначають за формулою:

$$B_p \approx 2\omega r \sqrt{\frac{2H}{g}} + A , \qquad (3.22)$$

де $A \approx (2{,}4…2{,}6)r$ — відстань між центрами розсіювальних дисків.

Для регулювання рівномірності розподілу добрив за шириною захвату машини змінюють місце подачі гранул добрив на розсіювальний диск. У разі подачі часточок добрив якомога ближче до осі обертання розсіювального диска (зменшення r_0, рис. 3.3*в*) збільшується кількість висіяних добрив по периферії ширини захвату машини. Якщо добрива подають далі від осі

обертання розсіювального диска (збільшення r_0), то збільшується кількість висіяних добрив у середній частині смуги розсіву добрив. За збільшення частоти обертання розсіювальних дисків добрива рівномірніше розподіляються по поверхні поля, а за збільшення діаметра дисків рівномірність погіршується. Нахил лопаток до радіуса диска в бік обертання на 10…12° сприяє більш якісному розподілу добрив на поверхні поля.

Рівномірність розподілу добрив оцінюють як по ходу руху машини, так і в поперечному напрямку. Оскільки часточки добрив злітають тільки з кінців лопаток, то добрива розсіваються струменями і розподіляються на поверхні поля концентрованими дугами, що свідчить про пульсаційний характер подачі добрив.

Однодисковий відцентровий апарат нерівномірно розподіляє добрива в поздовжньому напрямку. Рівномірність розподілу добрив у поперечному напрямку значно нижча, ніж у поздовжньому. Завдяки перекриванню зон розсівання добрив дводисковий апарат рівномірніше розподіляє їх за шириною захвату машини.

3.2.3. Вибір та обґрунтування гідравлічних і пневмогідравлічних пристроїв для внесення рідких мінеральних добрив

У машинах для внесення рідких мінеральних добрив транспортувальною силою є сила ваги добрив або тиск, що створюють компресор чи гідронасос. За гравітаційної системи подачі добрив (рис. 3.4*а*) інтенсивність (швидкість) витікання добрив через дозувальний жиклер *5* визначає напор *H*, пропорційний різниці між рівнем вільної поверхні рідких добрив у цистерні *1* і рівнем вихідного отвору жиклера *5*:

$$u = \mu\sqrt{2gH}\,;\; u = \mu\sqrt{\frac{2gP}{\gamma_{\text{ў}}}}, \qquad (3.23)$$

де μ = 0,4…0,7 — коефіцієнт, що враховує розподіл швидкості витікання рідини крізь отвір; H — напор, м; P — тиск на рівні вихідного отвору, Па; γ — питома маса рідини, Н/м^3.

Основний технологічний параметр транспортувального пристрою — секундна подача q, м^3/с (кг/с), яка залежить від площі S вихідного отвору дозатора і швидкості u рідких добрив на виході:

$$q = uS = \mu S\sqrt{2gH}\,;\; q = \mu\rho S\sqrt{2gH}\,. \qquad (3.24)$$

Задана система має істотний недолік — нерівномірність подачі протягом одного циклу в процесі спорожнення цистерни.

Згідно з виразом (3.24) q пропорційна $\sqrt{H}$, а оскільки і протягом циклу зменшується в 3—4 рази, то відповідно значення u, а разом з ним і q зменшуються вдвічі, що призводить до відповідної нерівномірності внесення добрив по ходу руху агрегату. Незважаючи на цей недолік, наведену схему завдяки своїй простоті застосовують у пристроях для внесення аміачної води на плугах, культиваторах та інших ґрунтообробних машинах.

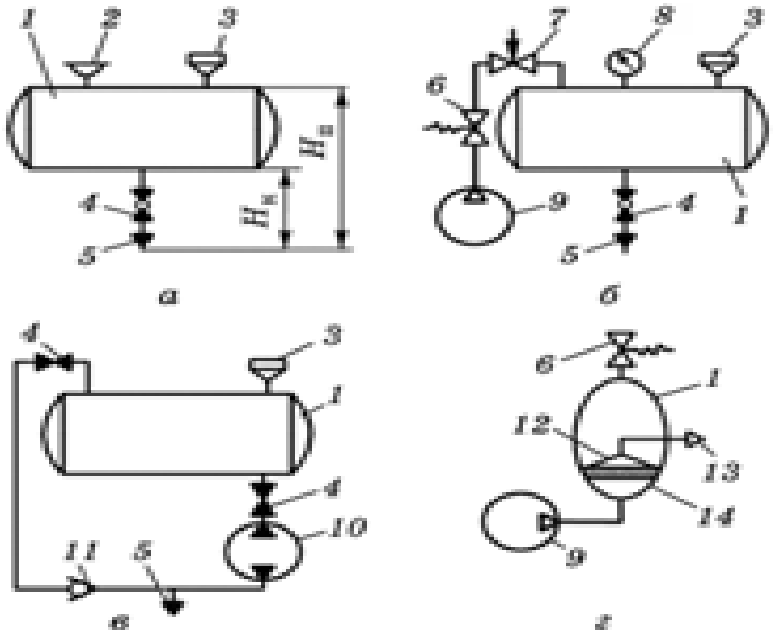


Рис. 3.4. Принципова схема машин для внесення добрив:
а, б, в — рідких; *г* — пилоподібних;
1 — цистерна; *2* — сапун; *3* — заливна горловина; *4, 6, 11* — відповідно: запірний, редукційний і перепускний клапани; *5* — жиклер; *7* — заслінка; *8* — манометр; *9* — компресор; *10* — насос; *12* — транспортувальний трубопровід; *13* — розпилювальний пристрій; *14* — аероднище

Схема подачі рідких добрив за допомогою напору, що створюється компресором (рис. 3.4*б*), істотно знижує зазначений недолік. Надлишковий тиск $P_н$, який створює компресор, значно перевищує тиск стовпа рідких добрив, що розміщується над вихідним отвором. Отже, загальний напор становить:

$$P_{\text{заг}} = \frac{\text{P}}{\gamma} + H. \tag{3.25}$$

Для визначення швидкості струменя у різних перерізах трубопроводу застосовують рівняння нерозривності струменя:

$$u_1 S_1 = u_2 S_2 = u_i S_i = u_{\text{вих}} S_{\text{вих}} = const. \tag{3.26}$$

Із рівняння (3.26) можна зробити висновок, що досить знати u у будь-якому перерізі потоку, наприклад на виході, щоб визначити швидкість протікання в іншому з відомою площею *S*. Для визначення місцевих втрат $h_{вт}$ вводять значення u у різних перерізах, виражені через $u_{вих}$. Завдяки редукційному клапану *6* тиск $\text{P}_{\text{н}} = const$, а оскільки

$$\frac{P_{\text{н}}}{\gamma} > \text{H}, \tag{3.27}$$

то загальний напор $H_{заг}$ у процесі спорожнення місткості змінюється значно менше, ніж за гравітаційної подачі. Зазвичай різниця між початковими і

кінцевими значеннями $H_п$ і $H_к$ не перевищує 25 %. Для визначення швидкості $u_{вих}$ виходу рідких добрив використовують рівняння Бернуллі, яке для цього випадку має вигляд:

$$H_{заг} = \frac{u_{вих}^2}{2g} + \sum h_{вт} \ , \qquad (3.28)$$

де $\sum h_{вт}$ — сумарні витрати напору в місцевих опорах (у колінах, звуженнях, вентилях тощо). У загальному випадку:

$$h_{вт} = \xi \varepsilon \left[\frac{u^2}{2g}\right], \qquad (3.29)$$

де ξ — коефіцієнт втрат; u — швидкість рідини в перерізі трубопроводу.

Наведену вище систему подачі добрив використовують у машинах для внесення рідких органічних добрив типу РЖТ.

У пневморозкидачі (рис. 3.4*г*) пилоподібні добрива, завантажені в герметизовану місткість, насичують повітрям, що надходить від компресора через аероднище (пилоподібні часточки добрив не мають змоги випадати на поверхню ґрунту). Аерований пилоподібний матеріал під дією надлишкового тиску в цистерні надходить до транспортувального трубопроводу і через розпилювально-розсівальний пристрій розподіляється на поверхні ґрунту.

Дальність польоту часточок добрив, робоча ширина захвата та продуктивність машини залежать від швидкості $u_{вих}$ руху матеріалу на виході із розпилювача, яку визначають за спрощеним виразом:

$$u_{вих} \approx \sqrt{\frac{B_p\, g}{sin2\alpha_0}}, \qquad (3.30)$$

де α_0 — початковий кут нахилу струменя пилоподібних добрив до горизонту, град, за:

$$\alpha_0 = 15\ldots20°, \quad B_p = 15\ldots20 \text{ м}. \qquad (3.31)$$

У цей час секундна подача пневматично транспортованих пилоподібних добрив становить:

$$q = \rho S_{вих} u_{вих} \ , \qquad (3.32)$$

де ρ — щільність аерованого матеріалу.

Рівномірність розподілу пилоподібних добрив за ходом руху машини забезпечується тоді, коли потрібна розрахункова швидкість суміші на виході із розсіювального пристрою є сталою — $u_{вих} = const$.

Для забезпечення цієї умови в цистерні підтримується надлишковий тиск, який можна визначити з рівняння Бернуллі:

$$P_{над} = \frac{\gamma u_{вих}^2}{2g} + \sum \Delta P, \qquad (3.33)$$

де $\sum \Delta P$ — сума втрат тиску в місцевих опорах.

У загальному випадку втрати тиску в місцевому опорі становить:

$$\Delta P_i = \xi_i \gamma \left[\frac{u_i^2}{2g}\right]. \qquad (3.34)$$

Із рівняння суцільного потоку

$$u_i S_i = u_{вих} S_{вих}$$

можна встановити, що

$$u_i = \frac{u_{\text{вих}} S_{\text{вих}}}{S_i}. \quad 3.35)$$

Підставивши вираз (3.35) у формулу (3.34), отримаємо формулу для визначення втрат тиску в будь-якому місцевому опорі залежно від швидкості потоку на виході:

$$\Delta P_i = \xi_i \left(\frac{S_{\text{вих}}}{S_i}\right)^2 \left[\frac{\gamma v_i^2}{2g}\right]. \quad (3.36)$$

Підставивши вираз (3.36) у формулу (3.33), дістанемо рівняння Бернуллі в більш розгорнутому вигляді:

$$P_{\text{над}} = \frac{\gamma\gamma u_{\text{вих}}^2}{2g}\left[1 + \sum \xi_i \left(\frac{S_{\text{вих}}}{S_i}\right)^2\right]. \quad (3.37)$$

Секундну подачу повітря на пневмотранспортування добрив можна визначити за формулою:

$$q_{\text{П}} = V_{\text{пит}} q \ , \quad (3.38)$$

де $V_{пит}$ — питомі витрати повітря (витрати на переміщення 1 кг матеріалу); q — секундна подача добрив.

Подача добрив розпилювальним пристроєм залежить від робочої ширини захвату машини і швидкості її руху по полю, а також від заданої норми внесення на одиницю площі:

$$q = B_{\text{р}} v_{\text{м}} Q_{\text{зад}}, \quad (3.39)$$

де $B_р$ — робоча ширина захвату; $v_м$ — швидкість машини; $Q_{зад}$ — задана норма внесення.

Як правило, робоча ширина захвату машини стала, швидкість руху машини можна змінювати, але незначно. Норму внесення визначають агротехнічні вимоги і залежно від умов може змінюватися в широких межах, наприклад від 100 до 10 000 кг/га.

Подачу пилоподібних добрив крізь дозувальний вихідний отвір визначають за виразом:

$$q = \mu S \rho \sqrt{\frac{2gP}{\gamma\gamma}}. \quad (3.40)$$

Відповідність дози внесення добрив заданій нормі їх розподілу на одиницю площі досягають за умови:

$$\mu S \rho \sqrt{\frac{2gP}{\gamma\gamma}} = B_{\text{р}} v_{\text{м}} Q_{\text{зад}}. \quad (3.41)$$

Для виконання цієї умови потрібно, щоб подача добрив насосом перевищувала максимальні витрати, зумовлені величинами $B_р$, $v_м$ і $Q_{зад}$. Отже,

$$q_н > q_{max.}$$

Відповідність дози внесення добрив заданій нормі досягають відкриванням перепускного клапана.

Потужність, яка потрібна для урухомлення насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{Pq_{\text{н}}}{\eta}, \qquad (3.42)$$

де P — тиск, що створюється насосом; $q_н$ — подача насоса; η = 0,6…0,8 — ККД насоса.

3.3. Типи робочих органів машин для внесення органічних добрив

Машини для внесення твердих органічних добрив поділяють на кузовні розкидачі та розкидачі із куп. Найпоширенішими є кузовні розкидачі, які складаються з двох основних робочих органів: ланцюгово-планчатого конвеєра-дозатора та двох шнеково-лопаткових барабанів.

3.3.1. Вибір і обґрунтування параметрів конвеєрного дозувального апарата

Секундна подача добрив ланцюгово-планчатим конвеєром залежить від його швидкості, конструктивної ширини, товщини шару добрив (висоти кузова) та щільності добрив (рис. 3.5):

$$q = \rho u_{\text{к}} B_{\text{к}} H, \qquad (3.43)$$

де q — секундна подача добрив; ρ — щільність добрив; $u_к$ — швидкість конвеєра; $B_к$ — конструктивна ширина конвеєра; H — висота шару добрив у кузові.

З іншого боку, за заданих значень дози внесення, швидкості руху машини і ширини захвату секундна подача добрив.

$$q_{\text{з}} = QB_{\text{р}}v_{\text{м}}, \qquad (3.44)$$

де Q — доза внесення добрив; $B_р$ — робоча ширина захвату машини; $v_м$ — швидкість руху машини.

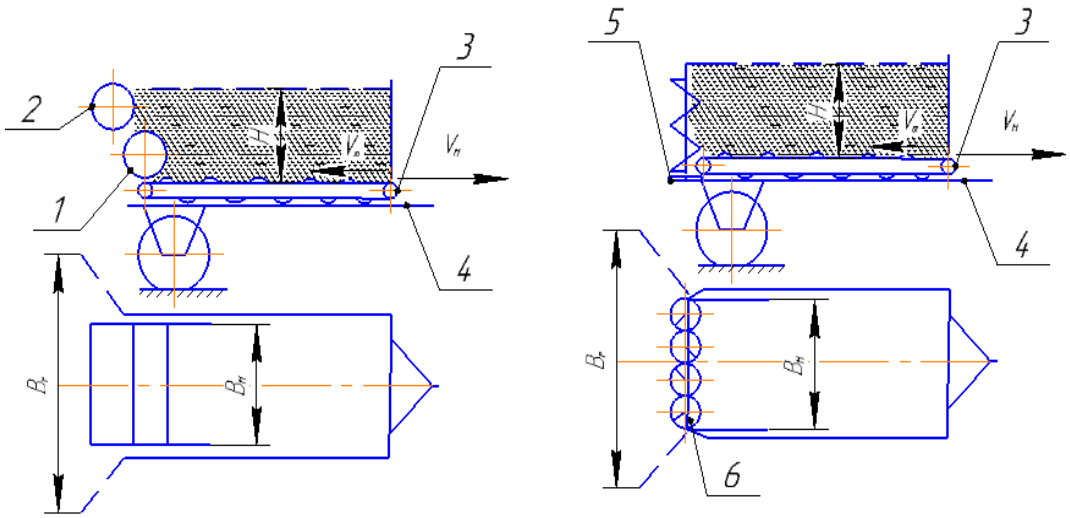


Рис. 3.5. Схема робочого процесу гноєрозкидача:
1, 2 — нижній і верхній барабани; *3* — конвеєр; *4* — кузов; 5 — розкидальний відцентровий диск; *6* — вертикальний розкидальний гвинтовий барабан

Оскільки значення конструктивної ширини конвеєра $B_к$, товщини шару добрив H та робочої ширини захвату машини $B_р$ сталі, то щоб установити розкидач на задану дозу внесення добрив Q за певного значення щільності добрив ρ, потрібно змінити швидкість конвеєра $u_к$ або швидкість машини $v_м$. За технічного налагодження:

$$q = q_з \,, \tag{3.45}$$

тому, прирівнявши праві частини формул (3.43) і (3.44) і розв'язавши вираз відносно швидкості конвеєра $u_к$, знайдемо

$$u_к = \frac{QB_р v_м}{qB_к H} \quad . \tag{3.46}$$

Із виразу (3.46) бачимо, що в разі зміни значення щільності добрив ρ налагодження машини має бути змінене варіацією швидкості конвеєра $u_к$.

3.3.2. Вибір і обґрунтування параметрів розкидального апарата органічних добрив

Для розкидання органічних добрив використовують роторні пристрої з горизонтальною та вертикальною віссю обертання (рис. 3.5). Робочий процес таких пристроїв складається з двох фаз: відносного переміщення часточок добрив по лопаті ротора (барабана, бітера) і вільного польоту часточки добрив під дією отриманої нею кінетичної енергії та сили ваги (рис. 3.6).

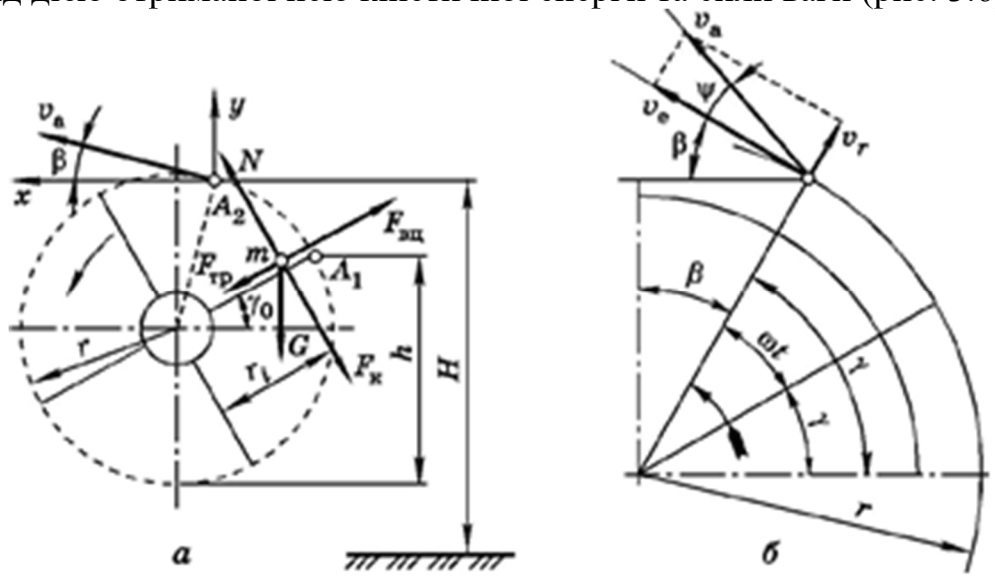


Рис. 3.6. Схема для розрахунку процесу розкидання органічних добрив роторним апаратом з горизонтальною віссю обертання:
а — діючі сили; *б* — схеми руху

П е р ш а ф а з а починається з моменту виходу лопаті із маси добрив під час повертання її на кут γ_0 (рис. 3.6) і характеризується рухом часточок у вертикальній площині вздовж лопаті. При цьому на частину добрив масою m діють такі сили:

- сила ваги

$$G = mg; \tag{3.47}$$

- відцентрована сила інерції

$$F_{\text{вц}} = m\omega^2 r; \tag{3.48}$$

- сила коріоліса

$$F_{\text{к}} = 2m\omega r_i^{\cdot}; \tag{3.49}$$

- сила тертя часточки добрив по лопаті

$$F_{\text{тр}} = f\,(mg\cos\omega t + 2m\omega r_i^{\cdot}). \tag{3.50}$$

Умова руху часточки добрив по лопаті в першому квадраті за $\left(\gamma \le \frac{\pi}{2}\right)$

$$m\omega^2 r_i^{\cdot} - mg\sin\gamma \ge F_{\text{тр}} = f\,(mg\cos\omega t + 2m\omega v_r). \tag{3.51}$$

Із рівняння (3.51) можна визначити відносну швидкість часточки вздовж лопаті:

$$v_r = r_i^{\cdot}$$

та її кінцеве значення за $r_i = r$.

Дальність розкидання добрив залежить від абсолютної швидкості часточок цих добрив у момент сходження з лопаті. Абсолютна швидкість v_a складається з геометричної суми переносної (колової) v_e і відносної v_r швидкостей — уздовж лопаті:

$$v_e = \omega r; \tag{3.52}$$

$$v_a = \omega r + v_r.$$

У сучасних машинах для внесення органічних добрив $v_r \approx 4{,}0\ldots4{,}2$ м/с; $v_e \approx 12{,}0\ldots12{,}5$ м/с; $v_a = 12{,}8\ldots13{,}2$ м/с. Кут $\psi \approx arctg\left(\frac{v_r}{v_e}\right) \approx 16 \ldots 19^0$.

Отже, відносна швидкість v_r значно менша, ніж колова v_e та істотно не впливає на швидкість v_a, тому для спрощення розрахунків можна вважати

$$v_a \approx v_e.$$

Для того щоб часточки органічних добрив летіли якомога далі, вони мають сходити з лопаті у першому квадраті (див. рис. 3.6) за умови:

$$\gamma_0 + \omega t < 90°, \tag{3.53}$$

що залежить від товщини шару добрив, тобто що він більший, то більший кут γ_0, за якого добрива починають злітати з лопаті. У машинах для внесення органічних добрив $\gamma \approx 30°$. Оскільки часточки добрив мають різне розміщення вздовж лопаті, вони сходитимуть з неї в процесі повороту на кут

$$\theta = \omega t. \tag{3.54}$$

Даному куту відповідає дуга A_1A_2. У конструкціях машин $Q = 30\ldots35°$.

Друга фаза є рухом тіла, кинутого зі швидкістю

$$v_a \approx v_e = \omega r, \tag{3.55}$$

під кутом β до горизонту

$$\beta = 90° - \gamma_0 - \omega t. \tag{3.56}$$

Рівняння руху часточок добрив без урахування опору повітря в параметричній формі з початком координат у точці A_2 мають такий вигляд:

$$x = v_a\, t\, cos\beta; \quad y = v_a\, t\, sin\beta - \frac{gt^2}{2}. \tag{3.57}$$

Початок координат розміщений на висоті H над поверхнею поля, тому в момент падіння часточки добрив на поверхню поля її координати

$$y = -H.$$

Унаслідок цього час польоту $t_п$ визначають із умови:

$$-H = v_a\, t_п\, sin\beta - \frac{gt^2}{2}, \tag{3.58}$$

звідки

$$t_п = \frac{v_a sin\,\beta + \sqrt{v_a^2\ sin^2\beta + 2gH}}{g} \tag{3.59}$$

Оскільки час польоту часточки добрива не може бути від'ємним, то у виразі (3.59) прийнято лише перше значення кореня зі знаком «плюс». Підставивши значення часу польоту часточки добрив $t_п$ із виразу (3.59) у перше параметричне рівняння (3.57), визначають дальність польоту часточки добрив:

$$x = \frac{v_a^2 sin\ 2\beta}{2g} + \frac{v_a cos\beta\sqrt{v_a^2\ sin^2\beta + 2gH}}{g} \tag{3.60}$$

Точніший результат отримаємо, якщо візьмемо

$$\overline{v_a} = \overline{v_e} + \overline{v_r}, \tag{3.61}$$

а кут нахилу вектора швидкості v_a до горизонту в момент зльоту з лопаті становить $\beta + \psi$.

Оскільки в розкидальному барабані з горизонтальною віссю обертання робочі поверхні лопатей чи пасів розміщують під кутом α до осі обертання барабана (кута падіння гвинтової лінії), то виникає бокова складова швидкості (рис. 3.7):

$$v_б = v_а\, cos\,\alpha\, sin\,\alpha.$$

Завдяки цьому ширина смуги розкидання добрив перевищує конструктивну ширину захвату машини ($B_р > B_к$). Щоб підвищити продуктивність машини, намагаються збільшити робочу ширину захвату машини $B_р$. Максимальне значення $B_р$ відповідає $v_б = max$, чого досягають за $\alpha = 45°$.

Ширина розкидання органічних добрив залежить від дальності польоту l часточок добрив:

$$B_р = 2l + B_к, \tag{3.62}$$

де

$$l = v_б t_П. \tag{3.63}$$

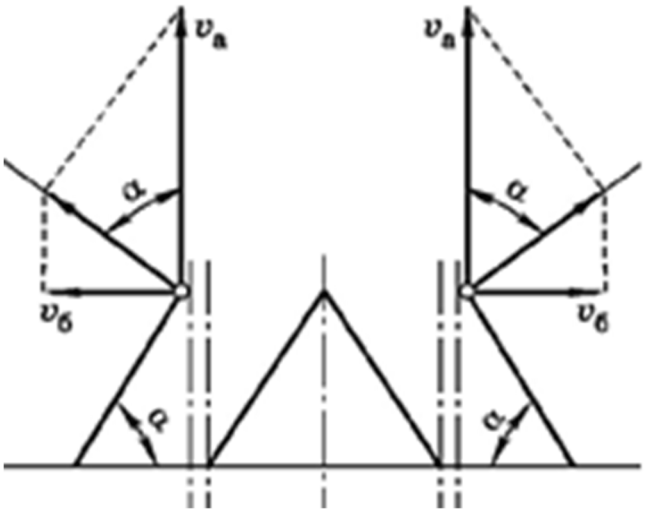


Рис. 3.7. Схема розміщення робочих елементів розкидних барабанів і складові початкові швидкості польоту часточок добрив

У машинах для внесення органічних добрив за H = 1,6…0,7 м — t_n = 0,16…0,17 с; l = 1,6…0,7 м; B_p = 5,0…6,2 м. Отже, $B_р$ майже втричі більша, ніж $B_к$.

Гноєрозкидачі працюють надійно (без забивання) за умови, що продуктивність розсіювального пристрою перевищує секундну продуктивність конвеєра ($q_p \geq q_к$):

$$zbh\,\pi d_б n_б \geq HB_к u_к\,, \qquad (3.64)$$

де z — кількість розкидних лопатей; b — ширина смуги гною, яку захоплює лопать (за шнекової стрічки $zb \approx B_к$); h — висота захвату маси гною (висота лопаті, стрічки тощо); $d_б$ — діаметр барабана; $n_б$ — частота обертання барабана; H — товщина шару добрив у причепі; $u_к$ — швидкість конвеєра.

Оскільки продуктивність розкидного пристрою залежить від частоти обертання барабана, то надійну роботу барабана забезпечують за умови:

$$n_б \geq \frac{HB_к u_к}{zbh\pi d_б} \qquad (3.65)$$

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Способи внесення добрив, види добрив та їхні технологічні властивості.

2. Типи робочих органів машин для внесення мінеральних добрив.

3. Умова виключення самовільного руху добрив на розподільному диску у радіальному напрямку.

4. Умова ковзання туків уздовж скидача добрив.

5. Назвати складові розрахунку шнекових висівних апаратів мінеральних добрив.

6. Визначення дальності польоту та ширини розсіювання гранул мінеральних добрив для відцентрових розсіювальних дисків.

7. Основний технологічний параметр транспортувального пристрою рідких мінеральних добрив.

8. Рівняння Бернуллі для визначення швидкості виходу рідких мінеральних добрив.

9. Визначення дальності польоту часточок пилоподібних добрив, робочої ширина захвату та продуктивності машини для внесення пилоподібних добрив.

10. Визначення параметрів конвеєрного дозувального апарата машин для внесення органічних добрив.

11. Визначення параметрів розкидального апарата органічних добрив.

РОЗДІЛ 4
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ СІВБИ І САДІННЯ

4.1. Основні властивості насіння

4.1.1. Технологічні властивості насіння

Під технологічними властивостями насіння розуміють лише ті його властивості, які істотно впливають на характер і закономірності процесу висіву (садіння). Такими властивостями є форма, розміри, щільність і маса, фрикційні властивості, здатність насіння чинити опір деяким видам деформацій тощо.

Форма насіння може бути еліпсо-, куле-, сочевице-, бобово- або пірамідоподібною.

Розміри насіння характеризують довжина l, ширина b і товщина δ. Довжина насіння зернових культур змінюється від 4,0 (яра пшениця) до 18,6 мм (овес), просапних культур — від 1,8 до 13,5 мм; ширина — від 1,4 до 4,0 мм; товщина — від 1,0 до 4,5 мм; ширина насіння просапних культур — від 1,5 до 11,5 мм; товщина — від 1,5 до 8,0 мм.

На процес висипання насіння з отвору бункера впливають форма і розміри насіння. Від них залежить вибір типу висівного апарата і параметрів комірок висівних дисків сівалок точного висіву.

Щільність насіння ρ визначається відношенням маси до його об'єму. Щільність насіння основних польових культур становить від 1,0 (овес) до 1,4 т/м^3 (горох). На її значення впливають вологість, вміст повітря в ендоспермі й хімічний склад насіння. Що більша щільність насіння, то вища їх польова схожість.

Абсолютна маса насіння — це маса 1000 насінин у грамах, що відповідає середній масі однієї насінини в міліграмах. У зернових культур вона становить 20…42 г; у кукурудзи — 150…300; гороху — 100…200; проса — 7…9 і у гречки — 15…25 г. Цим терміном користуються тоді, коли потрібно детальніше охарактеризувати якість насіння (наприклад, у насінництві).

Об'ємна маса насіння визначається його абсолютною масою $G_а$ і коефіцієнтом заповнення об'єму $k_щ$ (щільність пакування), що є відношенням фактичної маси одиниці об'єму зерна (1 л насіння в грамах) до теоретичної маси того самого об'єму $G_т$. Об'ємна маса насіння основних зернових культур змінюється від 400…565 (овес) до 750…880 г/л (озима пшениця); кукурудзи — 700…865 г/л.

Значення коефіцієнта щільності заповнення насіння змінюється в широких межах. Для насіння основних зернових колосових культур $k_щ$ = 0,58…0,65. Масу 1000 насінин і абсолютну масу слід ураховувати за

розрахунку норми висіву насіння і перерахунку із заданої норми, що визначена в кількості зерна на 1 га, на норму, що виражається в кілограмах на гектар (кг/га).

Міцність насіння визначають, враховуючи навантаження, що призводить до травмування насіння і зниження їх сходів та врожайності. Для насіння бавовника та сої міцність становить 49…52 Н, кукурудзи — 49…59 Н тощо. Її слід враховувати під час визначення оптимальних параметрів робочих органів і режимів їх роботи.

Пружність насіння характеризує коефіцієнт відновлення під час удару, тобто відношенням нормальних складових швидкостей насіння відповідно до і після удару по поверхні. Коефіцієнт пружності змінюється в широких межах (наприклад, для гороху — 0,30…0,42).

Співударяння в робочих органах спостерігається під час виконання різних процесів: у зернових сівалках — під час руху насіння насіннєпроводами і потрапляння на дно борозенки, в просапних — під час роботи від'єднувачів та виштовхувачів, у процесі гніздоутворення.

Фрикційні властивості. Основний вид тертя насіння — тертя ковзання. Як правило, тертя насіння має невелике значення й істотно не впливає на закономірність руху насіння.

Для насіння пшениці, ячменю і кукурудзи динамічний коефіцієнт зовнішнього тертя $f_д$ становить 0,3…0,5. Зі статичним коефіцієнтом $f_{ст}$ він співвідноситься так:

$$f_д = (0{,}6…0{,}7)\, f_{ст}.$$

Коефіцієнт внутрішнього тертя насіння основних зернових культур:

$$f' = 0{,}44…0{,}57.$$

Кут природного укосу насіння залежить від його вологості. У разі збільшення вологості пшениці від 11 до 15 % кут природного укосу збільшується від 34 до 37°. Критична вологість зерна становить 14…15 %.

4.1.2. Закономірності руху насіння

Висипання насіння з отворів бункерів та місткостей сівалок характеризується закономірністю руху сипких тіл. За даними професора О.М. Семенова, насіння висипається з отворів за п'ять етапів. Спочатку висипаються нижні шари насіння, внаслідок чого рівень усієї маси насіння рівномірно знижується. При цьому насіння повертається боковою віссю за напрямком руху, а напрямок висипання поширюється від отвору до верхнього рівня насіння. Витрати насіння на першому етапі визначають за законом витікання рідини із отвору:

$$Q_I = \mu\, S\, 2\, gh, \qquad (4.1)$$

де Q_I — витрати насіння, см^3/с; μ — коефіцієнт опору; S — площа отвору, см^2; g — прискорення вільного падіння, м/с^2; h — висота стовпа насіння, см.

Коли рівень насіння в місткості досягає певної висоти h_1 над отвором, із якого висипається насіння, створюється динамічне розвантажувальне

склепіння, що має форму параболоїда. Перший етап висипання переходить у другий, під час якого насіння падає з певної висоти, яку визначають за виразом:

$$h_1 = \frac{r_з}{f'}, \qquad (4.2)$$

де h_1 — висота склепіння, см; $r_з$ — зведений радіус отвору, см, що дорівнює подвійному гідравлічному радіусу; f' — коефіцієнт внутрішнього тертя.

Витрати на другому етапі, см^3/с:

$$Q_{II} = 1{,}4\lambda\lambda_1 S\left(\frac{r_з}{f'}\right)^{0{,}5}, \qquad (4.3)$$

де λ, λ_1 — коефіцієнти витрат, що залежать від питомої маси і щільності укладання, розмірів насіння і радіуса вихідного отвору.

За даними О.М. Семенова, для пшениці $\lambda = 1$, а $\lambda_1 = 0{,}68…0{,}93$.

Як тільки процес висипання поширюється до верхнього рівня, утворюється воронка — починається третій етап.

Насіння, що знаходиться поза межами центрального стовпа, стікає у воронку під кутом природного укосу, таким чином забезпечується поповнення потоку насіння. Відмінність у швидкостях руху центрального потоку і стічних бокових шарів призводить до певного заглиблення воронки, а також до збільшення її діаметра через завалювання бокових шарів зерна на межі з центральним стовпом. Витрати на третьому етапі, см^3/с:

$$Q_{III} = \left(1{,}47\, k_{пл} S r_з^{0{,}25}\right)/f'^{\,0{,}5}.$$

Коли верхній рівень насіння, що постійно знижується, досягає висоти динамічного розвантажувального склепіння, склепіння руйнується і висипання уповільнюється — починається четвертий етап. Витрати на цьому етапі визначають за формулою (4.4). Проте, оскільки висота склепіння зменшується і прямує до нуля, витрати в кінці дорівнюватимуть нулю. На п'ятому етапі насіння висипається на похилій площині дна бункера.

Отже, встановлюється певна черговість витікання зерна: спочатку витікає насіння центрального стовпа, починаючи з нижнього шару і закінчуючи верхнім, потім насіння бокових шарів, починаючи з верхнього і закінчуючи нижнім.

Аналіз виразів (4.1)—(4.3) засвідчує, що витрати зерна не залежать від висоти шару насіння в місткостях над отвором. Вони зменшуються лише тоді, коли зовнішні сили прогинають еластичне розвантажувальне склепіння або на дні насіннєвого ящика залишається менший шар насіння, ніж висота цього склепіння. У цей період бачимо, що витрати матеріалу за вільного витікання залежать переважно від площі перерізу вихідного отвору.

Якщо переріз вихідного отвору зменшується, то витікання насіння крізь отвір може зупинитися, хоча діаметр отвору в цей момент ще значно більший від середнього поперечного розміру зерна. За експериментальними даними О.М. Семенова, витікання насіння крізь отвір зупиниться тоді, коли:

$$r_{кр} \le 4\sqrt{ab}, \qquad (4.5)$$

де $r_{кр}$ — критичний радіус отвору, мм; $\sqrt{ab}$ — середній поперечний розмір зерна (для пшениці становить 2,2 мм; ячменю — 2,4; кукурудзи — 3,2 мм).

Беручи за основу закономірності вільного витікання сипкого сільськогосподарського матеріалу із місткості, можна обґрунтувати її основні параметри. Ширину днища $b_{дн}$ визначають за формулою:

$$b_{дн} = d_0 + 2b_1, \quad (4.6)$$

де d_0 — оптимальний діаметр вихідного отвору; b_1 = 20…40 мм — припуск на кожну зі сторін отвору.

Передні та задні стінки місткості встановлюють під кутом до основи, що дорівнює подвоєному куту тертя висівного матеріалу на фарбованій металевій поверхні.

Довжину місткості $l_м$ обчислюють за виразом:

$$l_м = b(Z+1), \quad (4.7)$$

де b — ширина міжрядь; Z — кількість сошників.

Площу поперечного перерізу місткості визначають за формулою:

$$S = \frac{V_м}{l_м}. \quad (4.8)$$

Робочий об'єм місткості $V_м$, м^3:

$$V_м = \frac{l_г b_p Q_{max}}{10^4 \rho \eta_м}, \quad (4.9)$$

де $l_г$ — довжина гону від однієї заправки до іншої, м; b_p — ширина захвату машини, м; Q_{max} — максимальна норма висіву, кг/га; ρ — щільність матеріалу, кг/м^3; $\eta_м$ = 0,85…0,90 — коефіцієнт використання місткості бункера.

4.2. Типи робочих органів сівалок

Розглянемо теорію висівних апаратів і сошників.

За принципом дії розрізняють механічні та пневматичні висівні апарати. Найпоширенішими є котушкові та дискові механічні висівні апарати. Котушкові висівні апарати дозують насіння безперервним потоком, а дискові — однозерновим відбором насіння. Котушкові висівні апарати застосовують у рядкових сівалках, дискові — в сівалках точного висіву.

4.2.1. Основи розрахунку котушкових висівних апаратів

Під час обертання котушки (рис. 4.1) створюється потік насіння, що складається із зерна, яке потрапило в жолобки (зона *II*), і зерна, розміщеного між котушкою і днищем коробки (активний шар, зона *III*).

У зоні *I* насіння рухається вільно під дією сили ваги. У зоні *III* насіння рухається завдяки силам внутрішнього тертя, що збурюються ребрами котушки і передаються від одного шару до другого. Для різних культур товщина активного шару h (рис. 4.1, *б*) різна — вона не перевищує чотири-, п'яти-, шестикратної товщини насіння (наприклад, для насіння пшениці — чотири шари h=10 мм; проса — п'ять шарів h=7 мм).

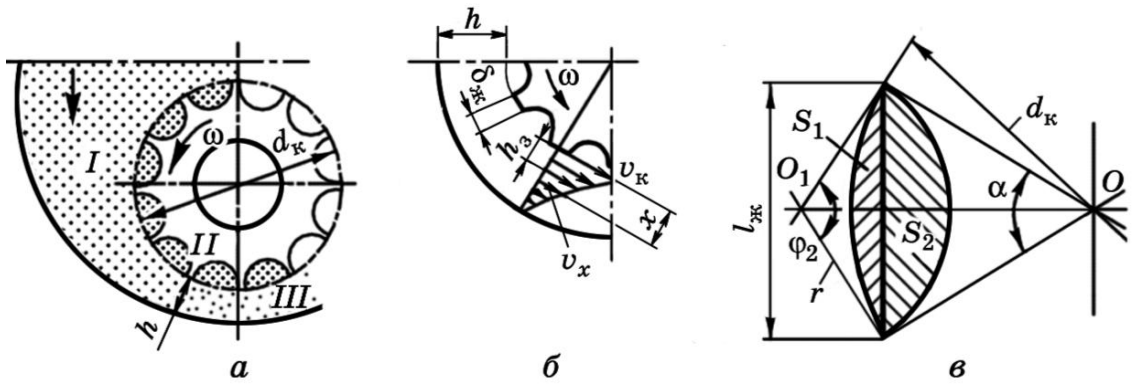


Рис. 4.1. Схема роботи котушкового висівного апарата:
а — зони руху насіння; *б* — характер розподілу швидкості руху в активному прошарку; *в* — профіль комірки; *I* — вільний рух; *II* — примусовий рух; *III* — рух в активному прошарку

За даними А.Б. Лур'є, закономірність зміни швидкості руху насіння в активному шарі виражається залежністю:

$$v_x = f(x) = v_к \left(1 - \frac{x}{h}\right)^{m_1}, \tag{4.10}$$

де $v_к$ — лінійна швидкість котушки; m_1 — показник ступеня, що визначається дослідним шляхом (для пшениці і ячменю — 2,6; вівса — 2,5; льону — 1,7; проса — 1,4 і т. ін.).

Використавши вираз (4.10), отримаємо зв'язок між h і $h_з$:

$$v_к \int_0^h [1-(x/h)]^{m_1} dx = h_з v_к; \quad h_з = \frac{h}{m_1+1} \tag{4.11}$$

де $h_з$ — зведена товщина активного шару, в якому насіння рухається зі сталою швидкістю, що дорівнює швидкості котушки $v_к$.

Значення $h_з$ змінюється в невеликих межах за зміни довжини робочої частини котушки та швидкості її обертання. За даними професора М.М. Лєтошнева, для жита $h_з$=2,2…2,5 мм за зміни довжини робочої частини котушки від 20 до 30 мм. За даними професора О.М. Семенова, товщина активного шару $h_з$ зменшилась під час збільшення робочої довжини котушки від 5 до 25 мм: для пшениці — від 5 до 3,2 мм; для кукурудзи — від 10,3 до 5,3 мм.

Визначення параметрів жолобчастої котушки. Об'єм насіння, що висівається котушкою за один її оберт $V_к$ (робочий об'єм котушки), складається з об'єму насіння, що потрапило в жолобки $V_ж$, і об'єму насіння, висіяного з активного шару $V_{ак}$:

$$V_к = V_ж + V_{ак}. \tag{4.12}$$

Візьмемо з певним припущенням $V_ж$ таким, що дорівнює об'єму жолобків. Тоді об'єм насіння в жолобках котушки визначатиметься залежністю:

$$V_ж = k_з\, S_ж\, Z_ж\, l_к\,, \qquad (4.13)$$

де $k_з$ = 0,7…0,9 — коефіцієнт заповнення жолобків (що менші насінини, то він вищий); $S_ж$ — площа перерізу жолобка; $Z_ж$ — кількість жолобків (як правило, $Z_ж$ = 12); $l_к$ — робоча довжина котушки (для зернових культур її максимальна довжина становить 39 мм).

За вибраного діаметра котушки $d_к$ (для зернових культур $d_к$ = 50 мм) площу перерізу жолобка визначають його профілем. Найпоширенішим є профіль жолобка (рис. 4.1*в*), за якого:

$$S_ж = S_1 + S_2 = \frac{d_к^2(\alpha' - sin\ \alpha')}{8} + \frac{r^2(\varphi_2 - sin\ \varphi_2)}{2} \qquad (4.14)$$

При цьому

$$\alpha' = arcsin\frac{l_ж}{d_к};\ \varphi_2 = arcsin\frac{l_ж}{2r};\ l_ж = d_ж sin\frac{\pi}{Z_ж - \delta_ж},$$

де $\delta_ж$ — товщина перемички між жолобками; $l_ж$ — ширина жолобка. Якщо відомі товщина активного шару $h_з$, робоча довжина котушки $l_к$ і її колова швидкість $\upsilon_к$, то знайдемо об'єм насіння $V_{ак}$, що висівається із активного шару за одиницю часу:

$$V_{ак} = h_з\, \upsilon_к\, l_к. \qquad (4.15)$$

Проте час, за який котушка виконує один оберт, становить 60/$n_к$, а лінійна швидкість котушки:

$$v_к = \pi\, d_к\, n_к\, /60.$$

Тоді об'єм насіння $V_{ак}$, що висівається з активного шару за один оберт котушки:

$$V_{ак} = \pi\, d_к h_з\, l_к. \qquad (4.16)$$

Урахувавши значення $V_ж$ і $V_{ак}$, отримаємо робочий об'єм котушки $V_к$, см^3:

$$V_к = (k_з\, S_ж\, Z_ж + \pi\, d_к\, h_з)\, l_к. \qquad (4.17)$$

З іншого боку, робочий об’єм котушки можна визначити через норму висіву насіння Q, кг/га, ширину міжряддя b, м, і передатне відношення від осі опорно-приводних коліс до вала висівних апаратів i.

Відомо, що за один оберт опорно-приводного колеса рядкової сівалки має бути висіяно насіння Q_1', кг:

При цьому кожен апарат має висіяти:

$$Q_1' = \frac{\pi dQbZ}{10^4} \qquad (4.18)$$

$$Q_{1а}' = \frac{\pi dQb}{10^4} \qquad (4.19)$$

За щільності насіння ρ за один оберт колеса апарат висіває:

$$V_{1а} = \frac{\pi dQb}{10^4 \rho}, \qquad (4.20)$$

а з урахуванням ковзання коліс:

$$V_{1а} = \frac{\pi dQb}{10^4 \rho(1-\eta)}, \qquad (4.21)$$

де η — коефіцієнт ковзання коліс по ґрунту (для зернових сівалок η = 0,03…0,10).

За один оберт приводного колеса котушка висіває таку кількість насіння:

$$V_{1к} = V_к \cdot i, \quad (4.22)$$

при цьому $i = n_а/n$, де $n_а$ і n — частота обертання відповідно вала апаратів і опорно-приводного колеса.

Оскільки маємо $V_к$ і $V_{1а}$, то з урахуванням зміни витрат насіння, см^3 за 1 оберт:

$$V_к = \frac{V_{1а}}{i} = \frac{10^2 \pi dQb}{\rho(1-\eta)i}. \quad (4.23)$$

Порівнявши залежності (4.23) і (4.17), отримаємо:

$$(k_з S_ж Z_ж + \pi d_к h_з) l_к = \frac{10^2 \pi dQb}{\rho(1-\eta)i}. \quad (4.24)$$

Ця формула поєднує в одній залежності всі основні конструктивні й технологічні параметри і дає змогу визначити потрібну довжину робочої частини котушки для заданих показників норми висіву, ширину міжрядь і передатне число сівалки.

Проте розрахунок слід здійснювати за максимально можливою нормою висіву, щоб дістати найбільше значення робочого об'єму котушки, враховуючи можливість розміщення апаратів під днищем насіннєвого ящика для прийнятої ширини міжрядь.

Робочий режим котушки. Із формули (4.24) бачимо, що загальний висів насіння за один оберт котушки становитиме:

$$Q_{заг} = \frac{10^2 \pi dQb}{(1-\eta)i}. \quad (4.25)$$

Підставивши у формулу (4.25) значення $i = n_а/n$; $\upsilon_м = \pi dn/60$, $\omega = \pi n_а/30$ і виразивши витрати насіння в кубічних метрах (м^3), дістанемо:

$$Q_{заг} = \frac{2\pi Q \upsilon_м b}{10^4 \omega(1-\eta)},$$

звідки

$$\omega_{min} = \frac{2\pi Q \upsilon_м b}{10^4 Q_{заг}(1-\eta)}, \quad (4.26)$$

де ω_{min} — мінімальна кутова швидкість котушки, с$^{-1}$; $\upsilon_м$ — швидкість руху посівного агрегату, м/с.

Найбільша кутова швидкість котушки ω_{max} визначає можливість випадання зерна із жолобків. Розглянемо положення, коли зерно знаходиться на краю жолобка. На нього діє виштовхувальна сила — сила котушки $m\omega^2 r_к$, якій протидіє сила тертя fmg, що утворюється між зерном і котушкою.

Падіння зерна можливе тільки за умови рівності сил:

$$fmg = m\omega^2 r, \quad (4.27)$$

де f — коефіцієнт тертя зерна по металу; m — маса зерна; $r_к$ — радіус котушки.

Із рівняння (4.27) отримаємо найбільш можливу кутову швидкість котушки висівного апарата:

$$\omega_{max} = \sqrt{fg/r_к}.$$

Отже, кутова швидкість котушки перебуває у таких межах:

$$\frac{2\pi Q \upsilon_{\text{м}} b}{10^4 Q_{\text{заг}}(1-\eta)} < \omega < \sqrt{\frac{fg}{r_{\text{к}}}}. \quad (4.28)$$

4.2.2. Основи теорії та розрахунку дискових висівних апаратів

Особливістю сівалок точного висіву є секційне розміщення робочих агрегатів з індивідуальним приводом до кожного висівного апарата, що забезпечує копіювання рельєфу поля і рівномірне загортання насіння по глибині в ґрунт. Змінюючи передатне відношення від осі приводних коліс до висівного апарата, можна змінювати відстань між насінинами (гніздами) і кількість насінин у гнізді.

Вихідними даними для технологічного розрахунку висівних апаратів пунктирних і гніздових сівалок є кількість насінин на один гектар і схема розміщення насіння (гнізд) відповідно до агротехнічних вимог.

Загальну кількість насінин $Q_{\text{н}}$ на 1 га визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{н}} = \frac{10^4 Z_{\text{н}}}{b l_{\text{н}}}, \quad (4.29)$$

де b — ширина міжрядь; $l_{\text{н}}$ — відстань між насінинами (гніздами); $Z_{\text{н}}$ — кількість насінин у гнізді.

Отже, для того щоб засіяти 1 га ріллі з поступальною швидкістю агрегату $\upsilon_{\text{м}}$, висівний апарат має подавати $Q_{\text{н}}'$ насінин, од/с:

$$Q_{\text{н}}' = \frac{\upsilon_{\text{м}} b Q_{\text{н}}}{10^4} = \frac{\upsilon_{\text{м}} Z_{\text{н}}}{l_{\text{н}}}, \quad (4.30)$$

з частотою утворення гнізд $Z_{\text{г}}$, од/с:

$$Z_{\text{г}} = \upsilon_{\text{м}} / l_{\text{с}} \ . \quad (4.31)$$

Враховуючи, що висівний диск для однонасіннєвого (пунктирного) висіву має $Z_{\text{к}}$ комірок із укладанням у комірку тільки однієї насінини, визначаємо секундну подачу насіння диском:

$$Q_{\text{н}}' = \frac{Z_{\text{к}} n}{60} \ , \quad (4.32)$$

де n — частота обертання диска, хв$^{-1}$.

Виходячи з умови $Z_{\text{г}}=Q_{\text{н}}'$, отримаємо потрібну відстань між насінинами за пунктирної сівби:

$$l_{\text{н}} = \frac{60 \upsilon_{\text{м}}}{Z_{\text{к}} n}. \quad (4.33)$$

Оскільки висівні апарати урухомлюють від прикочувальних коліс, відстань між насінинами можна виразити залежністю:

$$l_{\text{н}} = \frac{\pi d}{Z_{\text{к}} i(1-\eta)}. \quad (4.34)$$

Прирівнявши рівняння (4.33) і (4.34) та врахувавши, що

$$u = \frac{\pi n d_{\text{д}}}{60}; \ d_{\text{д}} = \frac{l_{\text{к}} Z_{\text{к}}}{\pi} \quad (4.35)$$

отримаємо максимальну швидкість $\upsilon_{\text{м}\,max}$ висівного агрегату за пунктирного висіву, м/с,

$$\upsilon_{\text{м}\,max} = \frac{u_{max} \pi d}{i l_{\text{к}} Z_{\text{к}}(1-\eta)} \ , \quad (4.36)$$

де u_{max} — максимальна колова швидкість диска по центру комірок, м/с; d — діаметр прикочувального колеса, м; i — передатне відношення від колеса до висівного диска; $l_к$ — крок комірок, м; η = 0,03…0,05 — коефіцієнт ковзання прикочувального колеса.

Значення $\upsilon_{м\,max}$, як правило, не перевищує 0,25…0,35 м/с.

Робота дискових висівних апаратів точного висіву складається з трьох почергових фаз: западання насінин у комірки диска, відбивання зайвих насінин, виштовхування насінин із комірки.

Западання насінин у комірки диска. Згідно з виразами (4.30) і (4.36) посів 1 га ріллі певною кількістю насінин із максимально допустимою швидкістю руху агрегату може відбуватися тільки тоді, коли підібраний висівний диск виноситиме насіння кожний своєю коміркою.

Розраховуючи лінійні розміри комірки, слід виходити з того, що в комірку має вміщуватись одна найбільша насінина, але не має бути двох найменших насінин. Наприклад, за заповнення круглої комірки насіниною в нерухомому положенні диска цю умову можна записати у такому вигляді:

$$2\delta_{min} > l_1 = b_{max} + k_1, \qquad (4.37)$$

де δ_{min} — мінімальна товщина насінини; l_1 — довжина комірки; b_{max} — максимальна ширина насінини; k_1 — відстань між стінкою комірки та насіниною.

Під час визначення товщини диска (глибини комірки) δ_1 для горизонтального положення насінини потрібно виконувати умову:

$$2\delta_{min} > \delta_1 = \delta_{max} + k_2, \qquad (4.38)$$

де k_2 — зазор між верхньою площиною диска та зерном.

У найпоширенішому випадку, без урахування положення насінини в комірках, слід виходити з об'єму насінини:

$$2V_{н\,min} > \delta_1 = \delta_{max} + k_2\,, \qquad (4.39)$$

або з їхніх середніх розмірів:

$$2\sqrt[3]{l_{min} b_{min} \delta_{min}} > \sqrt[3]{l_1 b_1 \delta_1} > \sqrt[3]{l_{max} b_{max} \delta_{max}}\,,$$

де $V_н$ — об'єм насінини; V, b_1 і δ_1 — об’єм, ширина і глибина комірки відповідно.

Другим чинником, який зумовлює западання насінин у комірки, є переміщення їх на поверхні висівного диска. Залежно від форми насіння можна прогнозувати або ковзання їх на робочій поверхні, або кочення-ковзання. Захоплюючи насіння, диск, що обертається, надає нижньому шару насіння швидкості, яка відрізняється від його власної швидкості (але не перевищує її). Нижній шар насіння захоплює верхній і т. інше. Внаслідок цього відбувається передача руху від висівного диска до маси насіння в апараті. Для вивчення западання насіння в комірки диска велике значення має його відносна $\upsilon_н$, а не абсолютна $u_н$ швидкість, оскільки без відносного переміщення цей процес неможливий.

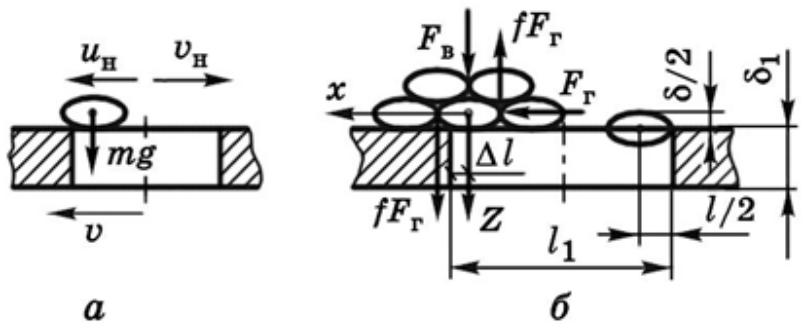


Рис. 4.2. Схема процесу западання еліпсоподібної насінини в комірку диска:
а — за однопрошаркового розміщення насіння;
б — за багатопрошаркового розміщення насіння в бункері

Розглянемо западання насінини еліпсоподібної форми в подовжену комірку. За однопрошаркового або невеликого прошарку насіння в насіннєвому бункері вона западає в той момент, коли центр ваги насінини знаходиться на межі комірки (рис. 4.2*а*). Якщо висота прошарку насіння в бункері значно більша, ніж у попередньому випадку, що характерно для дискових висівних апаратів, то на насінину крім сили ваги mg діють сили вертикального $F_в$ і горизонтального $F_г$ тиску, а також сила тертя $fF_г$ (рис. 4.2*б*). За такої дії сил момент западання насінини починається тільки після зміщення його центра ваги відносно краю комірки на певну відстань Δl. Для різних насінин це значення буде різним. Так, наприклад, для насіння буряку $\Delta l=(0{,}35…0{,}45)l$. Коли центр ваги насінини буде нижче (або на рівні) від поверхні диска, вона западає в комірку.

Для западання насіння колова швидкість u центра комірок диска має бути тим меншою, ніж більші розміри насіння l і δ, коротша довжина комірок l_1 і менша абсолютна швидкість насіння $u_н$. За швидкості посівних агрегатів понад 9 км/год швидкість центрів комірок для насіння буряку становить 0,43 м/с.

Відбиття насіння. Відбивачі відокремлюють насіння в комірках від іншої маси. Найпоширенішими є відбивачі двох типів: важільні (в кукурудзяних і бавовняних сівалках) і роликові (в бурякових сівалках).

Під час ковзання по диску і заповненим коміркам похила кромка зуба важільного відбивача має переміщувати масу насіння відносно диска у бік, протилежний його обертанню. При цьому ковзання насіння по диску зумовлюється умовами защемлення, тобто кутом між передньою межею зуба відбивача і площиною диска. Його обирають таким, що дорівнює $\alpha \geq 2\varphi$.

Для випадку, показаному на рис. 4.3, насінини не будуть подрібнюватись якщо двогранний кут α, утворений площиною кромки зуба відбивача *2* і вертикальною площиною, буде більший, ніж кут тертя φ. Отже, $\alpha < \varphi$.

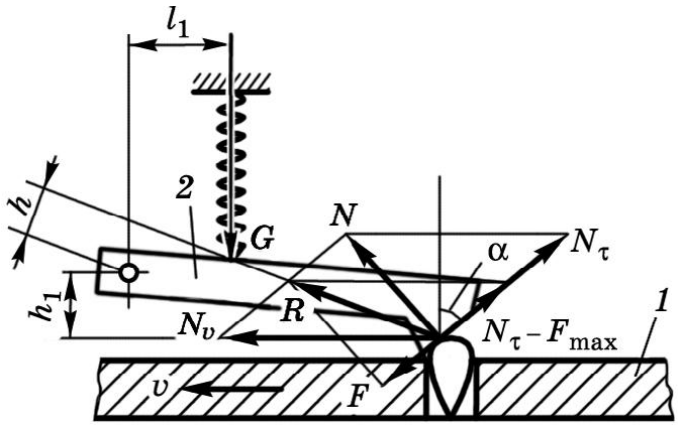


Рис. 4.3. Схема роботи важільного відбивача:
1 — висівний диск; *2* — важільний підпружинений відбивач

Насіння діє на похилу кромку зуба із силою нормального тиску *N*. Розкладемо її на дві складові: N_v — за напрямком руху диска *1* і N_τ — за напрямком кромки зуба відбивача *2*.

Силі

$$N_\tau = N\ tg\alpha \tag{4.40}$$

протидіє сила тертя

$$F_{max} = N\ tg\varphi\ . \tag{4.41}$$

Якщо $\alpha \leq 2\varphi$, то $N_\tau = F_{max}$..

У такому випадку насінина буде зім'ята, оскільки момент сили *G* стискання пружини, що становить Gl_1 , і момент сили N_v, який дорівнює $N_v h_1$, напрямлені в один бік і притискують зуб відбивача до диска.

Якщо $\alpha > \varphi$, то сили N_τ — F_{max} або *N* і F_{max} утворюють результуючу R_1, момент якої дорівнює Rh. Для того щоб насіння залишалося неушкодженим, момент Rh має бути більшим від моменту Gl_1. Отже для нормальної роботи відбивача слід дотримуватись умови:

$$\alpha > \varphi; Rh > Gl_1. \tag{4.42}$$

Враховуючи ці умови, вибирають місце розміщення осі відбивача, тиск пружини і кут кромки.

Виштовхування насіння. Насіння видаляється із комірок внаслідок вільного випадання і примусового виштовхування. На кукурудзяних і бавовникових сівалках точного висіву найпоширенішими є важільні, а на бурякових — пластинчасті клинові виштовхувачі.

Якщо насіння в комірках розміщене вільно, то воно починає випадати, коли центр маси O_1 (рис. 4.4*а*) насінини збігається з кромкою *B* вікна дна насіннєвого бункера. Виштовхування насінин важільним виштовхувачем із комірок починається тоді, коли їх центри мас проходять над кромкою *B* викидного вікна (рис. 4.4*а*) і закінчується, коли кромка зуба переходить передню вертикальну стінку C' комірки. Виштовхувач *2* встановлюють таким

чином, щоб його зуб починав спускатися під дією пружини в положенні b', коли задня стінка комірки a' збігається із зрізом *B* викидного вікна дна *3*.

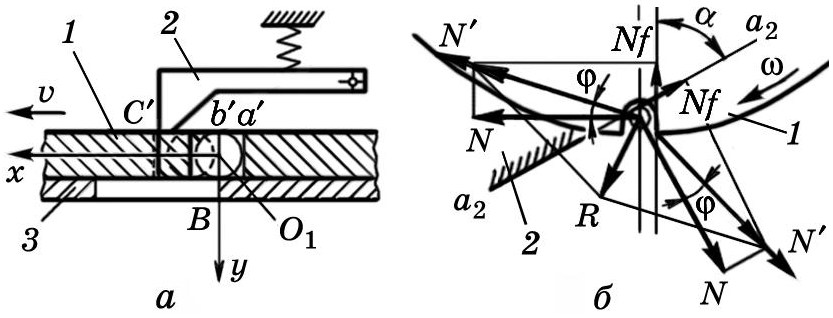


Рис. 4.4. Схема роботи виштовхувача:
а — важільного; *б* — пластинчастого клинового; *1* — комірковий диск; *2* — виштовхувач; *3* — днище насіннєвого бункера

Профіль робочої грані $a_2 — a_2$ пластинчастого клинового виштовхувача (рис. 4.4*б*) визначають із умови видалення насінини із комірки.

Якщо грань нахилена до стінки під кутом α, під час обертання диска 1 на насінину з боку стінки комірки і виштовхувача діють сили нормального тиску *N*. Через наявність сил тертя ці сили відхилені від нормалі на кут тертя φ. Підсумувавши їх, бачимо, що результуюча *R* намагається видалити насінину із комірки. Тоді, враховуючи рівність коефіцієнтів тертя між насіниною, з одного боку, і стінкою комірки і виштовхувачем, з другого, матимемо умову виштовхування насінини із комірки:

$$\alpha > 2\varphi \qquad (4.43)$$

Проте висівний диск постійно змінює нахил стінки комірки відносно грані виштовхувача. Для того щоб умови (4.43) дотримуватися, робоча грань непорушного клинового виштовхувача має бути виконана у вигляді логарифмічної кривої.

4.2.3. Основи теорії та розрахунку пневматичних висівних апаратів

Умова присмоктування і винесення однієї насінини. Присмоктування насінини *2* (рис. 4.5) до отвору висівного диска 1 відбувається безпосередньо біля всмоктувального поля, тому в міру віддалення насінини від отвору відразу падає швидкість повітряного потоку. Розглянемо умову захоплення і винесення однієї зернини всмоктувальним повітряним потоком із загальної маси насінин. На зернину діють такі сили: *P* — присмоктувальна сила повітряного потоку; P_0 — осьовий тиск у зерновій масі, що залежить переважно від висоти стовпа насіння у забірній камері й подавальної дії еластичної ворушилки; mg — сила ваги зернини; $P_ц$ — інерційна відцентрова сила; $P_б$ — сила бокового тиску насіння.

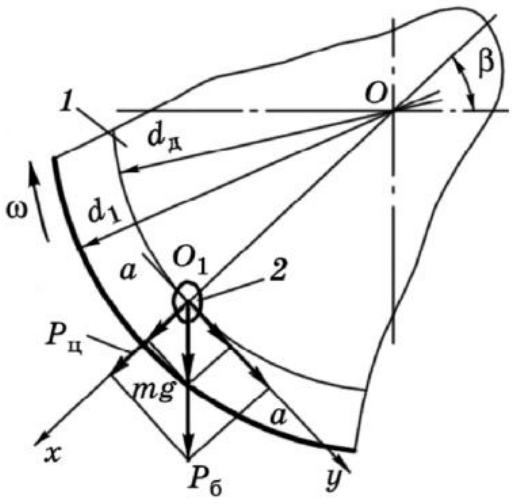


Рис. 4.5. Схема присмоктування і винесення диском однієї насінини з маси насіння:
1 — диск; *2* — насінина

Насінина утримується в отворі силою тертя, що утворюється від дії сил присмоктувального і осьового тиску:

$$F = (P + P_0)tg\,\varphi_1 \quad , \tag{4.44}$$

де φ_1 — кут тертя зернини на диску.

Решта діючих сил перешкоджає винесенню поодиноких зернин із загальної маси зерна, надаючи результуючу сил, що напрямлена назустріч ω.

Вибираємо початок координат у точці O_1 — точці присмоктування насінини до отвору диска $d_д$ діаметром d_1. Проведемо координатні осі, спрямувавши вісь O_{1y} по $a–a$. Знайдемо результуючу діючих сил, спроектувавши їх на осі x та y:

$$\begin{aligned} P_x &= P_ц + mg\,sin\beta + P_б sin\beta\,tg\varphi \\ P_y &= mg\,cos\beta + P_б cos\beta\,tg\varphi, \end{aligned} \tag{4.45}$$

де φ — кут внутрішнього тертя насіння.

Через мале значення протидіючих величин з першого рівняння виразу (4.45) вилучимо складову $P_б$, а також осьову силу P_0, що сприяє утриманню зернини в отворі. Тоді з певним наближенням знайдемо результуючу сил:

$$R = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \sqrt{\begin{aligned} &P_ц^2 + 2P_ц mg\,sin\,\beta + m^2g^2sin^2\beta + m^2g^2cos^2\beta + \\ &+2P_б mgcos^2\beta\,tg\varphi + P_б^2 cos^2\beta\,tg\varphi\,. \end{aligned}}$$

Після спрощення отримаємо:

$$R = \sqrt{P_ц^2 + m^2g^2 + 2P_ц mg\,\sin\beta + P_б cos^2\beta\,tg\varphi \times (2mg + P_б tg\varphi)} \tag{4.46}$$

Умову присмоктування і винесення зернини із загальної маси насіння запишемо у загальному вигляді:

$$Ptg\varphi_1 \geq R\,, \tag{4.47}$$

а числове значення сили присмоктування:

$$P \geq \sqrt{P_{ц}^2 + m^2 g^2 + 2P_{ц} mg \sin\beta + P_{б} cos^2\beta \; tg\varphi(2mg + P_{б}\, tg\varphi)}/tg\varphi_1 \quad (4.48)$$

За β=0 вираз (4.48) набере вигляду:

$$P \geq \sqrt{P_{ц}^2 + m^2 g^2 + P_{б}\, tg\varphi(2mg + \; P_{б} tg\varphi)}/tg\varphi_1 \quad (4.49)$$

У висівних апаратах сучасних пневматичних сівалок максимальний тиск насіння $P_б$ утворюється за найбільшої величини стовпа насіння над зерном, яке присмокталося до комірки висівного диска, що відповідає куту β=45°. Аналіз результатів досліджень пневматичних висівних апаратів засвідчує, що рівень насіння впливає на захоплення і винесення насіння із загальної маси.

Режим роботи і конструктивні елементи пневматичного апарата. Силу вакууму можна виразити також через площу вакуумного отвору у висівному диску S і розрідження ΔP:

$$P = k\Delta PS, \quad (4.50)$$

де k — коефіцієнт пропорційності, що враховує сумарну дію різних чинників і визначається експериментально.

За даними Л.С. Зеніна, цей коефіцієнт для насіння цукрового буряку становить 0,35…1,15; для бавовника — 0,35…1,35.

Керуючись даними досліджень (наприклад, А.А. Будагова), площу отвору S визначають за виразом діаметра:

$$D = (0{,}6...0{,}7)b_c\,, \quad (4.51)$$

де d — діаметр вакуумного отвору; b_c — середня ширина насіння.

Між режимами роботи пневматичного апарата і всією сівалкою, а також конструктивними параметрами апарата існує певний зв'язок.

Так, секундна подача насіння Q_c' висівним диском становить:

$$Q_c^{'} = \frac{u}{d+\Delta l'}, \quad (4.52)$$

де u — колова швидкість диска по центру отворів; Δl — відстань між отворами.

Проте $d+\Delta l = l_к$ — це крок отворів на диску. Для нормального процесу присмоктування і винесення насінин потрібно, щоб

$$l_к \geq 2l_{max}, \quad (4.53)$$

де l_{max} — максимальний розмір насіння.

Секундну подачу насіння $Q_c^{'}$ можна також визначити через швидкість сівалки $\upsilon_м$ і крок пунктиру $l_н$ (відстань між зернинами або гніздами зернин у рядку) за формулою:

$$Q_c^{'} = \frac{\upsilon_м}{l_н}. \quad (4.54)$$

Крок пунктиру $l_н$ можна розрахувати за формулою (4.54):

$$l_н = \frac{10^4 Z_н}{Q_c b}.$$

Порівнявши рівняння (4.52) і (4.54), дістанемо:

$$u = \frac{\upsilon_м(d+\Delta l)}{l_н}. \quad (4.55)$$

Оскільки $u = \frac{\pi d_д n}{60}$, то за допомогою рівняння (4.55) знайдемо діаметр висівного диска по центрах отворів:

$$d_д = \frac{60 v_м (d+\Delta l)}{\pi n l_н} \quad (4.56)$$

Повний діаметр диска:

$$d_1 = d_д + (3...4) l_{max}. \quad (4.57)$$

Кількість отворів $Z_д$ на висівному диску:

$$Z_д = \frac{\pi d_д}{d+\Delta l}. \quad (4.58)$$

Загальні витрати повітря Q вентилятором визначають за формулою:

$$Q = k_п v_{п.п} S Z_в Z, \quad (4.59)$$

де $k_п$ = 0,55…0,72 — коефіцієнт присмоктування (є відношенням швидкості повітря в отворі із зерниною до швидкості без зернини); $v_{п.п}$ — швидкість повітряного потоку в отворі диска; $Z_в$ — кількість комірок диска, що знаходяться одночасно у вакуумній камері; Z — кількість апаратів .

Швидкість повітряного потоку $v_{п.п}$в отворі (без зерна) за відомого розрідження ΔP у повітряній системі сівалки становить:

$$v_{п.п} = \alpha \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}},$$

де α — аеродинамічний коефіцієнт опору отвору, який дорівнює 0,70…0,72 для отворів діаметром 0,8…3,0 мм; ρ — щільність повітря.

На практиці розрідження ΔP підбирають таким чином, щоб сила присмоктування була в десятки разів більшою від сили ваги насіння. Для насіння цукрового буряку відношення P/mg становить 125, для кукурудзи — 32,2.

4.2.4. Основи теорії сошників

Робочий процес сошника складається з трьох фаз: утворення борозенки, розміщення в ній насіння, часткове або повне загортання насіння в ґрунт.

Утворення борозенки. Форма і розміри борозенки, яку утворює сошник, залежать переважно від кута α входження сошника у ґрунт і від параметрів клина, утвореного наральником анкерного та кілеподібного сошників і взаємним розміщенням дисків у дводисковому сошнику.

Сили, що діють на сошник із гострим і тупим кутами входження у ґрунт, проаналізовано на рис. 4.6.

У першому випадку часточка ґрунту m може рухатися вгору вздовж сошника, якщо

$$N_ґ \geq F,$$

або

$$N\, tg\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \geq N\, tg\varphi.$$

Звідси $$\frac{\pi}{2} - \alpha \geq \varphi, \text{ або } \alpha \leq \frac{\pi}{2} - \varphi, \qquad (4.61)$$

де φ — кут тертя.

За такого кута піднімання сошника часточки ґрунту прямують угору вздовж його лобової грані, поверхня ґрунту розпушується, а сошник заглиблюється в ґрунт, утворюючи нерівний хвильовий мікрорельєф. Це явище небажане, тому реальний кут входження сошника в ґрунт має бути більшим, ніж розрахований.

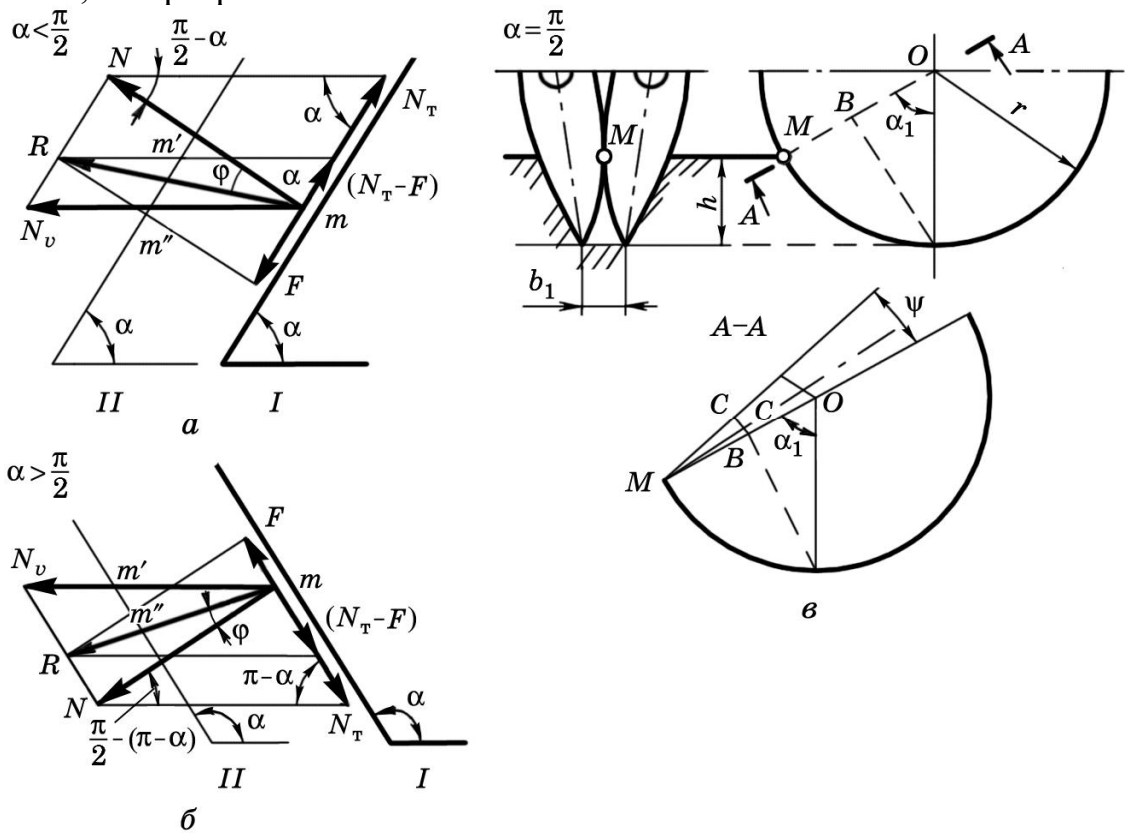


Рис. 4.6. Схема утворення борозни різними сошниками:
а, *б*, *в* — вплив на ґрунт сошників відповідно з гострим і тупим кутами входження та дводискових;
I, *II* — положення сошників

У другому випадку часточка ґрунту рухатиметься донизу вздовж сошника тоді, коли

$$N\ tg\left[\frac{\pi}{2} - (\pi - \alpha)\right] \geq Ntg\varphi,$$

або

$$N\ tg\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) \geq Ntg\varphi.$$

Звідси $$\alpha - \frac{\pi}{2} \geq \varphi, \text{ або } \alpha \geq \frac{\pi}{2} - \varphi \ . \qquad (4.62)$$

Проаналізувавши рівняння (4.62), дійдемо висновку, що часточки ґрунту вдавлюватиме сошник, при цьому сошник намагатиметься вийти з ґрунту, що також небажано.

Отже, значення кута входження сошника в ґрунт має бути в межах:

$$\frac{\pi}{2} + \varphi \geq \alpha \geq \frac{\pi}{2} - \alpha. \qquad (4.63)$$

Якщо вважати, що коефіцієнт тертя чорнозему по металу дорівнює 0,6, то межі зміни кута α становитимуть: $121° \geq \alpha \geq 59°$. Цей розрахунок указує на доцільність застосування сошників, у яких $\alpha = \pi/2$, тобто прямий кут входження у ґрунт.

Площини дисків дискових сошників виконують роль щоки, а зімкнена передня частина дисків замінює наральник. Тому на розміри і форму борозенки впливають не тільки кут між дисками, а й висота розміщення точки зіткнення кромок дисків.

Нехай точка *M* зіткнення дисків лежить на висоті, що визначає кут α_1 нахилу радіуса *OM = r* (рис. 4.6*в*) до вертикалі. Позначимо кут розходження дисків сошника через ψ. Умовно розрізавши диски на їх горизонтальному радіусу, розвернемо половину дисків на кут $\pi/2$, сумістивши їх з горизонтальною площиною. Тоді відстань *BC* буде завширшки b_1 борозенки, що створює сошник. Із трикутника *BMC* отримаємо:

$$BC = MB \sin\frac{\pi}{2}.$$

Проте $MB = MO - BO = MO - OM \cos\alpha_1 = r(1 - \cos\alpha_1)$, тому

$$b_1 = 2r(1 - cos\alpha_1)sin\frac{\psi}{2}. \qquad (4.64)$$

Якщо точка *M* зіткнення піднята занадто високо ($\alpha \geq \pi/4$), то кожний із дисків працює окремо, утворюючи самостійну борозенку, що за правилами агротехніки небажано за звичайного посіву, й використовується в дводисковому сошнику для вузькорядних посівів.

Із виразу (4.64) можна визначити кут розходження дисків ψ. Оскільки висота h точки зіткнення дисків над площиною опори становитиме $h = r(1 - \cos\alpha_1)$, то

$$sin\frac{\psi}{2} = \frac{b_1}{2h}. \qquad (4.65)$$

Розміщення насіння в борозенці залежить не тільки від глибини ходу сошника, а й від характеру зсипання ґрунту, який утворюється під сошником за його нерозвинених щоках.

Найкращі показники поздовжньої рівномірності висіву і найменшу ширину рядка висіяного насіння отримують, застосовуючи кілеподібні сошники з тупим кутом входження в ґрунт, гірші — анкерні сошники з гострим кутом входження в ґрунт, які дуже розкидають насіння в різні боки, а найгірші — дискові. Щоб поліпшити рівномірність розподілу насіння на глибині, в сошниках використовують відбивальну пластину, що спрямовує насіння до носка наральника, куди не досягає основа конуса зсипання ґрунту і де дно борозенки майже рівне.

За швидкості посіву понад 9 км/год істотно погіршується рівномірність загортання насіння у ґрунт на глибині.

Загортання насіння в ґрунт. За агротехнічними вимогами насіння потрібно вкласти на ущільнене дно ґрунту, в якому відновлено капілярні проходи, що поставляють вологу до насіння. Дно борозенки ущільнюють тільки сошники ковзання, що спираються на трикутник, а не на одну точку носка наральника. Після проходження сошника насіння загортається частково або цілком внаслідок обсипання ґрунту зі стінок борозенки, розміщеної під кутом природного укосу. При цьому потрібно, щоб спочатку обсипався більш вологий ґрунт із нижніх прошарків, а потім — з верхніх.

Розміщення сошників. Під час руху сошника в розпушеному ґрунті утворюється передсошниковий пагорб, що поширюється на певну відстань уперед і в боки (рис. 4.7). Частина ґрунту, на яку діє сошник, характеризується на поверхні деяким контуром, розміри якого в поздовжньому і поперечних напрямках зумовлені конструкцією сошника і станом ґрунту.

Ширина b_x передсошникових пагорбів визначає найменшу відстань b між сошниками в одному ряду за умови:

$$b > b_x. \qquad (4.66)$$

У протилежному випадку за поступового зближення сошників у ряду до $b = b_x$ передсошникові пагорби зливаються і утворюється суцільний вал. Тоді сошники починають гребти ґрунт, внаслідок чого нормальний процес утворення борозенки порушується.

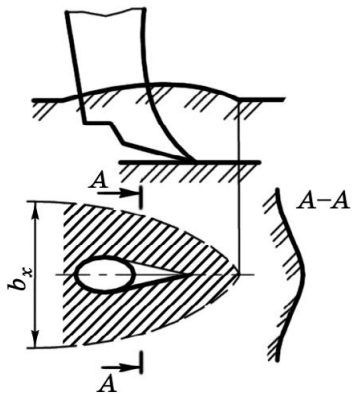


Рис. 4.7. Схема розміщення сошників

За дослідними даними, для кілеподібних сошників b>15 см, анкерних — 20 см, дводискових — 25 см. Щоб отримати подібну ширину міжрядь сошники розставляють на сівалках, як правило, в два ряди.

У поздовжньому напрямку для дискових сошників рядкових сівалок відстань між сошниками беруть 22 см, для дискових сошників вузькорядних сівалок — 47, для кілеподібних сошників сівалок під час висіву льону — 25 см.

Однак при цьому повністю не ліквідовується вплив сошників заднього ряду на глибину загортання насіння сошниками переднього ряду.

4.3. Типи робочих органів машин для садіння

Дозування насіннєвого матеріалу в картоплесаджалках здійснюють за допомогою ложково-дискових і елеваторних садильних апаратів.

Для садіння розсади застосовують садильні апарати з обертальним і поступовим рухом розсадотримачів у зоні садіння. До перших належать дискові, променеві й паралелограмні апарати, до других — ланцюгові (ланцюгово-конвеєрні).

4.3.1. Основи теорії картоплесадильних машин

Робочий процес картоплесадильної машини можна поділити на такі основні етапи: створення рівномірного потоку бульб і подавання їх до сошника, відкривання сошником борозенки, укладання на її дно бульб і загортання їх ґрунтом. Вихідними даними для технологічного розрахунку робочого процесу картоплесаджалки, як і для сівалок точного висіву, є загальна кількість бульб $Q_{\text{с}}$, шт./га, і їх схема розміщення — крок садіння $l_{\text{с}}$, м та ширина міжрядь b, м.

Якщо відомі частота обертання ВВП трактора $n_{\text{т}}$, хв$^{-1}$, передатне число i від ВВП до вала дискового апарата і кількість ложечок $Z_{\text{л}}$, то можна визначити швидкість руху садильного агрегату $\upsilon_{\text{м}}$:

$$\upsilon_{\text{м}} = \frac{600 n_{\text{т}} i Z_{\text{л}}}{3 Q_c b}. \tag{4.67}$$

Згідно з (4.29) і (4.67) крок садіння $l_{\text{с}}$ визначають за формулою:

$$l_c = \frac{50 \upsilon_{\text{м}}}{3 n_{\text{т}} i Z_{\text{л}}}. \tag{4.68}$$

Проте максимальна швидкість садильного агрегату пов'язана з частотою винесення бульб вичерпувальним апаратом. Досвід показує, що за частоти винесення $Q'_{c\,max}$ більше ніж сім бульб за 1 с миттєво збільшуються пропуски. За цим параметром підраховують максимально допустиму швидкість $\upsilon_{\text{м}\,max}$ агрегату, км/год:

$$\upsilon_{\text{м}\,max} = \frac{Q'_{c\,max}\, l_{\text{с}}}{Z_c}, \tag{4.69}$$

де $Z_{\text{с}}$ — кількість бульб у гнізді.

Якщо відома середня маса однієї бульби $m_{\text{ср}}$, г, то, користуючись формулою (4.67), можна підрахувати витрати посадкового матеріалу Q, кг/га:

$$Q = \frac{0{,}6 n_{\text{т}} i Z_{\text{л}}\, m_{\text{ср}}}{b \upsilon_{\text{м}}}. \tag{4.70}$$

Розрахунок картоплесадильних апаратів. Робочий процес садильних апаратів ложково-дискового типу передбачає три послідовні фази, що проходять за один оберт диска: захоплення бульби в період проходження ложечки шару бульб у живильному ковші; фіксація бульби в ложечці

затискачем і перенесення її до приймальної горловини сошника; звільнення бульби затискачем і вільне її падіння в сошник і далі в борозенку.

Захоплення бульби ложечкою залежить від розміру і вирівняності бульб, частоти обертання диска, зазорів між боковиною живильного ковша і ложечкою та між зовнішньою кромкою ложечки і дном живильного ковша, товщини шару бульб у живильному ковші.

Бульби надійно захоплюються (1…3 % пропусків), якщо їх маса становить 40…100 г. Дрібніші бульби захоплюються краще, ніж більші. Проте якщо маса бульб менша ніж 40 г, ложечка може захопити дві бульби. Крім того, виникає небезпека защемлення бульби, якого можна уникнути за умови:

$$\alpha \geq 2\varphi,$$

де α — кут між стінкою і дотичною до ложечки в точці її контакту з бульбою; φ — кут тертя.

Оскільки $\varphi = 30…35°$, то $\alpha \geq 60…70°$.

За відомої швидкості агрегату $\upsilon_м$, м/с, заданого кроку садіння $l_с$, м, і заданої кількості $Z_с$ бульб у гнізді, а також за умови, що всі ложечки $Z_л$ заповнюють бульби, частоту обертання садильного диска n, хв$^{-1}$, визначають із залежностей (4.56) і (4.58):

$$n = \frac{60\upsilon_м Z_с}{l_с Z_с}. \qquad (4.71)$$

Формула (4.71) показує, що за збільшення швидкості руху агрегату, частота обертання диска зростає. Це призводить до зниження захоплювальної здатності ложечок *1* (рис. 4.8) і випадання із них бульб *2* під дією відцентрової сили відносно зовнішнього краю ложечок (точка *A*).

Без урахування впливу боковини живильного ковша на бульбу, що розміщена в ложечці, діють такі сили: сила ваги mg, відцентрова сила $P_ц$, нормальна N і дотична F реакції ложечки. Бульба не випадає із ложечки за умови:

$$mgl = P_ц h. \qquad (4.72)$$

Якщо врахувати, що

$$l = 0{,}5d\ sin(\beta' - \psi);\ h = r\ sin\ \alpha';\ Pц = m\omega^2 r,$$

де d — діаметр умовно круглої бульби; r — відстань від осі обертання до краю A ложечки; m — маса бульби; ω — кутова швидкість диска, то умова невипадання бульб із ложечки матиме вигляд:

$$sin(\beta' - \psi) \geq \frac{\omega^2 r^2 sin\ \alpha'}{gd}.$$

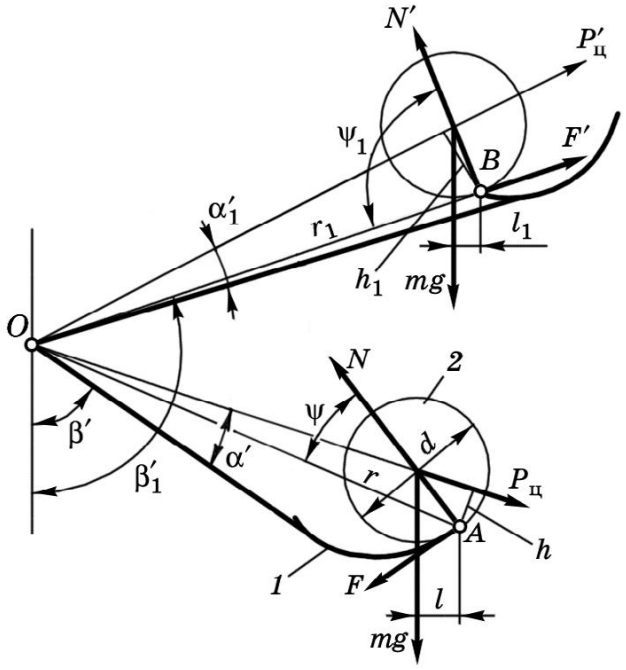


Рис. 4.8. Схема для визначення умови випадання бульби із ложечки:
1 — ложечка; *2* — бульба

Аналіз рівняння (4.73) показує, що за малих значень кута повороту диска β' бульба намагатиметься випасти із ложечки, проте їй перешкоджатиме розміщений над нею шар картоплі. Якщо ложечка вийде із шару, а кут β' буде менший, ніж того потребує вираз (4.73), то бульба випадатиме.

На роботу садильного апарата істотно впливає також зазор між боковиною живильного ковша і ложечкою. Тому цей зазор конструюють, регулюючи залежно від маси бульб (за маси бульб 30…100 г зазори становитимуть відповідно від 2 до 16 мм).

Фіксація бульб у ложечці відбувається в момент її виходу із шару картоплі. При цьому відвідний важіль затискача сходить з напрямної планки, а його палець під дією пружини притискує бульбу до ложечки. Несвоєчасна фіксація бульби призводить до її випадання також через край ложечки, але вже в другому місці (точка *B*). Бульба зберігає зрівноважене положення за умови: $mgl_1 = P_ц h_1$.

Підставивши значення складових у цю нерівність і спростивши її, дістанемо:
$$sin\left(\beta_1^{'} - \psi_1\right) \le \frac{2\omega^2 r_1^2 sin\alpha_1^{'}}{gd} \qquad (4.74)$$

Із рівняння (4.74) можна встановити момент затискання бульби в ложечці для наступного перенесення її до горловини сошника. За узагальненими даними, кут $\beta_1' = 90…115°$.

Звільнення бульби затискачем. Рівномірність розподілу картоплі в рядку значною мірою залежить від ритмічності звільнення бульб під час підходу ложечок до горловини сошника. Якби розміри бульб були однаковими, то

проміжки часу *t* між послідовними випаданнями бульб із ложечок також були б однаковими і дорівнювали:

$$t=2\pi/Z_{л}\omega\ , \qquad (4.75)$$

де $Z_л$ — кількість ложечок на диску; ω — кутова швидкість диска.

Розміри бульб змінюються в широких межах навіть за відсортованого матеріалу. Тому інтервали часу t' відрізнятимуться від розрахункових t на певне значення Δt, зумовлене різним значенням розмірів бульб:

$$t' = t \pm \Delta t = 2\pi/(Z_{л}\omega) \pm \Delta t\ . \qquad (4.76)$$

Для визначення значень Δt під час роботи вичерпувального апарата розглянемо роботу затискача. Палець *4* (рис. 4.9*а*) звільняє бульбу *5* за набігання відвідного важеля *2* стрижня затискача на напрямну планку *3*. При цьому початок випадання відстає від моменту набігання важеля на планку, оскільки звільнення бульби пов'язано з відходом пальця на певний кут $\Delta\beta$.

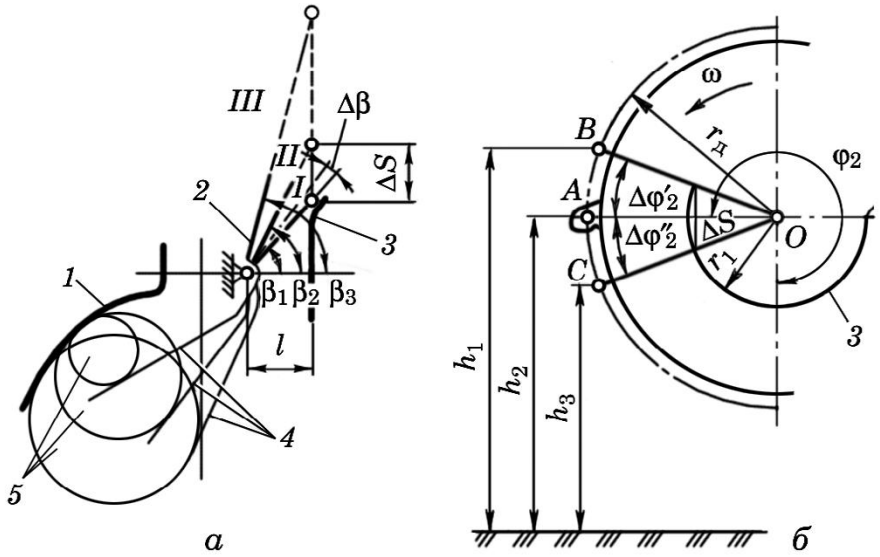


Рис. 4.9. Схема для визначення моменту звільнення бульби затискачем:
а — дія затискного пристрою; *б* — положення ложечки; *1* — ложечка; *2* — відвідний важіль; *3* — напрямна планка; *4* — притискний палець; *5* — бульба (дрібна, середня, велика)

Залежно від форми ложечки, параметрів затискного пристрою, розмірів і форми бульб кут $\Delta\beta$ змінюється в межах 2…6°. Якщо в ложечці знаходиться дрібна бульба, то важіль набігає на планку раніше (положення *I*), ніж у разі великої бульби (положення *III*). Бульби середнього розміру випадають за певного положення ложечки *A* (рис. 4.9*б*), дрібні — за положення *B*, а великі — за положення *C*. Отже, якщо момент випадання середніх бульб відповідає повороту диска на кут φ_2, то дрібних — на кут $\omega_2 - \Delta\varphi_2'$, а великих — на кут $\phi_2 - \Delta\phi_2''$ $\varphi_2 - \Delta\varphi_2''$. Проте

$$\Delta\varphi_2' \cong \Delta S / r_1\ ,$$

де ΔS — дуга напрямної планки, що відповідає куту $\Delta\varphi_2'$; r_1 — радіус напрямної планки.

Замінивши дугу хордою, дістанемо:

$$\Delta S = l(tg\,\beta_2 - tg\,\beta_1).$$

Тоді

$$\Delta\varphi_2' = l(tg\,\beta_2 - tg\beta_1)/r_1;\ \Delta\varphi_2'' = l(tg\,\beta_3 - tg\beta_2)/r_1\ , \qquad (4.77)$$

де l — відстань між площиною планки і віссю обертання затискача.

Таким чином, різні за розмірами бульби падатимуть з різної висоти. Згідно із співвідношеннями, визначеними з рис. 4.9, *б*, отримаємо:

$$h_1 = h_2 + r_д\ sin\,\Delta\varphi_2';\ h_3 = h_2 + r_д\ sin\,\Delta\varphi_2''\ , \qquad (4.78)$$

де $r_д$ — радіус диска по центрах ложечок.

Тоді в загальному вигляді:

$$\Delta t = \Delta\varphi_2/\varphi, \qquad (4.79)$$

де $\Delta\varphi_2$ — центральний кут повороту садильного диска, що відповідає прискоренню чи запізненню моменту випадання дрібних чи великих бульб порівняно із середніми.

Рівняння (4.76) матиме закінчений вигляд:

$$t' = \frac{2\pi}{Z_л\omega} \pm \frac{\Delta\varphi_2}{\omega} = \frac{2\pi \pm \Delta\varphi_2}{Z_л\omega}\ . \qquad (4.80)$$

Оскільки бульби неоднакових розмірів випадають через різні проміжки часу, вони нерівномірно (до 10…15 %) розподіляються вздовж рядка. Тому перед садінням бульби сортують на три фракції: 30…50 г, 50…80 г і 80…100 г.

4.3.2. Основи теорії машин для садіння розсади

Робочий цикл апаратів для садіння розсади складається з трьох безперервних фаз: вкладання розсади в розсадотримач, переміщення розсади до борозенки, висадка її в ґрунт.

Вкладання розсади в захоплювач (розсадотримач) виконують вручну. Тому швидкість руху тримача розсади визначають середнім числом закладок.

За експериментальними даними, оператор може зробити в середньому 35—40 закладок ($Q'_{c\,max}$) за 1 хв.

Середній період закладки $t_з$, с:

$$t_з = \frac{1}{Q'_{c\,max}} = \frac{l_c}{\upsilon_м}, \qquad (4.81)$$

де $l_с$ = 0,15…0,70 — відстань між рослинами в рядку за агротехнічними вимогами, м; $\upsilon_м$ — швидкість руху садильного агрегату, м/с.

З іншого боку, цей самий період закладки визначають за формулою:

$$t_з = \frac{2\pi r}{uZ_{тр}}\ , \qquad (4.82)$$

де r та u — відповідно радіус і колова швидкість обертання центрів розсадотримачів; $Z_{тр}$ — кількість тримачів.

Прирівнявши праві частини виразів (4.81) і (4.82) і виразивши відношення $u/v_м$ через λ — кінематичний показник роботи садильного апарата, отримаємо рівняння, що поєднує конструктивні параметри розсадосадильного апарата з його кінематичним режимом:

$$\lambda = \frac{2\pi r}{Z_{тр} l_c}. \qquad (4.83)$$

Переміщення розсади до борозенки. Кожна точка розсади виконує складний рух: відносний з кутовою швидкістю ω і переносний разом з машиною зі швидкістю $v_м$. Позначимо початкове положення тримача розсади так, щоб його вісь була на рівні горизонтального діаметра диска. Взявши за початок координат центр диска *O* (рис. 4.10*а*) і спрямувавши вісь *x* у напрямку руху машини, а вісь *y* уздовж вертикалі донизу, розглянемо рух *i*-ї точки розсади. Рівняння траєкторії абсолютного руху будь-якої точки рослини в горизонтальному і вертикальному напрямках матимуть вигляд:

$$x_i = v_м t + r_i \cos \omega t \; ; \; y_i = r_i \, sin \, \omega t. \qquad (4.84)$$

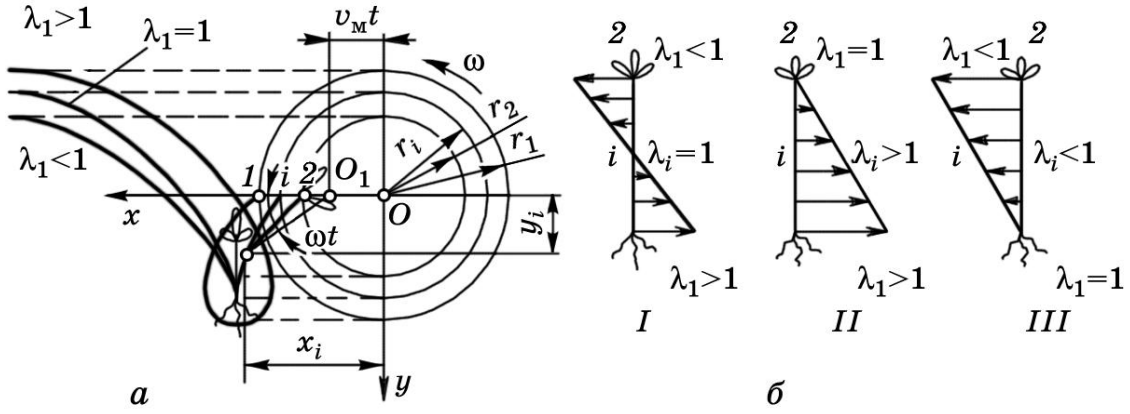


Рис. 4.10. Схема для визначення кінематичного режиму роботи розсадосадильного апарата:

а — кінематика розсади в процесі її висадки;
б — епюри розподілу швидкості різних точок розсади;
I, *II*, *III* — різні режими висадки розсади;
1 — корінь розсади; *2* — вершини розсади

Ці рівняння визначають траєкторію руху *i*-ї точки розсади, що є циклоїдою. Продиференціювавши їх по часу *t*, отримаємо проекції абсолютних швидкостей точок розсади:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = v_м - \omega r_i \, sin\omega t; \; v_y = \frac{dy}{dt} = \omega r_i \, cos\omega t. \qquad (4.85)$$

Висадка розсади в ґрунт здійснюватиметься в крайньому нижньому положенні розсади, коли вона перебуватиме у вертикальному положенні, корінням донизу, тобто $\omega t = \frac{\pi}{2}$. У цей момент рівняння абсолютної швидкості *i*-ї точки:

$$v_а = v_x = \; v_м - \omega \, r_i \; ; \; v_y = 0. \qquad (4.86)$$

Якщо для *i*-ї точки прийняти $\lambda_1 = 1$, що означає $v_м = \omega r$, то її траєкторія руху буде звичайною циклоїдою (за нульового значення абсолютної швидкості $v_а$). Тоді для точки *1* (рис. 4.10, *б*) матимемо такі умови: $\lambda_1 > 1$ ($\omega r_1 > v_м$), траєкторією руху буде подовжена циклоїда, $v_{а1} = v_{x1} < 0$. Для точки *2* відповідно $\lambda_2 < 1$ ($\omega r_2 < v_м$), траєкторія руху — вкорочена циклоїда $v_{а2} = v_{x2} > 0$.

Отже, в апараті дискового типу в момент посадки нульову швидкість матиме лише одна точка розсади, швидкості інших точок будуть відмінними від нуля. При цьому можуть бути різні варіанти кінематичних режимів роботи апарата (*I*, *II*, *III*). Проте теоретична швидкість коріння розсади в момент посадки має дорівнювати нулю (*III*).

Однак через ковзання коліс, від яких урухомлюють садильні апарати, здійснити цю умову практично неможливо. Крім того, в момент висадки внаслідок переміщення ґрунту прикочувальними котками розсада трохи нахиляється вперед. Тому для надання стеблові розсади вертикального положення для корінців слід взяти $\lambda_i > 1$ (*I*, *II*).

Загортання розсади в ґрунт. Прикочувальні котки мають забезпечувати щільне затиснення кореня розсади в ґрунті. Інтенсивність ущільнення визначають за формулою:

$$K = \frac{G}{b_0\sqrt{d_0}},$$

де K — ступінь колієутворення; G — навантаження на колесо; b_0 — ширина обода; d_0 — діаметр колеса.

Для садильних машин $K = 2…3$.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Технологічні властивості насіння.
2. Закономірності руху насіння
3. Типи робочих органів сівалок
4. Визначення живильної місткості сівалки.
5. Умови витікання насіння з живильної місткості.
6. Процес роботи котушкового висівного апарата.
7. Процес роботи комірково-дискового висівного апарата.
8. Процес роботи пневматичного висівного апарата.
9. Поняття «активного шару» під час роботи котушкового висівного апарата.
10. Визначення робочого об'єму котушкового висівного апарата.

11. Вплив робочої довжини котушки на норму та якість висіву насіння.

12. Визначення об'єму насіння, що висівається, за рахунок «активного шару» за один оберт котушки.

13. Процес утворення борозенки сошниками.

14. Процес загортання насіння сошниками.

15. Обґрунтування кута розхилу дискового сошника.

16. Визначення розміру комірок комірково-дискового висівного апарата.

17. Визначення основних параметрів дискового пневматичного висівного апарата.

18. Типи робочих органів машин для садіння

19. Визначення умови не випадання бульби з ложечки дискового садильного апарата.

20. Визначення моменту фіксації бульби в ложечці дискового садильного апарата.

21. Вплив розмірів бульб на рівномірність кроку садіння.

22. Визначення режиму роботи розсадосадильного апарата дискового типу.

РОЗДІЛ 5
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН

5.1. Основи теорії розпилення рідин і порошків

Технологічний процес машин для хімічного захисту рослин містить послідовне виконання таких основних технологічних операцій: дозування робочих рідин або порошкових сумішей отрутохімікатів, розпилення їх на дрібні частинки і транспортування останніх на оброблювальні об'єкти.

Під час дозування хімічних засобів захисту рослин потрібно забезпечувати задану норму внесення отрутохімікату на одиницю обробленої площі, яка зберігається незмінною в процесі роботи.

Під час розпилення і транспортування потрібно забезпечити рівномірний розподіл отрутохімікату на поверхні оброблювального об'єкта.

На ступінь розпилення робочої рідини обприскувачами і ефективність осідання крапель на оброблювані об'єкти впливають робочий тиск у системі, технологічні властивості пестициду, конструктивні особливості розпилювальних пристроїв і спосіб доставки краплинок (вільний або за допомогою турбулентних струменів) до об'єктів обробки.

Основні закономірності процесу під час механічного розпилення, утворенні електрично заряджених аерозолів, розпиленні порошків, конденсаційного і термомеханічного способів утворення аерозолів ґрунтуються на законах гідро- і аеромеханіки та термодинаміки.

У теорії розпаду струменів ідеальної (нев'язкої) рідини, що має поверхневий натяг, основою є уявлення про розпад рідкого струменя внаслідок його нестійкості під дією малих випадкових збурень з певною довжиною хвилі. Ця теорія узгоджується з експериментальними даними, але придатна лише для ламінарних струменів, тобто для тонких струменів, які повільно рухаються.

Розвиток теорії поки що не призвів до переконливого кількісного аналізу процесів розпилення рідини під час невпорядкованого, турбулентного руху рідини та середовища і до створення прийнятних методів розрахунку розпилювачів. Тому, щоб задовольнити потребу практики, дослідники створювали емпіричні або напівемпіричні методи розрахунку щодо конкретних типів розпилювачів і певного діапазону зміни параметрів розпилювача, розпилюваної рідини і навколишнього середовища.

Згідно з домінуючими чинниками, внаслідок яких відбувається розпилення, розрізняють механічне, електричне і газове розпилення. До механічних розпилювачів належать такі форсунки: струменеві (з циліндричним чи щілинним соплом, ударного типу, зі струменями, що вдаряються); відцентрові; акустичні з підведенням енергії через рідину; обертові.

Газовими розпилювачами є повітроструменеві і акустичні з підведенням енергії через газ.

5.1.1. Механічне розпилення рідин

У машинах для хімічного захисту рослин найбільше застосовують відцентрові, струменеві зі щілинним соплом, повітроструменеві, обертові й комбіновані (гідравлічно-повітроструменеві) розпилювачі.

Теорію відцентрових розпилювачів для ідеальних рідин найповніше розробив Г.Н. Абрамович.

У результаті аналізу потоку рідини в розпилювачі (рис. 5.1) з використанням «принципу максимальної витрати» (згідно з яким у соплі відцентрового розпилювача утворюється повітряний вихор такого радіуса, за якого коефіцієнт витрати за такого напору набуває максимального значення) отримано систему з трьох рівнянь. Ця система дає змогу визначити коефіцієнт витрати відцентрового розпилювача μ, кут за вершини його факела α і коефіцієнт заповнення сопла φ. При цьому під *факелом розпиленої рідини* розуміють двофазний струмінь (рідина + газ), який утворюється внаслідок розпаду рідинної плівки струменя і взаємодії потоку краплин з навколишнім газовим середовищем.

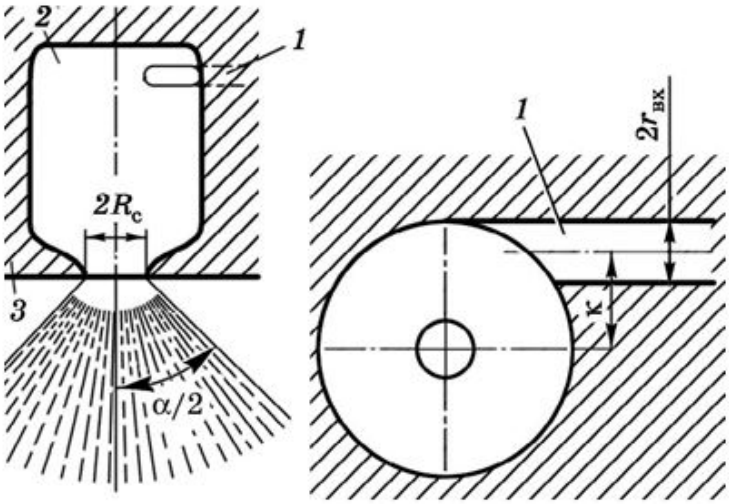


Рис. 5.1. Схема відцентрового розпилювача:
1 — тангенціальний вхідний канал; *2* — камера закручування; *3* — вихідне сопло

Основні характеристики відцентрових розпилювачів визначають за такими залежностями:

$$\mu = \sqrt{\frac{\varphi^3}{2-\varphi}} \tag{5.1}$$

$$\frac{(1-\varphi)\sqrt{2}}{\varphi\sqrt{\varphi}} = \text{A}; \tag{5.2}$$

$$tg\,\frac{a}{2} = \frac{2\mu A}{\sqrt{(1-S)^2-4\mu^2A^2}}\ , \tag{5.3}$$

де $A = LR_c/nr_{вх}^2$ — геометрична характеристика розпилювача; $S = r_m/R_c$ — безрозмірний радіус вихору на зрізі сопла; n — кількість вхідних каналів (тут n = 1); r_m — внутрішній радіус вихору.

Якщо перерізи вхідних каналів не круглі, то вираз для геометричної характеристики набирає вигляду:

$$A = \frac{LR_c sin\beta}{nf_{вх}}, \quad (5.4)$$

де $nf_{вх}$ — площа поперечного перерізу вхідного каналу; β — кут між напрямком вхідного каналу і віссю сопла.

Дослідженнями О. І. Мележика за рахунок гідродинамічної оптимізації форми і розмірів камери закручування (рис. 5.2) розроблено низьконапірний (0,3 МПа) відцентровий розпилювач пестицидів, який забезпечує розпилення пестицидів зі середнім об'ємноповерхневим діаметром краплин 136 мкм.

У розробленому розпилювачі для розрахунку камери закручування задають об'ємну витрату рідини q, $м^3/с$; тиск рідини на вході до камери закручування P, МПа; кут розкриття факела $2d_c$, град; максимальний діаметр краплин у факелі d_{max}, мм; фізичні властивості робочої рідини (густина ρ, $кг/м^3$; кінематична в'язкість рідини ν, $м^2/с$). На дисперсність розпилення впливають швидкість і товщина плівки в сопловому отворі. Визначають розміри форми камери закручування (рис. 5.2) з метою досягнення максимальної швидкості плівки за такого тиску, що можливо за умови мінімальних утрат тиску на тертя у закрученому потоці та вибору оптимального відношення радіуса соплового отвору r_c до радіуса початкового закручування R_k.

Середній діаметр краплин розпиленої рідини залежить від довжини l_k дуги до тороїдальної поверхні та висоти h камери закручування:

$$l_k = (R_o - R_k)\delta; \quad (5.5)$$

$$h = \left(R_o - \frac{D}{2}\right) tg\ \delta; \quad (5.6)$$

Розроблені розпилювачі є енергоощадними, питома витрата енергії на розпилення з використанням закручування рідини вдвічі менша, ніж під час струменевого розпилення щільними розпилювачами. Також без додаткових затрат енергії всмоктується повітря у факел і примусове осаджування на поверхню зрошування.

Витрату рідини (продуктивність відцентрового розпилювача) визначають за такою залежністю, л/хв :

$$q = \mu 0{,}06 f_c \sqrt{2gp}\ , \quad (5.7)$$

де μ — коефіцієнт витрати; f_c — площа перерізу вихідного сопла розпилювача, мм^2; g — прискорення вільного падіння, м/с^2; p — тиск рідини, м вод. ст.

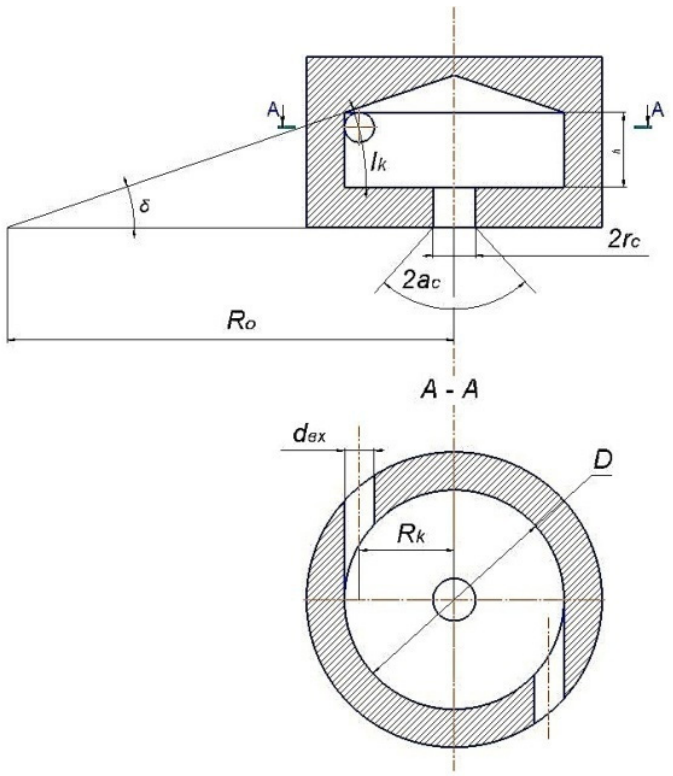


Рис. 5.2. Схема камери закручування розпилювача з поліпшеною дисперсністю

Струменеві щілинні розпилювачі (типу Teejet) широко використовують у сільськогосподарських обприскувачах. Розрахунок їхніх основних параметрів ґрунтується на експериментальних дослідженнях, що розкривають механізм розпилювання — утворення нестійкої плоскої плівки, яка розпадається на краплини різних розмірів.

Пневматичні (повітроструменеві, газові) розпилювачі (рис. 5.3) використовують на вентиляторних обприскувачах. Повітря нагнітається високонапірним вентилятором через насадок Вентурі.

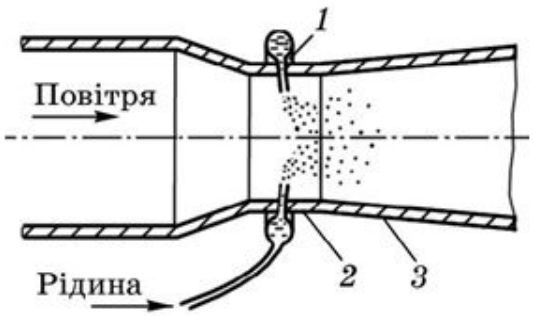


Рис. 5.3. Схема повітроструменевого розпилювача:
1 — жиклери; *2* — вузький переріз; *3* — дифузор

Рідину насос подає через жиклери *1* у вузький переріз *2* насадка, в якому повітряний потік подрібнює на дрібні краплини. Із дифузора *3* насадка виходить назовні турбулентний повітрокрапельний струмінь, який спрямовується з похилом угору в напрямку вітру (обробка польових культур) з використанням енергії попутного потоку вітру). На відміну від гідравлічних у повітроструменевих розпилювачах значну швидкість рідини відносно повітря забезпечує швидкісний потік повітря, а рідину вводять у повітряний потік під невеликим надлишковим тиском, тобто з невеликою швидкістю.

Для пневматичних розпилювачів, як і для відцентрових, поки що не розроблено теоретичних методів розрахунку, тому використовують емпіричні залежності.

Для невеликих пневматичних розпилювачів використовують формулу японських учених Нукіями і Танасави:

$$d_s = \frac{585}{U_\text{п} - U_\text{р}} \left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^{0.5} + 597 \left(\frac{\eta}{\sqrt{\sigma\rho}}\right)^{0.45} \left(1000 \frac{Q_p}{Q_\text{п}}\right)^{1.5}, \qquad (5.8)$$

де $d_s = \frac{\sum_{i=1}^{k} n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^{k} n_i d_i^2}$ — об'ємно-поверхневий діметр краплин (середній діаметр за Заутером), мкм; n_i — кількість краплин цього розміру d_i; k — кількість розрядів, на які розбито спектр краплин; $v_\text{п}$ і $v_\text{р}$ — швидкості відповідно повітря і рідини, м/с; σ — поверхневий натяг рідини, г/с^2; ρ — щільність рідини, кг/м^3; μ — в'язкість рідини, г/см·с; Q_p/Q_n — відношення об'ємних витрат рідини і повітря.

Обертові розпилювачі застосовують у протруювачах і обприскувачах для ультрамалооб'ємного обприскування. На відміну від гідравлічних і повітроструменевих розпилювачів вони можуть за дуже малих витрат рідини утворювати краплини приблизно однакового регульованого розміру (монодисперсне розпилення). Діаметр основних краплин, приблизно однакових за розміром, визначають за формулою:

$$d = \left(\frac{c}{\omega}\right) \sqrt{\frac{\sigma}{r\rho}}, \qquad (5.9)$$

де $c \approx 2{,}9$ — константа; ω — кутова швидкість обертання диска, с$^{-1}$; σ — поверхневий натяг рідини, г/с^2; r — радіус диска, см; ρ — щільність рідини, кг/м^3.

Двоступінчасте розпилення рідини («вторинне» подрібнення краплин у повітряному потоці) найчастіше спостерігається під час авіаційного обприскування (рис. 5.4). При цьому перша стадія — розпилення під час витікання рідини під тиском із сопла *1* гідравлічного розпилювача або під час скидання її з периферії обертового розпилювача зумовлює утворення «первинних» краплин. Друга стадія — передбачає пневматичне подрібнення найбільших «первинних» краплин під час їх швидкого руху (разом із літаком) відносно навколишнього повітря.

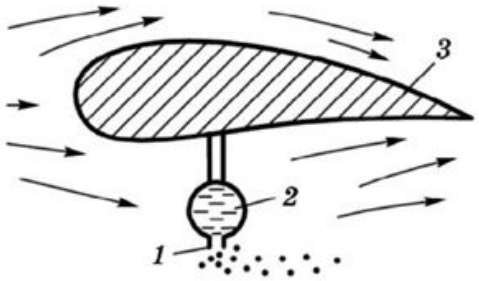


Рис. 5.4. Схема авіаційного розпилювача:
1 — сопло гідравлічного розпилювача; *2* — підкрильна штанга;
3 — крило літака

У першому наближенні розмір стійкого стану краплини визначають критичним значенням критерію Вебера, який має певну константу ($We_k = 8 \dots 12$):

$$We_k = \frac{\rho_k u^2 d}{\sigma} \quad , \qquad (5.10)$$

де ρ_k — щільність повітряного потоку, г/см^3; u — початкова швидкість краплини відносно газу, см/с; d — початковий діаметр краплини, см; σ — поверхневий натяг рідини, г/с^2.

Критерій Вебера характеризує відношення аеродинамічної сили, що діє на краплю, до сили поверхневого натягу і, зважаючи на складність процесу подрібнення крапель, не може бути єдиною константою цього процесу. Навіть у геометрично та динамічно подібних системах подрібнення краплини, яка рухається в газоподібному чи рідкому середовищі, характеризується не одним, а кількома визначальними, безрозмірними критеріями відповідно до кількості заданих розмірних величин і π-теореми теорії подібності.

5.1.2. Утворення електрично заряджених аерозолів

Застосування електронно-іонної технології, що ґрунтується на використанні силової взаємодії електричних полів і зарядів, пов'язане з проблемою забезпечення рівномірного осідання краплин пестициду на всій листовій поверхні (на верхній і нижній частинах листочків, усередині крони дерева та в її зовнішніх підвітряних і навітряних частинах).

Ефективний спосіб підвищення рівномірності обробки полягає в наданні часточкам електричних зарядів і в проведенні покриття в електричному полі, коли заряджені часточки, рухаючись силовими лініями електричного поля, створюваного між розпилювачем і рослинами, відносно рівномірно осідають як на верхній, так і на нижній поверхнях листків. При цьому часточки мають бути уніполярно заряджені, тобто мати електричний заряд одного знака.

Для утворення уніполярно заряджених аерозолів застосовують дві різні схеми. Перша схема передбачає розпилення рідини одним з розглянутих

вище способів (у разі витікання рідини з отворів під тиском, або в потоці повітря, або за допомогою обертового розпилювача). Після розпилення рідини (або порошку) заряд надається часточкам унаслідок проходження їх через напрямний потік іонів (у полі коронного розряду). За другої схеми розпилення здійснюється з використанням не механічних, а електричних сил (контактна зарядка, за якої рідина контактує з гострою кромкою розпилювача, що перебуває під високою напругою; на гострій кромці відбувається не тільки зарядка рідини, а й подрібнення її під дією електричних сил). Можливий також проміжний спосіб, за якого електричні заряди наводяться на поверхню рідинної плівки перед її розпиленням (індукційний спосіб). При цьому електризація здійснюється під час розпилення, як і за контактного способу. Проте вона недостатньо впливає на процес розпилення, і краплі утворюються переважно внаслідок взаємодії аеродинамічних сил, сил поверхневого натягу і в'язкості, а електричні сили відіграють другорядну роль.

За індукційного способу в тонкій рухомій плівці провідникової (іонізованої) рідини створюється електричне поле, яке спричинює потік іонів. Йони одного знака потрапляють на поверхню рідинної на поверхні плівки, а протилежного — на заземлений електрод, і відповідно заряди стікають у землю.

Застосовують аеродинамічний і відцентровий способи. За аеродинамічного способу (рис. 5.5*а*) повітря, яке рухається з великою швидкістю крізь вузький за зовнішнім ізольованим кільцем *1* і внутрішнім заземленим циліндром *2*, захоплює провідникову рідину, яка витікає з кільцевої щілини *3* у вигляді тонкої заземленої плівки і рухається в напрямку потоку повітря. Заряджене кільце *1* безперервно індукує на поверхні плівки електричні заряди. Після розпаду плівки в повітрі ці заряди розподіляються на поверхні утворюваних краплин, тобто досягається уніполярна електризація туману (заряди протилежного знака стікають через циліндр *2* у землю).

Систему рівнянь електричного поля в розглядуваному випадку можна звести до рівняння:

$$E_{\text{п}} - \varepsilon_p - E_p = 4\pi S \quad , \qquad (5.11)$$

де E_n — напруженість поля в повітряному зазорі між зарядженим кільцем і поверхнею рідинної плівки; ε_p — діелектрична константа рідини; E_p — напруженість поля в рідинній плівці; S — щільність вільних зарядів на поверхні рідинної плівки.

Зауважимо, що

$$E_{\text{п}} = \frac{V_{\text{п}}}{h_{\text{п}}}; \quad E_p = V_p/h_p \ ,$$

при цьому

$$V_{\text{п}} + V_p = V; \quad h_{\text{п}} + h_p = h \ ,$$

де V_n і V_p — різниця потенціалів у повітряному потоці і в рідинній плівці; V — сумарна різниця потенціалів; $h_{\text{п}}$ — повітряний зазор; h_p — товщина рідинної плівки; h — сумарна величина зазору між кільцем і циліндром.

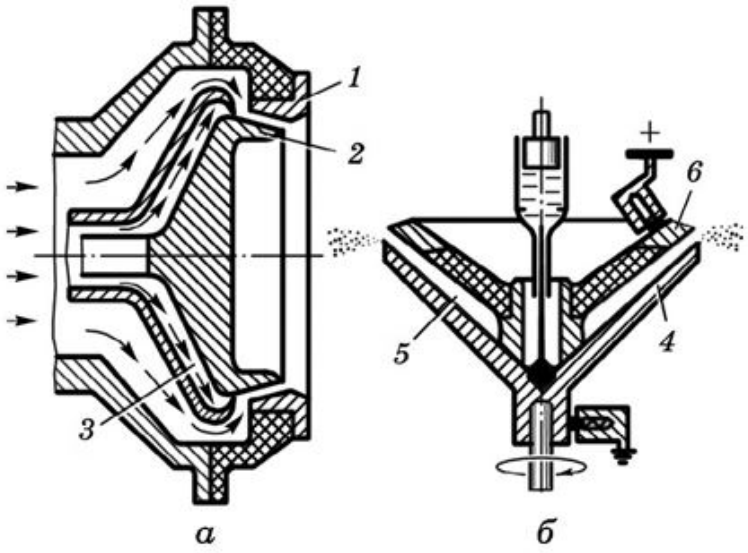


Рис. 5.5. Схеми аеродинамічного (*а*) і відцентрового (*б*) способів індукційної зарядки:
1 — зовнішнє ізольоване кільце; *2* — внутрішній заземлений циліндр; *3* — кільцева щілина; *4* — заземлений конус; *5* — тонка плівка рідини; *6* — заряджений конічний електрод

Сила зарядного струму, який проходить через рідинну плівку,

$$I_p = 2\pi r u_{\text{п}} S,$$

де r — радіус циліндра; $u_{\text{п}}$ — швидкість руху поверхні плівки.

За законом Ома:

$$V_p = R_p I_p = I_p \left[\frac{\omega_p h_p}{2\pi rL + (a_1 + a_2) 2\pi rL}\right],$$

де R_p — опір рідинної плівки; ω_p — питомий опір рідини; a_1 і a_2 — питомі опори на поверхнях поділу фаз; L — глибина кільцевого зазору.

Використовуючи ці співвідношення, після нескладних перетворень можна дістати вираз для зарядного струму. Якщо обмежитися важливим для практики випадком $\varepsilon_p E_p \ll E_p \approx V/h$, тобто випадком добре провідникової рідини, то рівняння для зарядного струму можна записати так:

$$I_p = \frac{rVu_{\text{п}}}{2h} \quad . \qquad (5.12)$$

Для визначення залежності між швидкістю руху поверхневої плівки $u_{\text{п}}$ і параметрами процесу було розглянуто рух рідинної плівки в аеродинамічному розпилювачі (див. рис. 5.5*а*), що дало можливість отримати рівняння:

$$u_{\text{п}(X=L)} = 0{,}576 \sqrt{\frac{Q_p}{\pi\mu r} \sqrt{\frac{\mu_a \rho_a u^3}{L}}} \quad . \qquad (5.13)$$

Підставивши значення $u_{\text{п}}$ у вираз (5.12) і ввівши емпіричний коефіцієнт k, можна дістати залежність між силою зарядного струму і основними параметрами процесу, які легко піддаються вимірюванню:

$$I_p = \frac{0{,}288kV}{h}\sqrt{\frac{Q_p}{\pi\mu r}\sqrt{\frac{\mu_a\rho_a u^3}{L}}}; \qquad (5.14)$$

Експериментальною перевіркою показано узгодження з теорією при $k = 2{,}4$.

За відцентрового способу індукційної зарядки (рис. 5.5*б*) провідникова рідина безперервно надходить у центр заземленого конуса *4*, що обертається, і розтікається на його поверхні у вигляді тонкої плівки *5*.

Під дією відцентрових сил ця плівка рухається до периферії конуса *4* і, зриваючись з його кромки, розпадається на дрібні краплинки. Заряджений конічний електрод *6*, що обертається разом з конусом *4*, безперервно індукує на поверхні плівки електричні заряди. У разі розпаду плівки в повітрі ці заряди розподіляються на поверхні утворюваних краплинок, тобто, як і за аеродинамічного способу, досягається уніполярна електризація туману (заряди протилежного знака стікають через конус *4* у землю).

Отже, за відцентрового способу силу зарядного струму, який проходить через плівку, у разі добре провідникової рідини ($\varepsilon_p E_p \ll E_p \approx V/h$,) також визначають за формулою (5.12):

$$I_p = \frac{rVu_{\text{п}}}{2h},$$

де r — радіус кромки конуса.

Для швидкості руху поверхні плівки $u_{\text{п}}$ залежно від параметрів процесу В.Ф. Дунський вивів таку залежність:

$$u_{\text{п}} = \left(\frac{9\rho\omega^2 sin\varphi Q^2}{32\pi^2\mu R}\right)^{1/3}, \qquad (5.15)$$

де φ — кут при вершині конуса (для гладенького диска $sin\ \varphi = 1$).

Підставивши значення $u_{\text{п}}$ у вираз (5.10), отримаємо шукану залежність між силою зарядного струму і основними параметрами процесу:

$$I_p = \frac{RV}{2h}\left(\frac{9\rho\omega^2 sin\varphi Q^2}{32\pi^2\mu R}\right); \qquad (5.16)$$

Експериментальна перевірка цієї залежності показала, що вона з допустимою точністю описує результати експериментів без введення будь-яких поправкових коефіцієнтів.

Відомі також процеси уніполярного електричного зарядження краплин пестицидів, за яких електрозарядний пристрій використовують не тільки для зарядження краплин, а й для створення осаджувального електростатичного поля між цим пристроєм і землею.

5.1.3. Розпилення порошків

Пилові струмені та хвилі, які застосовують у сільському господарстві для обробки рослин пестицидними дустами або під час внесення гранульованих добрив, утворюються розпиленням порошків потоком повітря.

Часточки пилу і тонких порошків схильні до агрегування внаслідок адгезії дрібних часточок, яка частково пояснюється дією сил притягання, що існує між молекулами, і визначають формулою Ван-дер-Ваальса. Роль молекулярних сил збільшується зі зменшенням розміру часточок d, а сили, які намагаються розділити часточки, пропорційні d^3 (за наявності коливань) або d^2 (за наявності аеродинамічних сил), тобто відношення сили притягання до розділеної сили пропорційне d^{-2} або d^{-1} і збільшується зі зменшенням d. Отже, агрегати з дрібних часточок важче піддаються подрібненню, ніж агрегати з великих часточок.

Якщо часточки покриваються плівкою рідини, то між ними виникають додаткові сили, зумовлені капілярними ефектами. Адгезію в порошках часто спричинює переважно сконденсована на поверхні часточок волога. Це підтверджується тим фактом, що в деяких порошках адгезію можна значно зменшити, покриваючи часточки тонким гідрофобним шаром (наприклад, тонесенька плівка силіконового полімеру ефективно зменшує агрегування часточок у багатьох порошках).

Часточки розпиленого в повітрі порошку заряджені. У деяких випадках заряди також сприяють утворенню агрегатів: електростатичні сили, що діють між стичними часточками, можуть бути значно більшими, ніж вандерваальсові.

Труднощі дослідження процесу розпилення порошків повітряним потоком зумовлені відсутністю надійних даних про значення молекулярних сил, які перешкоджають відриванню часточок від стінок і одну від одної, і складністю визначення сил, що діють з боку повітряного потоку на часточки порошку, що обтікаються цим потоком. Не менш важливою є невизначеність в оцінюванні дуже малих відстаней між часточками, які складають агрегат. Отже, зважаючи на ці труднощі, дослідження мають переважно якісний характер.

Оскільки часточки переносяться перекочуванням, цю умову можна подати у такому вигляді:

$$u_r = \left(\frac{2r\rho g}{\rho_a \Psi}\right)^{1/2} \quad , \tag{5.17}$$

де u_r — критична швидкість часточки порошку відносно повітряного потоку; $2r$ — розмір часточки кубічної форми; ρ — густина речовини часточки; ρ_a — густина повітря; ψ — коефіцієнт лобового опору.

Для розпилення порошків, тобто для переведення їх із агрегованого стану в аерозольний швидкісним повітряним потоком, використовують певний дозувальний пристрій (наприклад, шнековий дозатор), який безперервно подає порошок у повітряний потік. При цьому повітряний потік

подрібнює порошок на агрегати і окремі часточки. За достатньої швидкості повітря агрегати встигають руйнуватися раніше, ніж швидкість їх руху наблизиться до швидкості повітря (процес, подібний до подрібнення краплин у повітряному потоці). Цей процес «об'ємного» розпилення відбувається в пилових форсунках під час розпилювання пестицидних пилоподібних препаратів (дустів), гранульованих добрив і пестицидів.

Для агрегату суміші часточок, які рухаються в градієнтному потоці, різниця швидкостей течії в двох точках, що лежить на відрізку $2r$, дорівнює $2r\Gamma$ (Γ — градієнт швидкості течії), а сила, яка намагається розірвати дві зліплені часточки, становить:

$$F_M \approx 6\pi\mu' r 2r\Gamma \approx 12\pi\mu' r^2\Gamma\,. \qquad (5.18)$$

Сила адгезії в першому наближенні пропорційна r, тому що дрібніші часточки, то гірше (за інших однакових умов) розпилюється порошок. Особливо важко розпилюються полідисперсні порошки, щільність упаковки яких значно більша, ніж монодисперсних.

Другий можливий шлях дезагрегації порошків — застосування коливань. Найефективнішого розпилення можна досягти за одночасної дії коливань і розпилювального повітряного потоку.

5.1.4. Конденсаційне утворення аерозолів

Для утворення аерозолів застосовують два способи: *дисперсійний*, за якого дрібні краплинки утворюються подрібненням речовини, і *конденсаційний* — найдрібніші часточки утворюються конденсацією парів.

Конденсаційний спосіб утворення аерозолю передбачає наявність перенасиченої пари. Якщо перенасичення S перевищує певну критичну для цих умов величину S_k, то відбувається швидке утворення аерозолю.

Центрами конденсації перенасиченої пари можуть бути завислі в газі часточки, газові іони (конденсація на ядрах) або зародки (групи молекул), які безперервно виникають у газі внаслідок флуктуацій за хаотичного теплового руху молекул (спонтанна конденсація).

Біля поверхні краплини тиск насиченої пари P_r менший, ніж біля плоскої поверхні. Внаслідок цього конденсація може початися лише в разі перенасичення, яке перевищує зрівноважене значення S, що залежить від радіуса краплини r і визначає рівняння Томсона-Гіббса:

$$InS = In\left(\frac{P_r}{R_\infty}\right) = \frac{2\sigma M}{R_1 T\rho r}\quad , \qquad (5.19)$$

де P_r — тиск насиченої пари над плоскою поверхнею; σ — поверхневий натяг краплини; M — маса одного моля рідини; R_1 — універсальна газова стала; T — абсолютна температура; ρ — густина рідини.

Зі зменшенням r точність рівняння (5.19) знижується, оскільки властивості малих краплин відрізняються від властивостей речовин у великому об'ємі. Наприклад, поверхневий натяг σ залежить від радіуса краплини. Для краплини, яка має електричний заряд, у правій частині

рівняння (5.19) з'являється член, що враховує вплив величини цього заряду на *S*.

У газовій суміші, що містить пару, внаслідок флуктуацій постійно утворюються комплекси, які складаються з кількох молекул, що миттєво розпадаються; що більше комплексів, то рідше вони утворюються. У перенасиченій парі деякі комплекси досягають критичного розміру, за якого тиск насиченої пари над ними дорівнює тиску пари в навколишньому середовищі; такі комплекси не розпадаються і можуть бути зародками (центрами конденсації).

Згідно з класичним рівнянням Фольмера:

$$I = \frac{dN_K}{d\tau} = K_1 e^{1-\Delta G/KT} \quad , \qquad (5.20)$$

де I — швидкість утворення зародків; N_K — числова концентрація краплин; τ — час; K_1 — множник; ΔG — робота, витрачена на утворення зародка; K — стала Больцмана; T — температура.

Одним із варіантів конденсаційного процесу є термомеханічний спосіб утворення аерозолів. Цей процес досить складний і ще недостатньо досліджений. Експериментально встановлено, що відносна вагова кількість ε_1 найдрібніших «вторинних» краплинок конденсаційного походження приблизно дорівнює відносній кількості випаруваного розчину, яку визначали експериментально за допомогою каскадного імпактора, за відносною вагою фракцій, в яких концентрація нелеткої розчиненої речовини значно перевищує початкову.

Досліди показали, що значення ε_1 зростає з підвищенням температури газу, зменшується зі збільшенням питомої витрати розчину і мало змінюється за зміни швидкості газу (в обстеженому діапазоні 120…320 м/с). У результаті опрацювання експериментальних даних отримано емпіричну залежність між ступенем випаровування розчину ε_1 і безрозмірним «критерієм випаровування»:

$$U_1 = \frac{4x\lambda\Delta T}{u_\text{г} L\gamma_p d^2\left(G_p/G_\text{г}\right)} \quad , \qquad (5.21)$$

де U_1 — критерій випаровування; x — характерний лінійний розмір системи (довжина дифузора випускного насадка генератора), м; λ — теплопровідність газу, Вт/(м·К); ΔT — різниця температур газу і розчину, °С; $u_\text{г}$ — швидкість газу, м/с; L — прихована теплота випаровування рідини, Дж/кг; γ_p — питома вага рідини, Н/м^3; d — середній діаметр «первинних» краплинок, який визначають за формулою (4.8); G_p — витрата рідини; $G_\text{г}$ — витрата газу.

Критерій U_1 характеризує відношення часу випаровування краплини середнього розміру до часу її перебування в гарячому газі.

5.1.5. Вплив розмірів краплин на ефективність обприскування і обґрунтування оптимальної дисперсності

За різних способів розпилення утворюються системи краплин різних розмірів (полідисперсний спектр) або краплини одного певного розміру (монодисперсний спектр) у межах 350…25 мкм. Часточки одного й того самого препарату, але різних розмірів, мають різну токсичність. Великі краплини гірше утримуються на об'єктах обробки, мають меншу токсичність для шкідливих організмів, можуть призводити до опіків листочків культурних рослин. Дрібні краплинки за такої самої витрати пестициду на одиницю площі повніше і рівномірніше покривають оброблюваний об'єкт, краще утримуються на поверхні листочків рослин, стійкіші до змивання дощем. Отже, що вища дисперсність розпилення, то більша токсичність пестициду. Для оцінювання дисперсності розпилення введено поняття середнього діаметра. Якщо краплини, що виходять із розпилювача, уловлювати на предметні стекла, спеціально оброблені паперові картки та інші уловлювальні поверхні, то краплини залишають на цих поверхнях слід, за яким можна підрахувати діаметр краплини:

$$d_{\text{кр}} = \frac{d_{\text{сл}}}{\sqrt[3]{4sin^3 a/(2+cos^3 a-3\cos a)}} \quad , \qquad (5.22)$$

де $d_{\text{кр}}$ — діаметр краплини; $d_{\text{сл}}$ — заміряний діаметр сліду краплини; α — кут між дотичною до сфери краплини в точці її перерізу оброблюваною поверхнею і самою поверхнею.

Знаючи коефіцієнт розтікання, який залежить від властивостей поверхні, діаметр сліду краплини можна підрахувати за такою залежністю:

$$k = \frac{d_{\text{сл}}}{\sqrt[3]{h(h^2+\frac{3}{4}{d_{\text{сл}}}^2)}} \quad , \qquad (5.23)$$

де k — коефіцієнт розтікання рідини краплини на цій поверхні; h — висота краплини.

Оскільки за різних способів розпилення та під час використання різних розпилювачів отримують полідисперсний спектр краплин, для узагальнювального оцінювання роботи розпилювачів введено поняття середнього діаметра: середньоарифметичного, медіанномасового, об'ємно-поверхневого тощо.

Середньоарифметичний діаметр краплин визначають за такою залежністю:

$$d_{ap} = \frac{\sum_{i=1}^{n} n_i d_i}{\sum_{i=1}^{n} n_i} \quad , \qquad (5.24)$$

де d_{ap} — середньоарифметичний діаметр, мкм; n_i — кількість краплин кожного розміру, мкм; d_i — діаметр краплин певного розміру, мкм.

Об'єктивнішим показником дисперсності розпилення є медіанномасовий діаметр краплин, за середній діаметр краплин якого беруть такий діаметр, коли половина об'єму спектра розпилу знаходиться в краплинах, менших від

середнього діаметра, а інша половина — у краплинах, більших від цього діаметра:

$$\sum_{i-1}^{m} n_i d_i^3 = \sum_{m+1}^{n} n_i d_i^3 \ . \qquad (5.25)$$

Середній об'ємно-поверхневий діаметр краплини (середній діаметр за Заутером) визначають як відношення сумарного об'єму краплини в спектрі до розпилення до сумарної поверхні краплин:

$$d_s = \frac{\sum_{i=1}^{k} n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^{k} n_i d_i^2} \ , \qquad (5.26)$$

де n_i — кількість краплин певного розміру d_i ; k — кількість розрядів, на які розбито спектр краплин.

Важливим критерієм оцінювання роботи обприскувачів, що залежить від критерію дисперсності, є ступінь покриття краплинами оброблюваної поверхні, %:

$$M = \frac{100\pi}{4f_0}(n_1 d_1^2 + n_2 d_2^2 + \cdots + n_n d_n^2) = \frac{25\pi}{f_0} \ , \ (5.27)$$

де $d_1, d_2, \ldots, d_n$ — діаметри слідів краплини, мкм; $n_1, n_2, \ldots, n_n$ — кількість краплин кожного розміру; f_0 — досліджувана площа, мкм^2.

Дослідженнями встановлено, що під час дрібнокраплинного обприскування кращої ефективності обробок досягають за менших ступенів покриття, розрахованих за формулою (5.27), ніж під час великокраплинного. Це пояснюється тим, що препарат діє також на деякій відстані від місця осідання краплин, тобто має певну зону біоцидної дії.

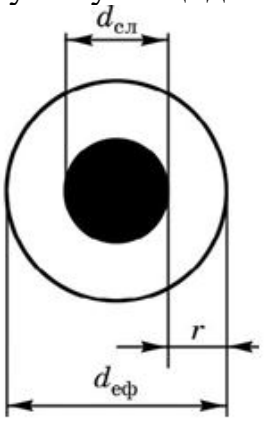


Рис. 5.6. Площа сліду краплини і ефективної дії препарату

З цією метою введено коефіцієнт ефективної дії краплини $k_{еф}$, який визначають відношенням загальної площі ефективної дії до площі, утвореної слідом краплини (рис. 5.5).

При цьому

$$S_{сл} = \frac{\pi d_{сл}^2}{4} \ .$$

Площа ефективної біоцидної дії препарату:

$$S_{сл} = \frac{\pi}{4}(d_{сл} + 2r)^2 .$$

Зона біоцидної дії r змінюється в межах 100…200 мкм. Коефіцієнт ефективної дії краплини

$$k_{\text{еф}} = \frac{S_{\text{еф}}}{S_{\text{сл}}} = \frac{(d_{\text{сл}} + 2r)^2}{d_{\text{сл}}^2}\,. \qquad (5.28)$$

Отже, зі зменшенням розмірів краплини коефіцієнт її ефективної дії збільшується. Тому правильніше оцінювати якість покриття за дрібнокраплинного обприскування, ввівши поняття «ступінь ефективного покриття», який визначають за формулою:

$$M_{\text{еф}} = Mk_{\text{еф}}$$

Розглянуті способи розпилення і різні типи розпилювачів дають змогу отримати різний ступінь дисперсності розпилення робочої рідини. Якщо за звичайного обприскування для одержання достатньої густоти краплин на одиницю оброблюваної поверхні цілком прийнятним може бути грубодисперсне розпилення ($d_{\text{ср}}$= 250…300 мкм), то для забезпечення потрібної густоти покриття за малооб'ємного і ультрамалооб'ємного потрібне тонкодисперсне розпилення (50…150 мкм). До того ж зменшення діаметра краплин за лінійною залежністю в 2, 3, 4 і т. д. рази призводить до збільшення кількості краплин за кубічною залежністю, тобто в 8, 27, 64 і т. д. рази.

Норми витрати робочої рідини на одиницю оброблюваної площі, як показали спеціальні токсикологічні досліди, в кілька разів, а часом і в кілька десятків разів перевищують потрібну для 100 % ефективності. Проте не вся розпилювана рідина осідає на оброблювані об'єкти, причому, що вища дисперсність, то осідання гірше. Це можна підтвердити, розглянувши рух краплини в повітряному потоці (рис. 5.7).

Краплина, що виходить з розпилювача штангового або вентиляторного обприскувача, перебуває на певній висоті H над оброблюваною поверхнею. У горизонтальному напрямку краплина зазнає дії повітряного потоку з певною швидкістю v. У вертикальному напрямку вона рухатиметься під дією сили тяжіння зі швидкістю u , яку можна визначити за формулою Стокса:

$$u = \frac{2gr^2(\rho_k - \rho_{\text{п}})}{9\eta}\,, \qquad (5.29)$$

де u — швидкість краплини під дією сили тяжіння; g — прискорення вільного падіння; r — радіус краплини; ρ_k — щільність рідини краплини; $\rho_{\text{п}}$ — щільність повітря; η — кінематична в'язкість повітря.

Абсолютна швидкість краплини спрямовуватиметься під кутом α до горизонту:

$$tga = \frac{u}{v}\,.$$

Тоді, в першому наближенні, відстань, на яку буде знесено краплину за досягнення нею обприскуваної поверхні, становитиме:

$$L = \frac{H}{tga} = \frac{Hv}{u}\,, \qquad (5.30)$$

де L — відстань, на яку зноситься краплина; H — висота початкового положення краплини над оброблюваною поверхнею; v — початкова швидкість краплини в горизонтальному напрямку.

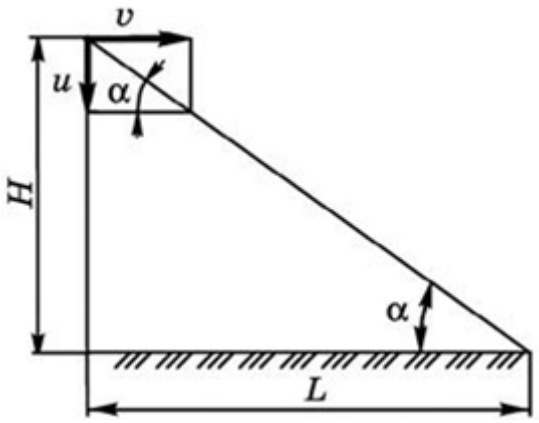


Рис. 5.7. Схема руху краплини в повітряному потоці

Із залежності (5.30) випливає, що небезпека знесення краплини на значну відстань прямо пропорційна висоті розміщення над оброблюваною поверхнею, швидкості вітру і обернено пропорційна швидкості руху краплини під дією сили тяжіння. При цьому з виразу (5.29) випливає, що зменшення діаметра краплин за лінійною залежністю спричинює зменшення швидкості осідання за квадратною залежністю. Це підтверджують також результати дослідів:

Розмір краплин, мкм	500	250	100	50	10
Швидкість осідання, м/с	2,8	0,94	0,27	0,07	0,003

Крім того, слід ураховувати чинник випаровування краплин під час їх руху в повітряному потоці. Отже, обґрунтовуючи оптимальну дисперсність, потрібно враховувати спосіб обприскування (звичайне, малооб'ємне, ультрамалооб'ємне), вид шкідливих об'єктів (комахи, хвороби, бур'яни тощо), типи робочих рідин (водні розчини, емульсії, масляні розчини і т. ін.) та здатність їх до випаровування. Для кращої ефективності під час обробки бур'янів рекомендується використовувати грубодисперсне розпилення, за якого зменшується небезпека знесення гербіцидів на сусідні ділянки. У боротьбі зі шкідливими комахами і хворобами більшої ефективності можна досягти за дрібнодисперсного розпилення. Проте, щоб уникнути знесення дрібних краплин на значні відстані, потрібно застосовувати примусове осідання і в робочі розчини добавляти речовини, які знижують випаровувальну здатність краплин, або застосовувати зв'язані аерозолі.

5.2. Технологічний розрахунок робочих органів обприскувачів

5.2.1. Розрахунок параметрів баків і мішалок

Баки обприскувачів виготовляють у вигляді горизонтально розміщеного циліндра з поперечним круглим або еліптичним перерізом і має плоскі або сферичні передню і задню стінки. Місткість бака залежить від типу обприскувача і його продуктивності, яку розраховують за умови забезпечення роботи обприскувача упродовж половини або цілої зміни. Об'єм баків обчислюють за такими залежностями:

- для циліндричних баків зі сферичними днищами

$$V_б = \frac{\pi d^2}{4}(l + l_1) + 1{,}047 l_i^3; \quad (5.31)$$

- для циліндричних баків із плоскими днищами

$$V_б = \frac{\pi d^2}{4} l; \quad (5.32)$$

- для баків з еліптичним поперечним перерізом і сферичними днищами

$$V_б = \frac{\pi}{4} d_1 d_2 (l + l_1) + 1{,}047 l_i^3; \quad (5.33)$$

- для баків з еліптичним поперечним перерізом і плоскими днищами

$$V_б = \frac{\pi}{4} d_1 d_2 l \quad , \quad (5.34)$$

де $V_б$ — об'єм бака, м^3; l, l_1 — відповідно довжина основної частини і дна (висота сегмента) резервуара, м; d_1, d_2 — відповідно довжина осей еліпса поперечного перерізу, м; d — діаметр циліндричного резервуара, м.

Щоб забезпечити сталу концентрацію робочих рідин у баках, їх безперервно перемішують за допомогою механічних (лопатевих або гвинтових) та гідравлічних мішалок. Механічні лопатеві мішалки монтують на висоті 10…15 мм, а гідравлічні — на висоті 20…50 мм від дна бака. Інтенсивність перемішування робочої рідини оцінюють коефіцієнтом циркуляції $k_ц$

$$k_ц = \frac{Q}{V_б}; \quad (5.35)$$

де Q — продуктивність мішалки, м^3/с; $V_б$ — об'єм бака, м^3.

Продуктивність механічної мішалки, де Q $Q_м$, м^3/с, визначають за формулою:

$$Q = 2\pi r_1 l_1 \sqrt{u_1 n_1 \cdot sin a_1} = 2\pi r_2 l_2 \sqrt{u_1 n_2 \cdot sin a_2} \quad , \quad (5.36)$$

де r_1 , r_2 — радіус відповідно внутрішнього і зовнішнього кіл лопатей, м; l_1 , l_2 — ширина лопаті відповідно на вході та виході рідини, м; n_1, n_2 — кількість пар лопатей; u_1, u_2 — абсолютні швидкості рідини відповідно на вході та виході, м/с; a_1, a_2 — кут між напрямком відповідно абсолютної і колової швидкостей на вході та виході.

Продуктивність гідравлічної мішалки $Q_г$, м^3/с, визначають за формулою:

$$Q_г = \frac{\pi d_c^2}{4} v \ , \quad (5.37)$$

де d_c — діаметр сопла, м; v — швидкість потоку рідини, м/с.

Швидкість потоку рідини можна обчислити, якщо відомий тиск рідини в гідравлічній системі обприскувача:

$$P = \frac{v^2}{2g}(1 + k_c) \quad , \tag{5.38}$$

де k_c — коефіцієнт місцевого опору сопла, який залежить від напору, діаметра і якості обробки отвору.

Швидкість робочого потоку *v* гідравлічної мішалки можна визначити за формулою

$$v = \varepsilon\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad , \tag{5.39}$$

де Δ*P* — перепад напору (різниця тиску) перед входом в мішалку (ежектор) і біля вихідного перерізу сопла, Па; ε ≈ 0,97 — коефіцієнт, який ураховує вплив на швидкість витікання гідравлічного опору і нерівномірності розподілу швидкостей у стисненому струмені.

Якщо продуктивність мішалки задано наперед, то з виразу (5.37) можна дістати розрахункову формулу для визначення діаметра сопла.

Оскільки швидкість робочого потоку, створюваного мішалками, зменшується внаслідок тертя рідини об стінки бака, то коефіцієнт циркуляції $k_{\text{ц}}$ менший, що довший бак.

5.2.2. Розрахунок параметрів насосів

Подачу поршневих і плунжерних насосів $q_{\text{н}}$, л/хв, визначають за формулою:

$$q_{\text{н}} = \frac{\pi d^2}{4} snz\eta_{\text{н}} \quad , \tag{5.40}$$

де *d* — діаметр поршня або плунжера, дм; *s* — довжина ходу поршня або плунжера, дм; *n* — кількість подвійних ходів поршня або плунжера за 1 хв; *z* — кількість циліндрів; $\eta_н$ ≈ 0,85…0,90 — коефіцієнт об'ємного наповнення циліндрів насоса.

Повний коефіцієнт корисної дії поршневих і плунжерних насосів:

$$\eta = \eta_{\text{г}}\eta_0\eta_{\text{м}} \quad , \tag{5.41}$$

де η — повний ККД насоса; $\eta_г$ = 0,70…0,98 — гідравлічний ККД насоса, який характеризує гідравлічний опір; η_0 = 0,85…0,98 — об'ємний ККД, який характеризує втрати рідини через нещільності; $\eta_{\text{м}}$ = 0,85…0,95 — механічний ККД насоса, який враховує тертя у з'єднаннях.

Для урухомлення поршневого і плунжерного насосів потрібна потужність *N*, кВт, яку визначають за формулою:

$$N = \frac{10^{-7}}{6}\frac{q_{\text{д}}P}{\eta} \quad , \tag{5.42}$$

де $q_{\text{д}}$ — дійсна подача насоса, л/хв; *P* — тиск рідини в напірній системі, Па; η = 0,60…0,75 — повний ККД насоса.

Теоретичну подачу q_T, м^3/хв, шестеренного насоса обчислюють за формулою:

$$q_T = \frac{3.5}{4}(d_3^2 - d_B^2)bn \ , \qquad (5.43)$$

де d_3, d_B — діаметр кола відповідно виступів і впадин шестерні, м; b — ширина шестерні, м; n — частота обертання шестерні, хв$^{-1}$.

Подача (л/хв) шестеренного насоса з кількістю зубів від 6 до 12 визначають за формулою:

$$q_t = \frac{7 \cdot D_n \cdot m \cdot b \cdot n}{10^6} \ , \qquad (5.44)$$

де D_n — діаметр початкового кола ведучої шестерні, мм; m — модуль зачеплення, мм; b — ширина шестерні, мм; n — частота обертання ведучої шестерні, хв$^{-1}$.

Дійсна подача $q_д$ шестеренного насоса:

$$q_д = q_T \eta_0 \ , \qquad (5.45)$$

де η_0 = 0,80…0,85 — об'ємний ККД насоса.

5.2.3. Розрахунок параметрів розпилювальних пристроїв

Розпилювальні пристрої забезпечують подрібнення дозованої кількості робочої рідини на дрібні краплини і транспортування їх на оброблювані об'єкти. Витрату робочої рідини обприскувачем за 1 хв, (л/хв.), відповідно до вибраних технологічних параметрів, визначають за формулою:

$$q = \frac{QBv}{600} \ , \qquad (5.46)$$

де Q — норма витрати робочої рідини, л/га; B — ширина робочого захвату машини, м; v — робоча швидкість агрегату, км/год.

Підрахована витрата робочої рідини за 1 хв завжди має бути меншою за подачу насоса обприскувача $q < q_н$. Якщо цю умову не виконують, то потрібно змінити технологічні параметри, зокрема швидкість руху агрегату v або ширину захвату B під час використання вентиляторного розпилювального пристрою.

Залежно від типу розпилювального пристрою (штанговий, вентиляторний), вибраної схеми обприскування (суцільне або стрічкове), а також отримання бажаної дисперсності розпилення (дрібнодисперсне у боротьбі зі шкідниками та хворобами; грубодисперсне у боротьбі з бур'янами) визначають кількість розпилювальних наконечників і підраховують витрату робочої рідини через один розпилювач за 1 хв, (л/хв.):

$$q_1 = \frac{q}{n} \ , \qquad (5.47)$$

де q — витрата рідини за 1 хв через всі розпилювачі, л/хв; n — вибрана кількість розпилювачів, шт.

Необхідну витрату робочої рідини за 1 хв через один розпилювач забезпечує площа перерізу вихідного сопла розпилювача та швидкість витікання рідини із сопла. У загальному випадку витрату робочої рідини за 1 хв через один розпилювач можна визначити за формулою:

$$q_1 = 0{,}06\mu S\sqrt{2gp} \quad , \qquad (5.48)$$

де μ — коефіцієнт витрати, який залежить від типу розпилювача; S –площа вихідного отвору розпилювача, мм^2; g — прискорення вільного падіння, м/с^2; p — тиск робочої рідини на вході в розпилювач, м. вод. ст.

Як правило, в інструкціях до обприскувачів наведено таблиці з розрахованою витратою рідини за 1 хв через один розпилювач, за якими легко знайти відповідний їй діаметр вихідного отвору розпилювача і тиск робочої рідини.

Аеродинамічна суміш маси дрібних краплин рідкого отрутохімікату, яка виходить із сопла розпилювача, і навколишнього повітря утворюють робочий потік. У цьому потоці краплини транспортуватимуть штангові розпилювальні пристрої під дією початкової швидкості, сили тяжіння і сил турбулентної дифузії в приземному шарі.

Для ефективнішого осідання дрібних краплин на оброблювані об'єкти використовують спрямовувальні повітряні потоки (примусове обсаджування часточок розпиленої рідини).

Спрямовувальні повітряні потоки застосовують також для транспортування розпилених часточок на значні відстані (дистанційне нанесення розпиленої рідини).

Щоб створити спрямовувальний повітряний потік, машини для захисту рослин обладнують відцентровими або осьовими вентиляторами.

Повітряний потік, який виходить із сопла вентилятора, має вигляд вільного затопленого струменя (рис. 5.8).

Якщо вітру немає, то цей струмінь розширюється пропорційно відстані від сопла, залучаючи до руху часточки навколишнього повітря, швидкість його зменшується у певній залежності від відстані. Вільний затоплений струмінь має два проміжки — початковий і основний.

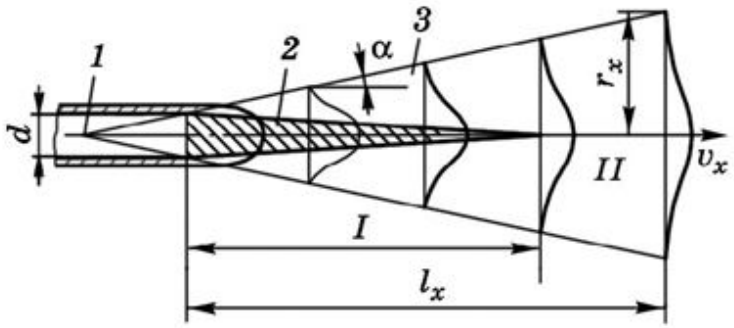


Рис. 5.8. Схема вільного затопленого струменя повітря:
1 — полюс струменя; *2* — ядро потоку; *3* — перехідний переріз;
I — початковий проміжок струменя; *II* — основний проміжок струменя

Початковий проміжок характеризується ядром потоку, швидкість якого є сталою і дорівнює початковій на виході із сопла (v_o= const). У будь-якому поперечному перерізі за межами ядра потоку у міру віддалення від осі швидкість потоку зменшується, досягаючи нуля на межі. На основному проміжку осьова швидкість у міру віддалення від сопла зменшується і може бути визначена за такою емпіричною залежністю:

$$v_x = \frac{0{,}48v_0}{\frac{ax}{d}+0{,}145} \quad , \tag{5.49}$$

де v_x — швидкість повітряного потоку на відстані *x* від вихідного сопла, м/с; v_o — швидкість повітряного потоку на виході із сопла, м/с; *a* = 0,07…0,14 — коефіцієнт турбулентності струменя; *x* — відстань від сопла, м; *d* — діаметр сопла, м.

Продуктивність вентилятора Q_B, м^3/с,

$$Q_B = Sv_c \quad , \tag{5.50}$$

де *S* — площа вихідного отвору сопла, м^2; v_c= (0,75…1,0)v_o — середня швидкість повітряного потоку на виході із сопла, м/с.

У разі використання повітряних потоків для транспортування розпиленої рідини (обприскування садів, виноградників, хмільників) важливим є значення основного проміжку струменя *X*. Так, для садів основний проміжок можна визначити за формулою:

$$X = \sqrt{H^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2} \quad , \tag{5.51}$$

де *H* — максимальна висота дерев, м; *B* — ширина міжрядь у саду, м.

Для того щоб краплини отрутохімікатів проникали в середину крони дерева і осідали на його листках, повітряний потік має мати запас кінетичної енергії, тобто певну швидкість під час входження у крону. Дослідами встановлено, що за швидкості повітряного потоку 5…6 м/с листки, повернувшись навколо черешка, повністю відхиляються і займають стійке положення, а за швидкості понад 35 м/с — починають пошкоджуватись.

Для проникнення повітряного потоку в середину крони дорослого дерева і обробки листків з обох боків його швидкість під час входу в густу крону має становити 20 ≤v_x ≤ 35 м/с; у розріджену крону 10 ≤ v_x ≤ 20; у виноградні кущі й кущі хмелю — 8 ≤ v_x≤ 15 м/с.

Отже, користуючись формулою (4.46), можна визначити початкову швидкість повітряного потоку на виході із вентилятора, м/с:

$$v_0 = \frac{v_x}{0{,}48}\left(\frac{a_x}{d} + 0{,}145\right) \ . \tag{5.52}$$

Оскільки v_0 матиме різні значення для різних умов роботи, то підбирають вентилятор за максимальним значенням початкової швидкості v_0. Для забезпечення універсальності застосування передбачають можливість регулювання швидкості повітряного потоку зміною частоти обертання колеса вентилятора або зміною кута встановлення лопаток.

5.3. Технологічний розрахунок робочих органів протруювачів

Визначальним параметром для розрахунку робочих органів протруювача є його продуктивність з обробки насіння, що виражається у тоннах на годину (т/год). На цю продуктивність розраховують параметри завантажувальних, змішувальних та вивантажувальних шнеків, дозатора насіння.

Продуктивність шнека, т/год, визначають за формулою:

$$W = 3600 F_{\text{п}} v_{\text{п}} \gamma \quad , \tag{5.53}$$

де $F_{\text{п}}$ — площа поперечного перерізу шару насіння, м^2; $v_{\text{п}}$ — швидкість поздовжнього переміщення матеріалу, м/с; γ — об'ємна маса матеріалу, т/м^3.

Площа поперечного перерізу шару насіння, яке подає шнек, становить:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi d^2}{4} \eta_{\text{п}} \upsilon \quad , \tag{5.54}$$

де d — діаметр шнека, м; $\eta_{\text{п}}$ — коефіцієнт заповнення жолоба шнека; υ — коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності шнека внаслідок його похилу до горизонту.

Швидкість поздовжнього переміщення насіння визначають за формулою:

$$v_{\text{п}} = \frac{Sn}{60} \quad , \tag{5.55}$$

де S — крок витка шнека, м; n — частота обертання шнека, хв$^{-1}$.

Середня швидкість руху зерна пшениці становить від 0,017 до 0,027 м/с.

Щоб вибрати тип насоса і його подачу, потрібно знати максимальну продуктивність протруювача, який обробляє насіння, і норму витрати робочої рідини на 1 т насіння. При цьому слід зауважити, що ця норма має бути такою, щоб вологість зерна не підвищувалася більше ніж на 1 %. Тобто норма витрати робочої рідини не має перевищувати 10 л/т.

Витрату робочої рідини за 1 хв, л/хв під час протруювання насіння визначають за формулою:

$$q = \frac{WQ}{60} \quad , \tag{5.56}$$

де W — продуктивність протруювача, т/год; Q — норма витрати робочої рідини, л/т.

За підрахованою витратою робочої рідини за 1 хв для протруювання підбирають тип насоса і його конструктивні параметри. Подача насоса має бути дещо більшою, ніж підрахована, оскільки частину рідини можна використовувати на її перемішування за допомогою гідромішалки, а також можуть бути втрати подачі насоса через гідравлічний опір гідросистеми.

Параметри розпилювальних пристроїв робочої рідини для протруювачів розраховують так само, як і для обприскувачів.

5.4. Технологічний розрахунок робочих органів обпилювачів

Основним робочим органом обпилювача, який забезпечує потрібну подачу порошку у вентиляторний розпилювальний пристрій, є живильник. Продуктивність живильника регулюють залежно від технологічних

параметрів обпилювача (ширини робочого захвату і швидкості руху) і норми витрати порошку на 1 га. Від заданих максимальних параметрів залежить максимальна витрата порошку за 1 хв, кг/хв, яку визначають за формулою:

$$q_{\text{п}\,max} = \frac{B_{max} v_{max} Q_{\text{п}}}{600} \quad , \tag{5.57}$$

де B_{max} — максимальна ширина робочого захвату, на яку розраховують роботу обпилювача, м; v_{max} — максимальна робоча швидкість агрегату, км/год; $Q_{\text{п}}$ — норма витрати порошку, кг/га.

Підрахована максимальна витрата порошку за 1 хв є вихідною величиною для розрахунку параметрів живильника, який має забезпечити регулювання витрати порошку від 0 до $q_{\text{п}\,max}$.

Продуктивність шнекового живильника знаходять за виразом:

$$q_{\text{ж}} = \frac{\pi d^2}{4} s n k_{\text{н}} \gamma \quad , \tag{5.58}$$

де $q_{\text{ж}} = q_{\text{п}\,max}$ — продуктивність живильника, кг/хв; d — діаметр витка шнека, дм; s — крок витка шнека, дм; n — частота обертання шнека, хв$^{-1}$; $k_{\text{н}}$ — коефіцієнт наповнення (для порошку $k_{\text{н}}$ = 0,7…0,8); γ — об'ємна маса порошку, кг/дм^3.

Продуктивність дискового живильника, кг/хв, обчислюють за формулою:

$$q_{\text{ж}} = 600 F_0 u k_{\text{н}} f \gamma; \tag{5.59}$$

де F_0 — площа кільцевої щілини між площиною диска і нижнім обрізом дозувальної кільцевої заслінки, дм^2; u — колова швидкість диска, м/с; $k_{\text{н}}$ — коефіцієнт наповнення порошком дозувальної кільцевої щілини; f — коефіцієнт тертя порошку об площину диска; γ — об'ємна маса порошку, кг/дм^3.

Ступінь покриття рослин часточками порошку (кількість пилинок на 1 мм^2 листка) є функцією кута атаки:

$$K = K_1(1 + K_{\text{б}} sin a) \quad , \tag{5.60}$$

де K — ступінь обпилення рослини, 1/мм^2; K_1 — ступінь обпилення зворотного боку листка, що не залежить від кута атаки, 1/мм^2; $K_{\text{б}}$ — безрозмірний коефіцієнт, що визначається концентрацією порошку в повітрі; a — кут атаки (кут між віссю потоку і площиною обпилюваного об'єкта).

Абсолютну швидкість пилового повітряного потоку, який виходить із розпилювального пристрою обпилювача, визначають за виразом:

$$v_a = \sqrt{v_B^2 + v_M^2 + 2 v_B \cdot v_M \cdot cos\beta} \, , \tag{5.61}$$

де v_a — абсолютна швидкість пилового повітряного потоку на виході із сопла, м/с; $v_{\text{в}}$ — відносна швидкість повітряного потоку, м/с; $v_{\text{м}}$ — робоча швидкість машини, м/с; β — кут між швидкостями v_B і $v_{\text{м}}$.

Якщо швидкість пересування машини становить 1,1 м/с, то максимальна обпилюваність відбуватиметься за $\beta = 75°$.

За сприятливих умов обпилювання з боковим дуттям розпилювальні наконечники мають бути від куща на відстані:

$$l = \frac{h}{2} ctg \frac{a}{2} \quad , \tag{5.62}$$

де h — висота куща, м; α — кут розширення конуса розпилу у вертикальній площині.

Відстань l обмежується протилежним (з іншого боку міжрядь) рядком кущів:

$$l \leq b - \frac{b_k}{2} \quad , \tag{5.63}$$

де b — ширина міжрядь, м; b_k — ширина куща, м.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Які технологічні операції складають технологічний процес машин для хімічного захисту рослин?
2. Основні чинники, що впливають на ступінь розпилення рідин?
3. Назвати основні способи розпилення робочих рідин, порошків?
4. Класифікація механічних розпилювачів робочої рідини?
5. На чому ґрунтується розрахунок основних параметрів гідравлічних відцентрових розпилювачів?
6. Як визначити основні параметри пневматичних розпилювачів?
7. Як підрахувати дисперсність під час розпилювання робочих рідин ротаційними розпилювачами?
8. У чому суть двоступінчастого розпилення робочої рідини і за яких умов воно відбувається?
9. Основні закономірності утворення електрично заряджених аерозолів?
10. Основні закономірності розпилення порошків?
11. Закономірності процесу конденсаційного утворення аерозолів?
12. Як дисперсність розпилу робочих рідин впливає на ефективність обприскування?
13. Назвати основні критерії оцінювання якості розпилення і їх аналітичне визначення?
14. Обґрунтувати оптимальну дисперсність розпилення робочих рідин для різних способів обприскування?
15. Як розрахувати основні параметри баків і мішалок обприскувачів?
16. Як розрахувати основні параметри насосів обприскувачів?
17. Як розрахувати основні параметри розпилювальних пристроїв обприскувачів?

18. Як здійснюється технологічний розрахунок робочих органів протруювачів?

19. Як здійснюється технологічний розрахунок робочих органів обприскувачів?

20. Як здійснюється технологічний розрахунок робочих органів протруювачів?

21. Як здійснюється технологічний розрахунок робочих органів обпилювачів?

РОЗДІЛ 6
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗАГОТІВЛІ КОРМІВ

6.1. Основи теорії та розрахунку косарок і косарок-плющилок

6.1.1. Основи теорії, призначення, типи і застосування подільників, стеблепідіймачів та гичкопідіймачів

Подільниками оснащують косарки, валкові жатки, жатки зернозбиральних і кормозбиральних комбайнів, льонобралки та інші збиральні машини.

Подільник, наприклад жатки зернозбирального комбайна, встановлений з боку нескошеного поля, називають польовим, а з боку скошеного — внутрішнім. Внутрішній подільник є орієнтиром під час руху жатки відносно попереднього проходу. Якщо жатку використовують для прокосів, то з обох боків на жатку встановлюють польовий подільник.

Польові подільники призначені для відокремлення смуги стебел (за шириною захвату жатки) від загального хлібостою і часткового підведення стебел до різального апарата.

Подільники, встановлені на льонобралках, розділяють стеблостій на смуги і підводять стебла до брального апарата.

Подільники поділяють на пасивні, напівактивні й активні. Від правильного вибору типу подільника і його налагодження залежать не тільки надійність технологічного процесу машини, а й втрати врожаю.

Пасивні подільники жаток і льонобралок показано на рис. 6.1. Клиновий подільник (рис. 6.1*а*) має вигляд носка *2*, подібного до конуса обтічної форми, і закріплюється на боковинах *1* жатки.

Клиновий подільник застосовують під час збирання прямостоячого стеблостою завдовжки 60…80 см. За таких самих умов роботи застосовують також клиновий подільник із зовнішнім стеблевідводом (рис. 6.1*в*).

Прутковий подільник (рис. 6.1*б*) установлюють під час збирання довгостеблових культур.

Під час збирання довгостеблових і полеглих культур застосовують торпедні подільники (рис. 6.1*г*) з регульованими внутрішнім та зовнішнім стеблевідводами й центральним пером (корпусом).

Подільники льонобралок — пруткові, виготовлені у вигляді п'ятигранного клина. Вони носками A' і A_1' (рис. 6.1*д*) входять у стеблостій і робочими кромками $A'B'$ та $A_1'B_1$ відхиляють стебла і спрямовують їх до брального апарата *11*.

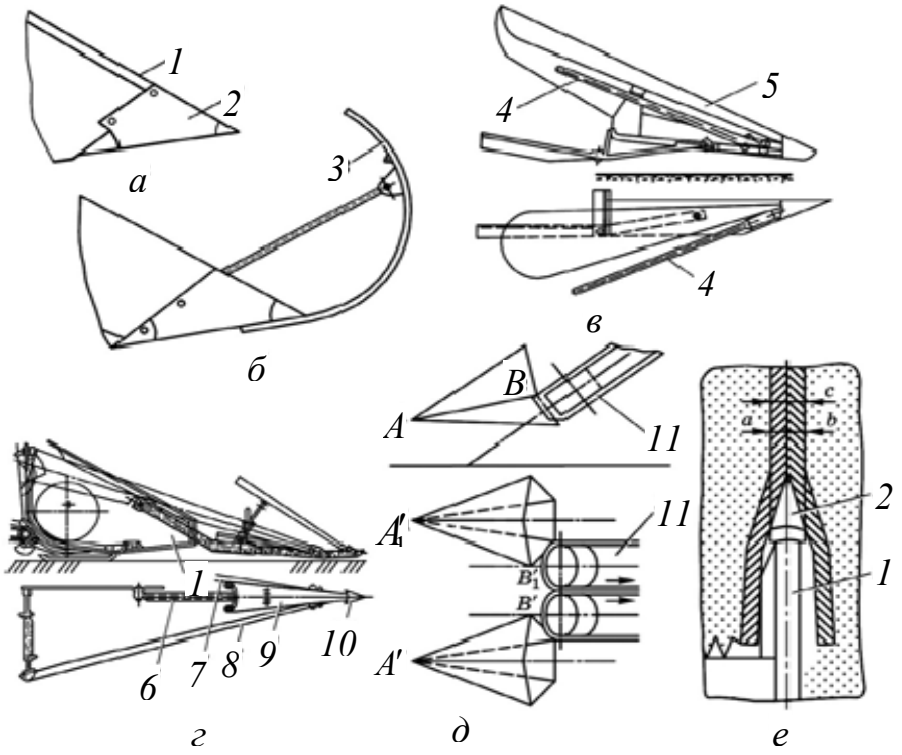


Рис. 6.1. Схеми пасивних подільників:
а — клиновий; *б* — прутковий; *в* — клиновий із зовнішнім стеблевідводом; *г* — торпедний; *д* — льонобралка; *е* — схема роботи клинового подільника; *1* — боковина жатки; *2* — носок; *3* — пруток; *4* — зовнішній стеблевідвід; *5* — корпус (центральне перо); *6* — основна труба; *7* — внутрішній стеблевідвід; *8* — зовнішній стеблевідвід; *9* — центральне перо; *10* — башмак; *11* — бральний апарат

Процес роботи клинового подільника відбувається таким чином. Під час руху, наприклад, жатки носок *2* подільника (рис. 6.1*е*) діє на стебла, розміщені в смузі, ширина *с* якої дорівнює ширині подільника. При цьому похилені стебла піднімаються і смуга розділяється на дві частини: *а* і *b*. Стебла, що знаходяться в частині *а*, спрямовуються до різального апарата, а в частині *b* відхиляються від боковини *1* жатки.

Прутковий і клиновий із зовнішнім стеблевідводом та торпедний подільники (рис. 6.1*б*—*г*) працюють аналогічно. Вони лише розширюють зону дії на стебла в бік різального апарата і поля.

Взаємне розміщення пасивного подільника і вала конвеєра валкової жатки. Осі симетрії подільника і вала конвеєра мають розміщуватися на одній лінії (рис. 6.2), тобто зміщення $\varepsilon = 0$. Зміщення подільника в бік поля ($\varepsilon > 0$) знижує захоплювану здатність конвеєра, зрізані стебла зависають на брусі й не потрапляють у валок, що призводить до втрат урожаю. Зміщення подільника в бік середини конвеєра ($\varepsilon < 0$) може спричинити захоплення планками конвеєра ще не зрізаних стебел, вибивання зерна із колосків або обривання бобів.

Взаємодія пасивного подільника зі стеблами. Як зазначалося, на збиральних машинах застосовують пасивні подільники, які мають форму три- або п'ятигранного клина. Під час руху машини в напрямку ϑ_M (рис. 6.3*а*) носок клина проникає між стеблами і розсовує їх. Найгіршою умовою слід вважати збіг площини стояння стебел з осьовою лінією подільника. При цьому стебла під дією клина носка зміщуються на кут γ убік і у міру руху вперед нахиляються на кут β. Таке розділення стеблостою може відбуватися, якщо немає переплутаних стебел і кут $\beta > 15°$. За $\beta \geq 15°$ одиноке стебло може зламатися, що призведе до втрати врожаю.

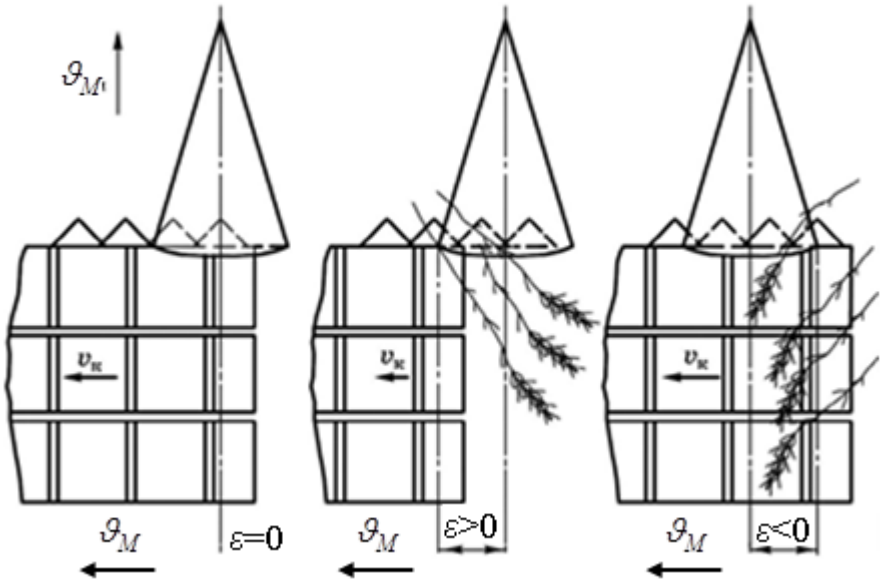


Рис. 6.2. Взаємне розміщення подільника і вала конвеєра

Інший процес відбувається під час розділення переплутаних стебел чи стеблової маси (рис. 6.3*б*,*в*). Характерно, що стебла переплутуються не у кореневій частині, а на певній висоті H. У такому разі подільник своїм носком A спочатку легко проникає в стеблостій і, діючи кромками AC і AC' підошви, розсовує його. Проте стебла не відхиляються, а охоплюють корпус подільника. У міру руху подільника вперед вузол O переплутаних стебел, спираючись на кромку AB, намагається зміститися на ньому вгору, дедалі більше затягуючись під дією сил P, що напрямлені донизу уздовж стебла.

Сили P, намагаючись витягнути стебла із вузла O, сприяють їх розділенню. Одночасно вони розтягують стебла, намагаючись розірвати їх або висмикнути з ґрунту.

Максимальне значення кута θ залежить від допустимої ширини b підошви подільника. За широкої підошви подільник підминає стебла, що призводить до втрат не зрізаним колосом, трав'яною масою або невибраними стеблами льону. При цьому, якщо подільник установлюють на великій відстані h від поверхні поля, а стебла, що збираються, допускають значне

відхилення до втрати ними пружних властивостей, то підошва може бути ширшою. В умовах середньо- і важкороздільної стеблової маси слід застосовувати подільник з вузькою підошвою. Проте створити міцну конструкцію такого подільника досить важко.

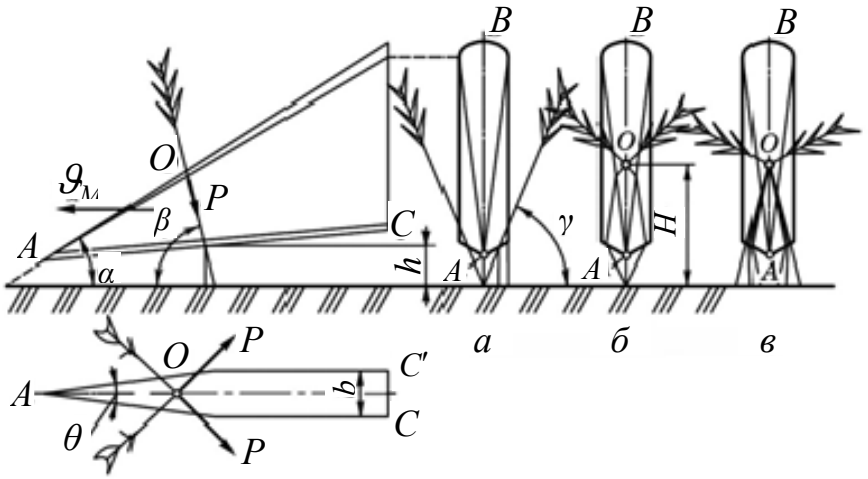


Рис. 6.3. Взаємодія пасивного подільника зі стеблами:
а — не переплутаними, що розміщуються в площині, яка збігається з осьовою лінією подільника; *б* — переплутаними, що розміщуються в площині, яка збігається з осьовою лінією подільника; *в* — переплутаними, що не розміщуються в площинах, які не збігаються з осьовою лінією подільника

Для нормальної роботи подільника вузол *O* стебел має проковзувати вгору вздовж кромки *AB*, зберігаючи сталим кут *β*. Тому кут *α* нахилу цієї кромки до горизонту беруть 30…35°.

Винос подільника відносно різального апарата вибирають мінімальним, щоб не знижувалася маневреність збирального апарата, але достатнім, щоб процес розділення стебел закінчувався до початку їх зрізування. Винос залежить від довжини рослин, ступеня їх переплутаності, кутів *α* і *θ* подільника, напрямку руху машини відносно полеглості стебел тощо. Цей параметр вибирають експериментально залежно від призначення збиральної машини.

Стан робочих поверхонь пасивного подільника також впливає на якість його роботи. Тому такі поверхні виконують гладенькими, що запобігає накопиченню стеблової маси на подільнику.

Напівактивні й активні подільники застосовують тоді, коли пасивні подільники неспроможні виконувати роботу, що характерно для важких умов збирання кормових культур, хлібів тощо. Схеми таких подільників показано на рис. 6.4.

Напівактивний подільник застосовують для розділення переплутаних стебел у кормозбиральних комбайнах. Корпус *2* (рис. 6.4*а*) такого подільника, діючи на смугу стебел, що дорівнює ширині корпусу, розділяє їх так само, як і пасивний клиновий подільник. Диск *1*, жорстко закріплений на валу мотовила, обертаючись, розрізує переплутані стебла.

Активні подільники є двох типів: різальні, фронтальну кромку яких обладнано різальним апаратом; активно-роздільні, фронтальну кромку яких обладнано органом, що переміщує переплутаний вузол вгору вздовж кромки, розтягуючи і розриваючи його.

Активний подільник із двоножовим різальним апаратом (з одним рухомим ножем) (рис. 6.4*б*) застосовують на валкових жатках і силосозбиральних комбайнах. Застосування таких подільників дає можливість нахиляти його кромку під великим кутом (до 65°), що значно зменшує його винос. Ніж урухомлює кривошипно-шатунний механізм з лінійною швидкістю 1,5…2,5 м/с.

Маятниковий подільник (рис. 6.4*в*) розділяє стебла, розриваючи або перерізаючи їх. Під час обертання мотовила ніж здійснює коливальний рух. Довжину подільника можна регулювати переставленням ножа вздовж робочого органу.

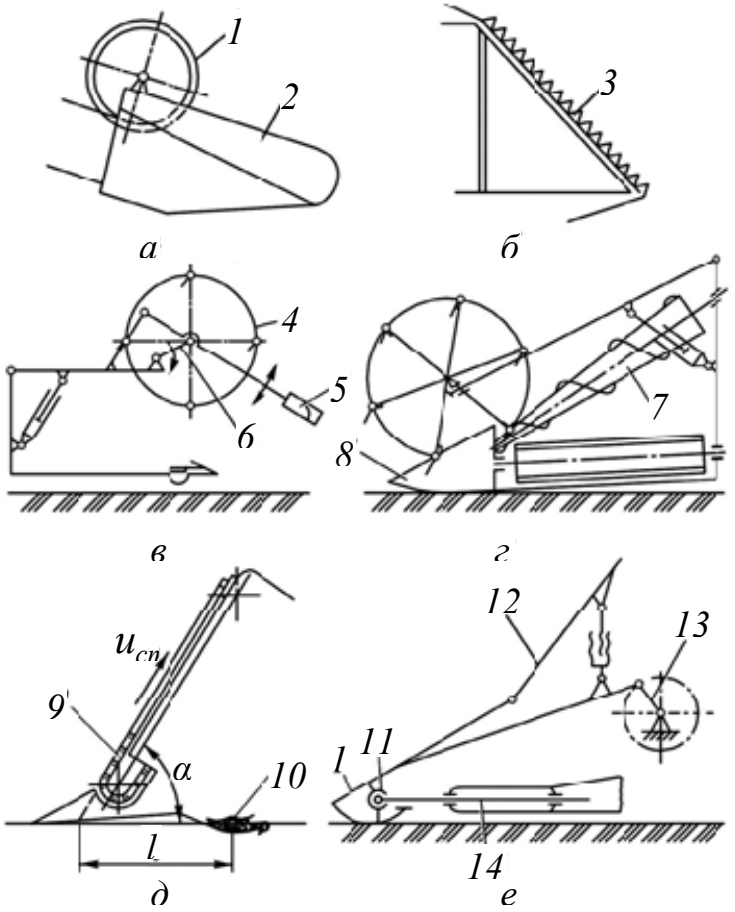


Рис. 6.4. Схеми напівактивних і активних подільників:
а — напівактивний; *б* — активний ножовий; *в* — маятниковий; *г* — шнековий; *д* — ланцюговий; *е* — комбінований; *1* — диск; *2* — корпус; *3* — різальний апарат; *4* — мотовило; *5* — ніж; *6* — кривошип; *7* — шнек; *8* — клин; *9* — ланцюг; *10* — різальний апарат; *11* — перший каскад; *12* — другий каскад; *13* — кривошопно-шатунний механізм

Шнекові подільники (рис. 6.4*г*) виконують у вигляді циліндра (діаметром 160…200 мм) або зрізаного конуса (діаметрами 70…90 і 180…220 мм) з невисоким (35…40 мм) одноходовим витком з кроком 450…500 мм. У нижній частині шнекового подільника встановлюють пасивний подільник у вигляді гострого тригранного клина *8*. Лінійна швидкість циліндричного подільника на зовнішній кромці витка 2,2…2,6 м/с, а конусного в нижній частині 1,6…2,2 м/с, у верхній — 3,2…4,5 м/с. Кут нахилу подільника до горизонту 45…70°.

Ланцюговий, або пасовий, подільник виконаний у вигляді нескінченного ланцюга (рис. 6.4*д*) або паса з ланками чи кулачками.

Вони переміщують переплутаний вузол стебел вгору вздовж кромки, розтягуючи і розриваючи його так само, як і шнекові подільники.

Режим роботи активного подільника має бути таким, щоб його фронтальна кромка не накопичувала стебла, а активний орган (шнек, ланцюг, пас) діяв на них з малим імпульсом.

Для виконання цієї умови потрібно, щоб горизонтальна складова швидкості $u_{ст}$ переміщення переплутаних стебел дорівнювала швидкості ϑ_M машини, тобто:

$$u_{ст} \cos \alpha = \vartheta_M , \tag{6.1}$$

де α — кут нахилу фронтальної кромки подільника до горизонту.

Під час переміщення стебел уздовж робочої кромки подільника вони проковзують. Отже, швидкість ланцюга:

$$u_{Л} = \frac{\vartheta_M}{K \cos \alpha}, \tag{6.2}$$

де K = 0,90…0,95 — коефіцієнт ковзання.

Швидкість осьового переміщення стебел (вузла) уздовж кромки шнекового подільника визначають за залежністю:

$$u_{Ш} = \frac{nt}{K}, \tag{6.3}$$

де n — частота обертання шнека; t — крок витків шнека.

Шнековий подільник працює за умови:

$$\frac{nt}{K} = \frac{\vartheta_M}{K \cos \alpha}. \tag{6.4}$$

Комбінований подільник (рис. 6.4*е*) працює за принципом підкидання стеблової маси у вертикальному напрямку. Під час підкидання порушується зв'язок між стеблами, завдяки чому вони легко розділяються. Крім того, на них перестає діяти сила тертя, а це сприяє підніманню їх угору вздовж фронтальної кромки подільника. Гострий кут (20…30°) біля носка подільника (на першому каскаді) дає йому змогу проникати в стеблостій знизу і розділяти його. На верхньому каскаді, встановленому під кутом 45…60° до горизонту, порушуються міцніші зв'язки.

У такому подільнику передбачено регулювання кутів нахилу нижнього і верхнього каскадів, частоти і амплітуди їх коливання. Якщо стеблостій легко розділяється, привод каскадів подільника вимикають, і він виконує функцію пасивного подільника.

Стеблепідіймачі встановлюють на різальних апаратах жаток для збирання полеглих зернових колосових, бобових, риса, соняшнику та інших культур. Вони піднімають рослинну масу над різальним апаратом і вводять її в зону дії мотовила. У бурякозбиральних машинах використовують гичкопідіймачі, які піднімають полеглу гичку і утворюють пучок.

За конструкцією стебле- і гичкопідіймачі поділяють на пасивні й активні.

Пасивні стеблепідіймачі є жорсткі, шарнірні та шарнірно-телескопічні.

Жорсткий стеблепідіймач кріплять на палець *3* (рис. 6.5*а*) різального апарата без зазору. У разі зіткнення корпусу *1* з нерівностями поля він відхиляється у вертикальній площині лише завдяки пружності самого корпусу, що призводить до втрат зерна незрізаним колосом.

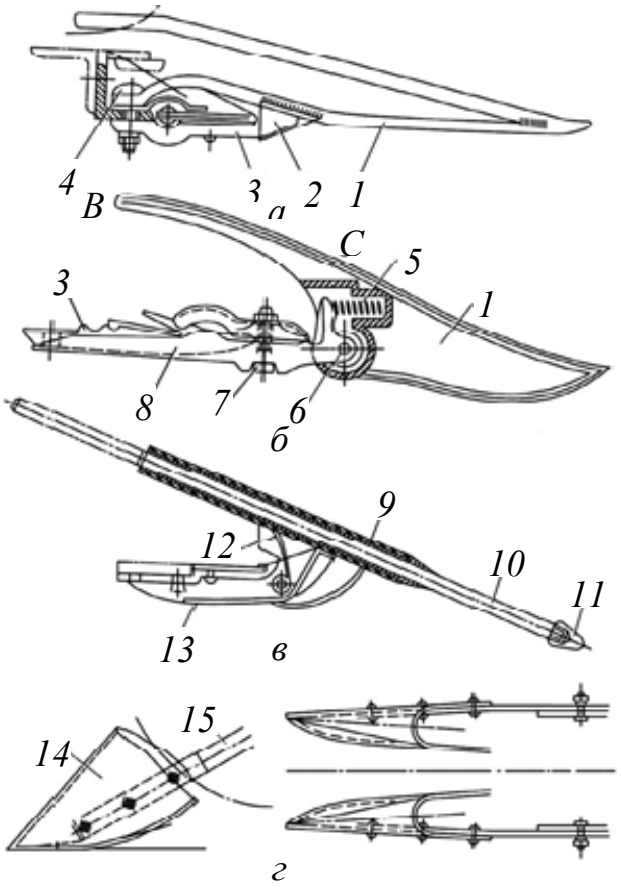


Рис. 6.5. Схеми пасивних стеблепідіймачів і гичкопідіймача:
а — жорсткого; *б* — шарнірного; *в* — шарнірно-телескопічного; *г* — жорсткого гичкопідіймача; *1*, *9* — корпуси; *2* — ковпачок; *3* — палець різального апарата; *4*, *7* — болти; *5*, *12* — пружини; *6* — вісь; *8* — кронштейн; *10* — шток; *11* — носок; *13* — тримач; *14* — обтікач; *15* — держак

Шарнірний стеблепідіймач (рис. 6.5 *б*) допускає менші втрати врожаю, оскільки він може незалежно від жатки копіювати рельєф поля, чому сприяє циліндрична пружина *5*. Шарнірно-телескопічний стеблепідіймач (рис. 6.5*в*), як і шарнірний, може автономно копіювати рельєф поля. Він має рухомий шток *10*, розміщений у корпусі *9*, який шарнірно приєднано до тримача *13*. Носок *11* штока плоскою пружиною *12* притискується до землі.

Шарнірні та шарнірно-телескопічні стеблепідіймачі використовують на жатках для збирання зернових колосових і бобових культур. Вони задовільно працюють на щільних ґрунтах, але на ґрунтах пухких і високої вологості недостатньо копіюють нерівності поля.

Пасивний гичкопідіймач (рис. 6.5*г*) має форму конічного обтікача *14*, жорстко закріпленого на держаку *15*. Лобову частину обтікача розміщено під кутом до горизонту, що сприяє кращому підніманню гички і формуванню її в пучок.

Активний стеблепідіймач піднімає стебла пальцями з примусовим рухом. Його встановлюють на жатках для збирання полеглих культур. Він виконаний у вигляді барабана *1* (рис. 6.6*а*), який обертається навколо осі *3*. Крізь шарнірні вічка барабана пропущені пальці *2*, які можуть повертатися навколо осі *4*, ексцентрично жорстко розміщеної відносно осі цього барабана. Під час обертання барабана пальці, почергово виходячи із барабана, піднімають стебла і після зрізування, ховаючись у середину барабана, передають їх на транспортувальні пристрої.

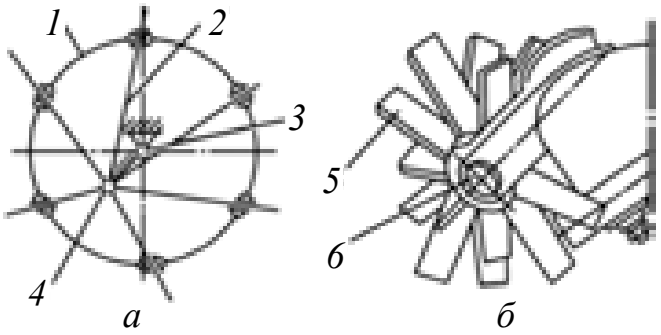


Рис. 6.6. Схеми активних стеблепідіймача *(а)* і гичкопідіймача *(б):*
1 — барабан; *2* — палець; *3* — вісь барабана; *4* — вісь пальців; *5* — лопать; *6* — вісь лопатевого барабана

Активний гичкопідіймач (рис. 6.6*б)* має вигляд гнучких лопатей *5*, які обертаються навколо осі *6*. Вони розміщені під кутом до горизонтальної площини і лінії рядка. Обертаючись, лопаті діють на гичку як уздовж, так і впоперек рядка, завдяки чому піднімають її і підводять до іншого робочого органу. Переваги активних стебле- і гичкопідіймачів порівняно з пасивними полягають у тому, що вони краще копіюють нерівності поля і не тільки піднімають полеглі стебла, а й спрямовують їх на транспортувальні пристрої.

Недоліками барабанних стеблепідіймачів з пальцями, що ховаються, є обчісування бобів, обмолот зерна та незабезпечення піднімання всіх полеглих стебел. Аналіз конструкцій машин засвідчує, що на збиральних машинах найширше застосовують пасивні стебле- і гичкопідіймачі.

На основі теоретичних і експериментальних досліджень можна дійти таких висновків. Стебла мають переміщуватися на робочій поверхні стеблепідіймачів із ковзанням, яке може відбуватися за умови:

$$\frac{\pi}{2} - \alpha \geq \varphi, \tag{6.5}$$

де α і φ — кут установлення фронтальної кромки до горизонту та кут тертя стебла об кромку пасивного стеблепідіймача.

Довжина стебла, на яку діє поверхня стеблепідіймача під час переміщення її на одну й ту саму відстань, збільшується зі збільшенням кутів α і φ. Унаслідок цього більша кількість стебел накопичується на робочій поверхні. При цьому поверхня забивається і розділення переплутаних стебел погіршується.

Зі збільшенням виносу носка стеблепідіймача відносно різального апарата і кута α встановлювальну висоту зрізу різального апарата потрібно зменшувати. Невиконання цієї умови призведе до зрізування стебел у зоні розміщення бобів, волоті чи колоса.

6.1.2. Різальні апарати

Призначення, типи і застосування різальних апаратів. 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 зерно-, кормо- і кукурудзозбиральних комбайнів для скошування, відповідно, зернових культур, трав і грубостеблових культур, а також косарки-подрібнювачі для заготівлі зеленого корму. Класифікацію різальних апаратів наведено на рис. 6.7, а їхні схеми і робочі елементи — на рис. 6.8.

Параметри, що впливають на різальну здатність ножа. Здатність ножа виконувати свою функцію, тобто поділяти матеріал на частини, передаючи йому через свою різальну частину зусилля, що прикладені до ножа, називають його *різальною здатністю*.

Різальна здатність ножа що вища, то менше зусилля і робота потрібні для перерізання матеріалу. На різальну здатність ножа впливають його кут загострення, гострота і стан різальної кромки.

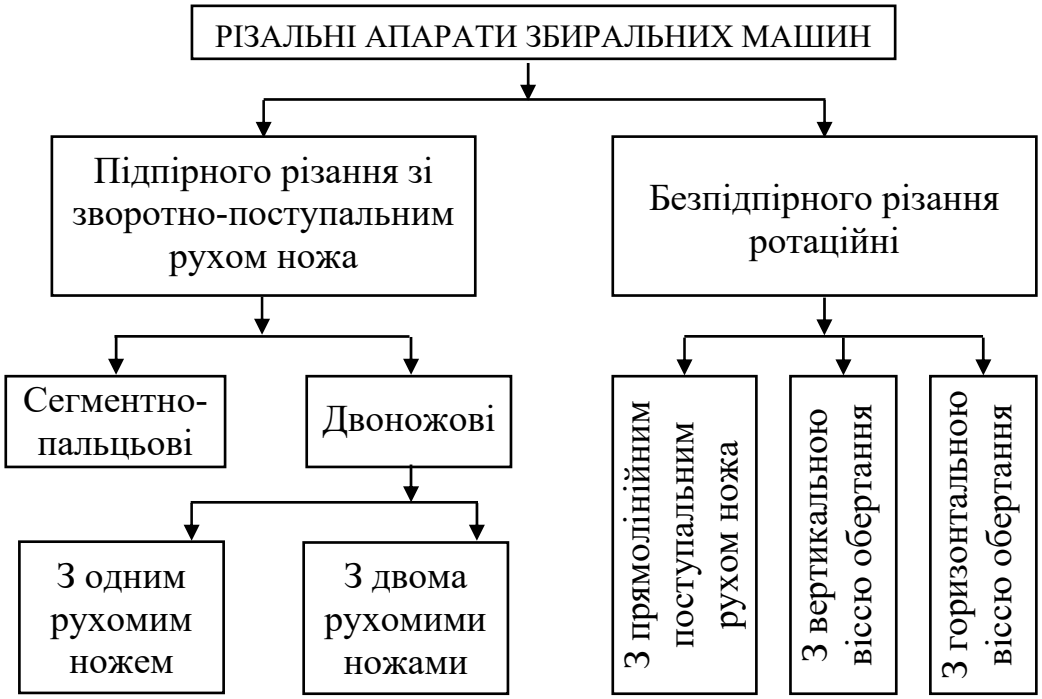


Рис. 6.7. Класифікація різальних апаратів

У процесі використання ножа його різальна здатність змінюється, оскільки зазначені параметри змінюються внаслідок їх спрацювання.

Елементи і параметри ножа. Незалежно від форми ножа його різальна частина має вигляд двогранного клина (рис. 6.9).

Робоча частина ножа має грані *AB* і *AC*, які утворюють кут γ, який називають *кутом загострення*. Лінію перетину граней називають різальною кромкою. Грань *AB* називають ще фаскою. Під гостротою ножа δ розуміють діаметр $2r$ кола, яке можна вписати у фаски (рис. 6.9*в*). У разі зменшення кута загострення з γ_1 до γ_4 (рис. 6.9*б*) гострота різальної кромки поліпшується, але міцність робочої частини ножа зменшується.

Різальна кромка виготовлена у вигляді мікрозубців (рис. 6.9*г*) різної висоти, що утворюються під час загострювання ножа. Якщо заточувальний брусок великозернистий, то зубці матимуть більшу висоту, ніж коли брусок дрібнозернистий.

Кут загострення ножа. Під час переміщення ножа під кутом загострення γ_1 (рис. 6.10*а*) у матеріалі під дією сили P_1 на робочих гранях ножа виникають нормальні реакції N_1 і N_2 та сили тертя $F_1 = f_1 N_1$ і $F_2 = f_2 N_2$. Аналогічно відбувається процес, коли ніж з кутом загострення γ_2 переміщується під дією сили P_2 (рис. 6.10*в*) у такому самому матеріалі. За умови $\gamma_2 < \gamma_1$ сила $P_2 < P_1$.

Зазначену закономірність можна підтвердити також аналітичним способом.

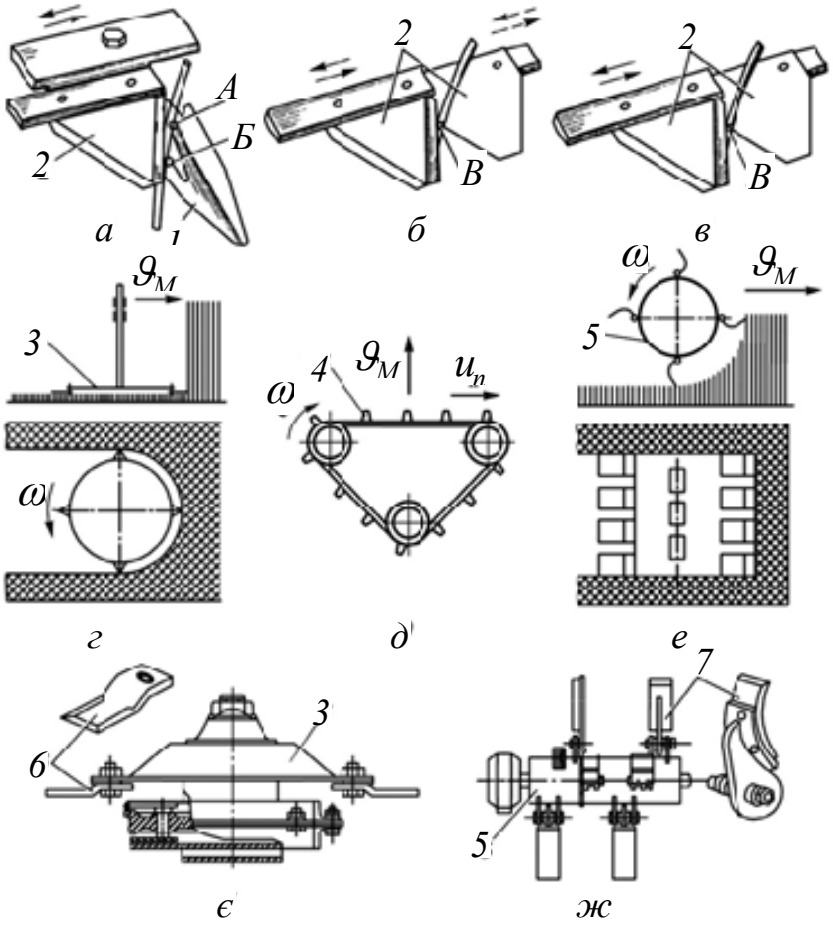


Рис. 6.8. Різальні апарати збиральних машин:
а — сегментно-пальцьовий різальний апарат; *б* — двоноживий різальний апарат з двома рухомими ножами; *в* — двоноживий різальний апарат з одним рухомим ножем; *г* — ротаційний різальний апарат з вертикальною віссю обертання ротора; *д* — ротаційний різальний апарат з прямолінійно-поступальним рухом ножів; *е* — ротаційний різальний апарат з горизонтальною віссю обертання ротора; *є* — ротор ротаційної косарки; *ж* — ротор косарки-подрібнювача; *А* і *В* — точки опори стебла; *1* — палець з пером; *2* — сегмент ножа; *3* — диск з ножами; *4* — пас з ножами; *5* — барабан з ножами; *6* — ніж диска; *7* — ніж барабана

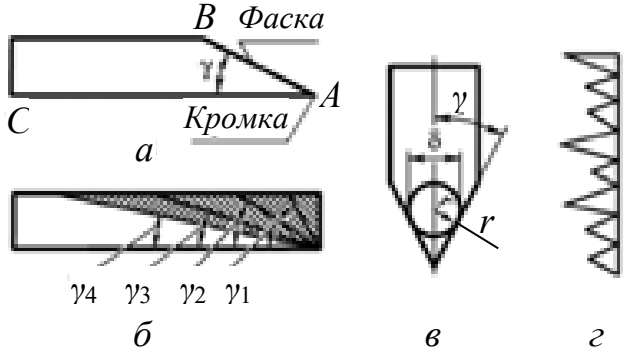


Рис. 6.9. Елементи і параметри ножа:
а, *б* — кути загострення (*γ*); *в* — гострота (*δ*); *г* — стан кромки

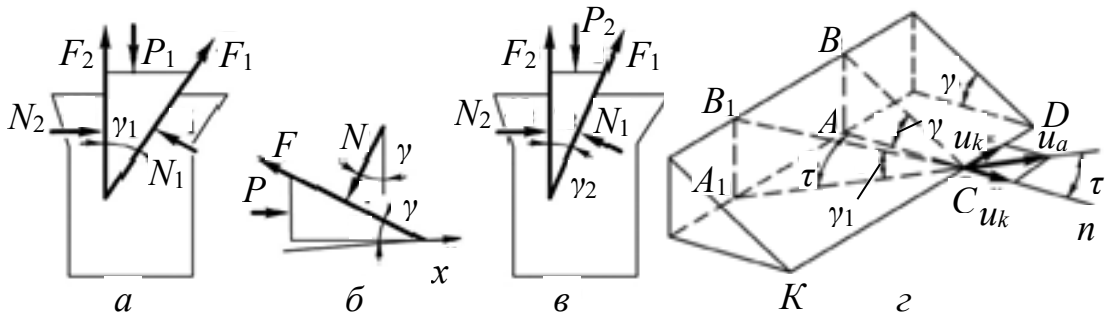


Рис. 6.10. Схема до визначення:
а, *б*, *в* — впливу кута загострення ножа на зусилля перерізання матеріалу;
г — трансформованого кута загострення ножа

Нехай ніж із кутом загострення γ (рис. 6.10*б*) переміщується в матеріалі в напрямку осі x. Унаслідок цього на верхній грані виникає нормальна реакція N і сила тертя $F = fN$. Для спрощення вважатимемо, що на нижній грані реакції немає.

Спроектувавши всі сили на вісь x, отримаємо:

$$\sum P_x = P - N\sin\gamma - F\cos\gamma = 0\,. \qquad (6.6)$$

Беручи до уваги, що $F = fN$, а $f = tg\varphi$, де F — сила тертя; f — коефіцієнт тертя; φ — кут тертя матеріалу на грані, отримаємо:

$$P = N\sin\gamma + fN\cos\gamma;\ P = N\left(\sin\gamma + \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi}\cos\gamma\right);\ P = N\left[\frac{\sin(\gamma+\varphi)}{\cos\varphi}\right]. \qquad (6.7)$$

Із залежності (6.7) бачимо, що зі збільшенням кута γ зусилля P на перерізання матеріалу зростає. Щоб зменшити P, доцільно зменшувати γ. Проте, як бачимо з рис. 6.9*б*, зменшувати кут γ безмежно не можна, оскільки зменшується міцність робочої частини ножа.

Тоді виникає запитання, чи не можна залишити той самий кут загострення γ, а різання здійснювати під кутом $\gamma_1 < \gamma$, не перезаточуючи ножа? Теоретичні та експериментальні дослідження засвідчують, що такий процес можливий.

Кінематична трансформація кута загострення. Якщо абсолютна швидкість u_a ножа напрямлятиметься вздовж нормалі n (рис. 6.10*г*), тобто перпендикулярно до різальної кромки KD, то матеріал перерізатиметься під вихідним кутом загострення γ.

Якщо напрямок абсолютної швидкості ножа відхилений від нормалі на кут τ, то перерізання матеріалу здійснюватиметься під кутом γ_1, меншим від кута γ. Оскільки $AB = AC\ tg\gamma$, а $A_1B_1 = A_1\ Ctg\gamma_1$ і $AB = A_1B_1$, тоді $A_1C\ tg\gamma_1 = AC\ tg\gamma$.

Із трикутника A_1AC маємо $AC = A_1C\cos\tau$.

Тоді $A_1C\ tg\gamma_1 = A_1C\cos\tau\ tg\gamma$, або $tg\gamma_1 = tg\gamma\cos\tau$. (6.8)

Так за $\gamma = 45°$ і $\tau = 60°$ відповідно до залежності (6.8) $\gamma_1 = 27°$, тобто вихідний кут загострення зменшився на 18°.

Відношення різниці між вихідним кутом загострення γ і трансформованим γ_1 до вихідного називають *коефіцієнтом трансформації кута загострення*, тобто:

$$K_\gamma = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma}. \qquad (6.9)$$

Кут τ (рис. 6.10*г*) називають *кутом ковзання*, а відношення швидкості ковзання $u_к$ до нормальної швидкості $u_н$, тобто $\varepsilon = u_к / u_н = tg\,\tau$ — *коефіцієнтом ковзання*.

Отже, щоб підвищити різальну здатність ножа (зменшити зусилля на перерізання матеріалу, не перезаточуючи ніж на менший кут загострення), потрібно збільшувати кут ковзання, тобто кут між нормаллю до різальної кромки і напрямком абсолютної швидкості ножа.

Кінематична трансформація гостроти різальної кромки. Кромка ножа — це поздовжній відрізок круглого циліндра. У поперечному перерізі вона має контур дуги кола радіусом r (див. рис. 6.9*в*). Як зазначалося, гостроту δ ножа вимірюють подвоєним радіусом кривини кромки, тобто $\delta = 2r$.

Під час різання з похилом ножа і різання з ковзанням переріз кромки трансформується так само, як і кут загострення (див. рис. 6.10*г*). При цьому вона набуває форму поздовжнього відрізка еліптичного циліндра. Контур цього відрізка має вигляд дуги еліпса радіусом r_1 (рис. 6.11*а*). Відомо, що $r_1 = r\,cos\tau$, а трансформована гострота:

$$\delta_1 = \delta\,cos\tau. \qquad (6.10)$$

За аналогією з коефіцієнтом трансформації кута загострення коефіцієнт трансформації K_δ гостроти різальної кромки:

$$K_\delta = \frac{\delta - \delta_1}{\delta} = 1 - cos\,\tau. \qquad (6.11)$$

Так, якщо $\tau = 45°$, тоді $\delta_1 < \delta$ на 30 %. За максимально доцільного, з погляду кінематичної трансформації кута загострення ножа, коефіцієнта ковзання $\varepsilon = 10$ гострота кромки збільшується приблизно в 10 разів, оскільки цьому коефіцієнту ε відповідає $cos\tau \approx 1$ і, отже, $\delta_1 = 0{,}1\delta$. Експериментальні дані засвідчують, що робота та питома робота різання зменшуються приблизно в 2—3 рази тільки завдяки підвищенню гостроти кромки в 4 рази (від 200 до 50 мкм).

Отже, щоб підвищити різальну здатність ножа, не відновлюючи гостроту різальної кромки, доцільно збільшувати кут ковзання.

Стан різальної кромки. Як зазначалося раніше (див. рис. 6.9*г*), різальна кромка ножа має вигляд мікрозубців різної висоти. Якщо напрямок абсолютної швидкості u_a ножа збігається з нормаллю n, яку проведено до різальної кромки, або кут похилу α ножа дорівнює 90° (рис. 6.11*б*), то мікрозубці швидко руйнуються або зношуються, особливо вищі.

Це пов'язано з тим, що у такому випадку мікрозубці працюють на поздовжній згин. Краще мікрозубці працюють на зрізування, оскільки при цьому міцність більша, ніж на поздовжній згин.

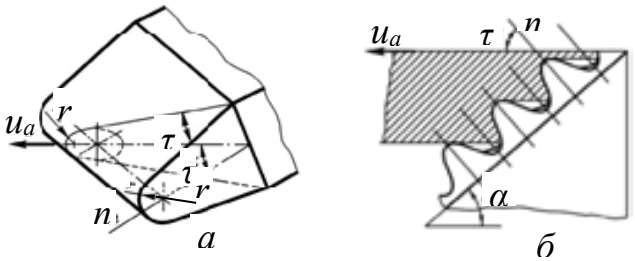


Рис. 6.11. Схема до визначення:
а — трансформованої гостроти ножа; *б* — розміщення різальної кромки з метою забезпечення стійкості її мікрозубців

Ось чому бажано матеріал перерізати з похилом ножа або збільшувати кут ковзання τ.

Отже, щоб підтримувати різальну здатність ножа протягом певного часу його роботи, при цьому не відновлюючи стану різальної кромки, слід збільшувати кут ковзання τ або зменшувати кут похилу α ножа.

При цьому велике значення має також міцність матеріалу, з якого виготовлено робочу частину ножа, його термообробка тощо.

6.1.3. Сегментно-пальцьові різальні апарати. Типи. Механізми привода. Основи теорії та розрахунку

Сегментно-пальцьові різальні апарати відомі з 1800 р., коли англієць Р. Мейєр одержав патент на різальний апарат з прямолінійним зворотно-поступальним рухом ножа, який працював за принципом ножиць. У 1842 р. Мак Кормік (Америка) удосконалив цей апарат і довів його майже до сучасного вигляду. З 1842 до 1851 рр. з такими апаратами працювали жатки-лобогрійки, з 1851 р. — жатки-самоскидки, а з 1873 р. — жатки-снопов'язалки.

Типи. Сегментно-пальцьові апарати мають такі геометричні та кінематичні параметри (рис. 6.12): t — крок різальної частини (відстань між осьовими лініями сегментів); t_0 — крок протирізальної частини (відстань між осьовими лініями пальців); S — хід ножа (переміщення ножа з одного крайнього положення в інше).

Залежно від співвідношення цих параметрів апарати є:

- нормального різання з одинарним ходом ножа;
- нормального різання з подвійним і некратним ходом ножа;
- низького і середнього різання.

Апарат нормального різання з одинарним ходом ножа характеризується співвідношенням $t = t_0 = S = 76{,}2$ мм (3″) або 90 мм (рис. 6.12*а*). Апарат нормального різання з одинарним ходом ножа з кроком 76,2 мм застосовують у косарках і жатках для скошування трав, зернових культур, а з кроком 90 мм — у жатках для скошування кукурудзи, соняшнику та інших товстостеблових культур.

Апарат нормального різання з подвійним ходом ножа має співвідношення $2t = 2t_0 = S$ = 152,4 або 101,6 мм (рис. 6.12*б*). Різальний апарат з ходом ножа 152,4 мм використовують у косарках і жатках, а з ходом 101,6 мм — у косарках для степових трав.

Апарат нормального різання з некратним ходом ножа характеризується співвідношенням $k\ t = k\ t_0 = S$, де $1 < k < 2t = t_0$ = 76,2 мм. Так, у жатках комбайнів «Дон» S = 88 мм, а «Лан» — S = 84 мм.

Апарат низького різання має співвідношення $t = 2t_0 = S$ = 76,2 або 101,6 мм (рис. 6.12*в*). Такі апарати застосовували в жатках перших причіпних комбайнів (С-1, С-6).

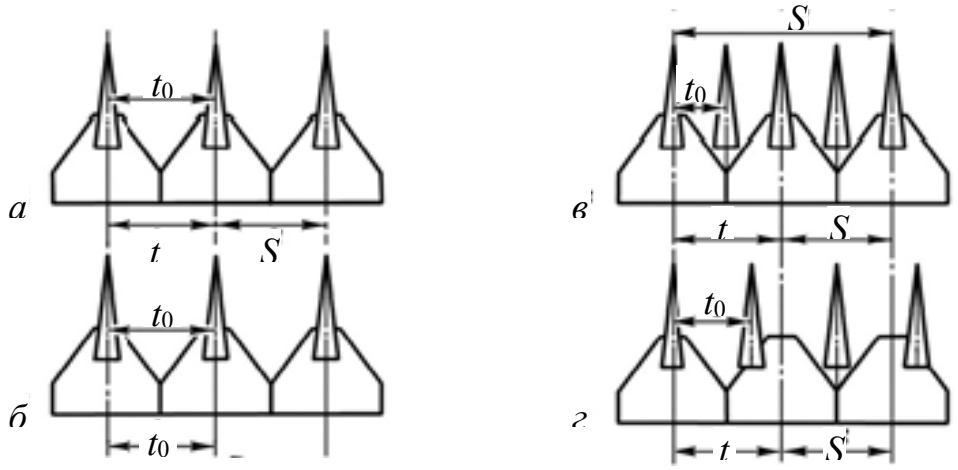


Рис. 6.12. Типи сегментно-пальцьових різальних апаратів:
а — нормального різання з одинарним ходом ножа; *б* — нормального різання з подвійним ходом ножа; *в* — низького різання; *г* — середнього різання

Апарат середнього різання характеризується співвідношенням $t = k\ t_0 = S$ = 76,2 або 101,6 мм, де $1{,}2 < k < 1{,}4$ (рис. 6.12*г*). Такі апарати застосовують у косарках провідних фірм європейських країн.

Сегменти, протирізальні пластини і пластини тертя різальних апаратів виготовляють із сталі У9А. Різальні елементи сегментів і протирізальних пластин гартують і відпускають до твердості HRC 50…56 на ширину 10…15 мм. Твердість у незагартованій частині не має перевищувати HRC 35. Спинку ножа виготовляють із сталі Ст.5 чи сталі 35, із холоднотягненої сталі У9 або 70Г з тимчасовим опором не менше ніж 540 МПа, притискні лапки — із чавуну Л4 33-8.

Оптимальний кут загострення сегментів становить 19…25°, сегментів, що мають насічку — 23…28°, а протирізальних пластин 60…90°. Застосовують сегменти з кутом загострення до 35°. Гострота різальних кромок сегмента 25…30 мкм.

Скошувати трави можна доти, доки гострота кромки сегмента не досягне 80 мкм, а зернові культури — 120 мкм. Через кожні 3…4 год роботи

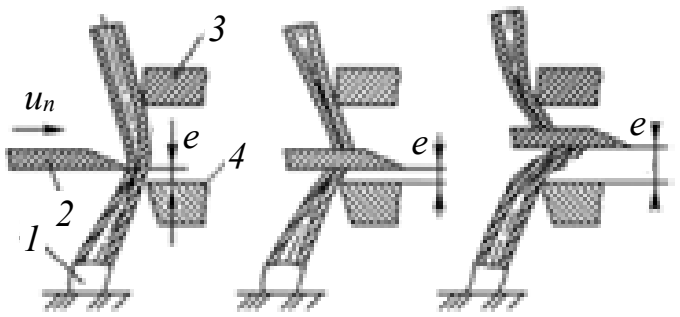
сегменти слід загострювати. Сегменти з насічкою не загострюють. Насічка на гранях сегмента запобігає висковзуванню рослин під час підведення їх сегментом до протирізальної пластини. Насічку роблять з кроком в 2—3 рази меншим, ніж діаметр стебла.

Невиконання такої умови призводить до заклинювання стебел між зубцями насічки. Тому для сегментів жаток крок насічки становить 1,0…1,2 мм, для косарок — 0,2…0,3 мм. Насічка з кроком 0,2…0,3 мм відбувається під час заточування гладеньких фасок сегмента великозернистими абразивними кругами.

Якість роботи сегментно-пальцьового різального апарата значною мірою залежить від зазорів у різальній парі (сегмент — протирізальна пластина).

Рекомендований зазор біля меншої основи сегмента 0,3 мм, біля більшої — до 1 мм.

Якщо зазор *е* (рис. 6.13) великий, то стебла можуть затягуватися в нього. Внаслідок цього різальний апарат забивається і збільшується навантаження на ніж і механізм його привода.



а *б* *в*

Рис. 6.13. Схема роботи сегментно-пальцьового різального апарата:
а — зближення стінок стебла; *б* — прогин і зрізування стебла;
в — затягування стерні і стебла в зазор;
е — зазор між сегментом і протирізальною частиною;
1 — стебло; *2* — сегмент; *3* — перо пальця;
4 — протирізальна частина пальця (вкладиш)

Механізми привода ножа. Ножі збиральних машин урухомлюють 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. 6.14*а*) виконують дезаксіальним, тобто вісь *А* 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 *В* була вище від лінії руху ножа. Невиконання цієї умови призводить до намотування стерні на кривошип.

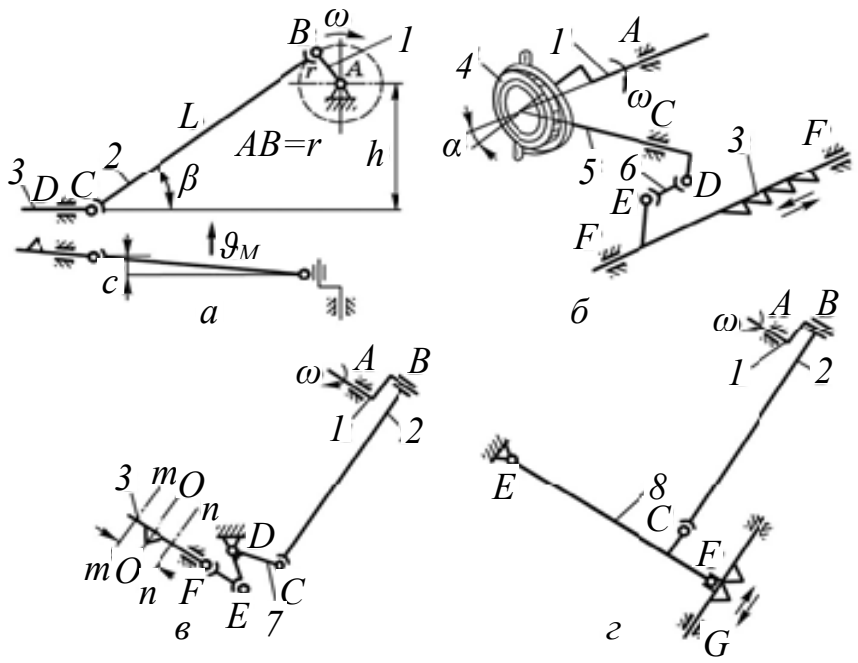


Рис. 6.14. Схеми механізмів приводу ножа:

а — кривошипно-повзунний механізм; *б* — коливальної шайби; *в* — кривошипно-повзунний з коромислом; *г* — кривошипно-повзунний з водилом; *1* — корба; *2* — шатун; *3* — ніж; *4* — коливальна шайба; *5* — вилка; *6* — з'єднувальна ланка; *7* — коромисло; *8* — водило

Через пружні деформації в елементах пальцьового бруса і зазорів у шарнірах під час роботи шарнір *D* відходить назад. Унаслідок цього ніж і палець кривошипа рухаються в різних площинах, що призводить до виникнення додаткових зусиль у ланках механізму.

Тому перед початком роботи польовий кінець пальцьового бруса зміщують уперед за ходом машини на відстань *C*. Тоді під час роботи машини під дією опору стеблової маси, що зрізується, пальцьовий брус відійде назад, площини руху ножа і пальця кривошипа збіжаться.

Дезаксіал *h* негативно впливає на сили тертя в різальному апараті. Що більший *h*, то більший кут *β* відхилення шатуна 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.

Механізм коливальної шайби (рис. 6.14*б*) виконаний так. На вальницях кривошипа *1* посаджено шайбу *4*. Її вісь розміщена під кутом *α* до осі ланки *6*. Через вальниці шайбу з'єднано вилкою *5*, вилку шарнірно — із з'єднувальною ланкою *6*, а її — із головкою ножа.

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

Коливальна шайба — компактний механізм. Її основні частини можна винести із зони зрізу рослинної маси. Такий механізм застосовують у валкових жатках, жатках кормо- і зернозбиральних комбайнів «Дон», «Славутич», «Лан» тощо.

Кривошипно-повзунний механізм з коромислом (рис. 6.14*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 урухомлює 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 *mm* 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 за відхилення ланки *EF*.

Кривошипно-повзунний механізм з водилом (рис. 6.14*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 унеможливлює намотування стебел чи стерні на ланки.

Основи теорії та розрахунку. Максимальні швидкості й прискорення ножа центрального (аксіального) і зміщеного (дезаксіального) за $l = (15...25)$ r механізмів привода, 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 $u_н$ і прискорення $j_н$ визначимо для аксіального механізму (вісь обертання кривошипа і ніж розміщують на одній лінії).

Переміщення ножа. Нехай кривошип *AB* радіусом r (рис. 6.15) обертається за ходом годинникової стрілки з кутовою швидкістю ω. Вибираємо систему координат *xOy*. Якщо кривошип і шатун *BC* завдовжки l розміщуватиметься на одній лінії , тобто вздовж осі x, то кут повороту кривошипа дорівнюватиме нулю ($\omega t = 0$), а ніж займе крайнє ліве положення (точка *C*).

Коли кривошип за деякий проміжок часу t повернеться на кут ωt, шатун займе положення B_1C_1. Переміщення ножа $x = AC - AC_1$.

Оскільки $AC = r + l$, $AC_1 = l\cos\beta + r\cos\omega t$, то $x = r + l - l\cos\omega t$, або $x = r(1 - \cos\omega t) + l(1 - \cos\beta)$.

Як бачимо із рис. 6.17, $B_1D = r\sin\omega t = l\sin\beta$.

Тоді $\sin\beta = \frac{r}{l}\sin\omega t$; $\cos\beta = \sqrt{1 - \frac{r}{l\sin^2\omega t}}$.

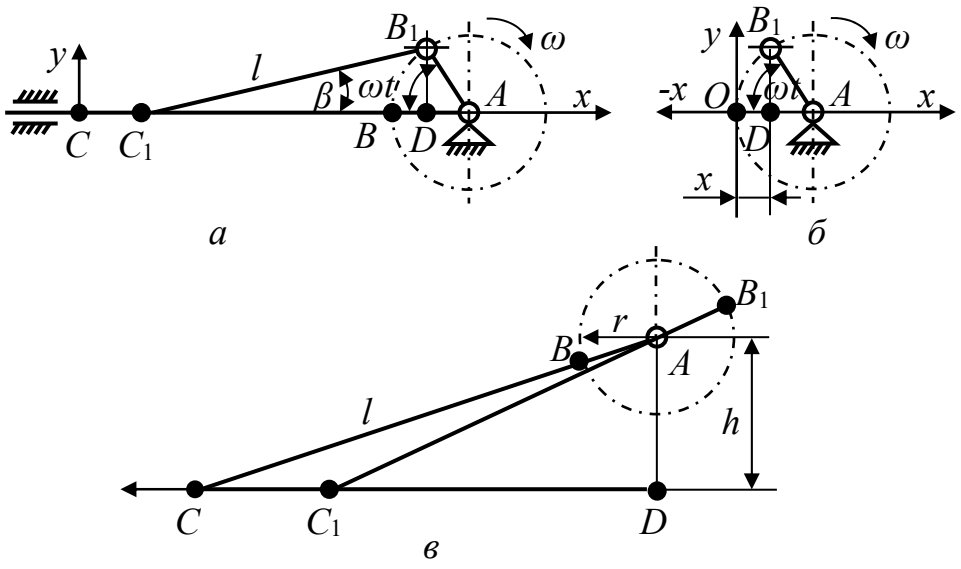


Рис. 6.15. Схема до визначення переміщення ножа:
а, *б* — з аксіальним коробово-повзунним механізмом його приводу;
в — з дезаксіальним механізмом його приводу

Якщо $r / l =$ 0,1...0,04, тоді $cos\beta$ = 0,996...0,999.

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

$$x = r\,(1 - cos\omega t). \qquad (6.12)$$

Залежність (6.12) є рівнянням правильного гармонічного коливання. Зі схеми рис. 6.15*б* бачимо, що таке саме рівняння має проекція точки B_1 пальця кривошипа на вісь x з початком у точці O.

Швидкість ножа. Продиференціювавши рівняння (6.12) за t, отримаємо залежність зміни швидкості ножа у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа:

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = u_н = \omega \cdot r\,sin\,\omega t\,. \qquad (6.13)$$

Прискорення ножа. Продиференціювавши рівняння (6.13) за t, дістанемо залежність зміни прискорення у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = j_н = \omega^2 r\,cos\,\omega t\,. \qquad (6.14)$$

Хід ножа. Під час повороту кривошипа на кут $\omega t = \pi$ (рис. 6.16*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. 6.15*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 $DC_1 = \sqrt{(l-r)^2 - h^2}$, тоді $S = \sqrt{(l+r)^2 + h^2} - \sqrt{(l-r)^2 - h^2}$.

За $l = 25r$ і $h = 7r$ маємо $S = 2r \cdot 1{,}075$, тобто хід ножа на 7,5 % більший від подвоєного радіуса кривошипа.

Усе це потрібно враховувати під час центрування ножа.

Якщо для апарата нормального різання радіус кривошипа дорівнює 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 руху ножа за прямого та зворотного ходу будуть неоднакові.

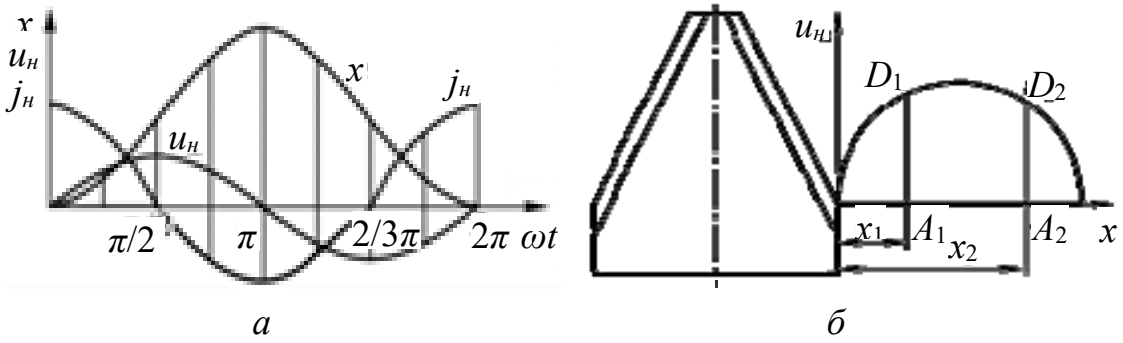
Щоб забезпечити стійкість пальцьового бруса у вертикальній площині, потрібно, аби кривошипний вал дезаксіального механізму обертався проти ходу годинникової стрілки, якщо пальцьовий брус розміщений зліва від кривошипа, і за ходом годинникової стрілки — якщо він розміщений справа.

У цих випадках максимальне зусилля нормального тиску напрямлене донизу і притискує пальцьовий 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 корби бажано передбачати недобіг ножа, а з меншою — перебіг.

Графіки зміни кінематичних характеристик ножа залежно від кута повороту кривошипа показано на рис. 6.16*а*.



а *б*

Рис. 6.16. Графіки зміни кінематичних параметрів ножа залежно від кута повороту кривошипа:

а — переміщення (x), швидкості ($u_н$) і прискорення ($j_н$) ножа залежно від кута повороту кривошипа; *б* — швидкості сегмента ножа залежно від його переміщення

Як бачимо, максимальну швидкість ніж матиме за його середнього положення ($x = r$; $\omega t = 2\pi$), а максимальне прискорення — за його крайніх положень ($x = 0$; $x = 2r$; $\omega t = 0$; $\omega t = \pi$).

Аналіз кінематичного режиму роботи ножа можна значно спростити, якщо швидкість і прискорення виразити залежно від переміщення x. Так, вилучивши із залежностей (6.12) і (6.13) кут повороту ωt, отримаємо рівняння еліпса:

$$\left(\frac{r-x}{r}\right)^2 + \left(\frac{u_н}{r\omega}\right)^2 = 1. \qquad (6.15)$$

Розв'язуючи разом рівняння (6.14) і (6.15), дістанемо рівняння прямої:

$$j = \omega^2 r - \omega^2 x. \qquad (6.16)$$

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

$$(r-x)^2 + u_н^2 = r^2. \qquad (6.17)$$

Графік швидкості сегмента ножа залежно від переміщення за значення кутової швидкості ножа $\omega = 1$ показано на рис. 6.16, *б*.

Так, за x_1 швидкість $u_1 = A_1D_1\ \omega$, а за x_2 швидкість дорівнюватиме $u_2 = A_2D_2\ \omega$.

Швидкість ножа залежно від його переміщення можна визначити ще так. Із рис. 6.15*б* бачимо, що ордината точки B_1

$$y = r\ sin\ \omega t. \qquad (6.18)$$

Тоді із залежностей (6.13) і (6.18) маємо

$$u_н = \omega y. \qquad (6.19)$$

Оскільки точка B_1 кривошипа описує коло, то її швидкість або швидкість ножа визначають графічно як добуток ординати точки кола на ω. Розглянемо це на прикладі (рис. 6.17).

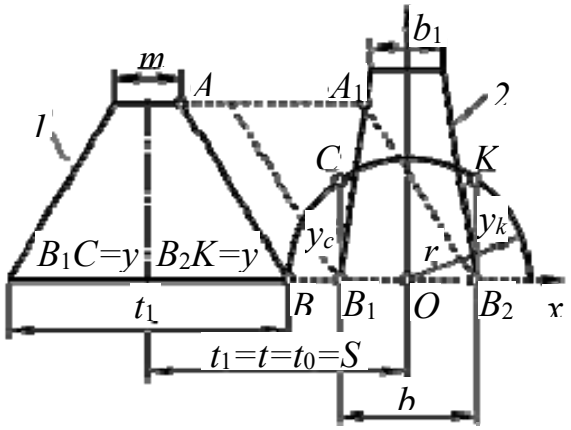


Рис. 6.17. Схема до визначення швидкостей початку і кінця різання для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:
1 — різальна частина сегмента; *2* — протирізальна пластина (вкладиш)

Від вибраної точки B на сегменті відкладемо відрізок BO, який дорівнює радіусу кривошипа r, а із точки O радіусом r проведемо півколо [див. залежності (6.18) і (6.19)].

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

Швидкість ножа $u_{нс}$ початку різання дорівнюватиме добутку ординати y_c (B_1C) на мірило ω, тобто

$$u_{нс} = B_1C\omega. \tag{6.20}$$

Кінець різання відповідає положенню A_1B_2 сегмента, коли його точка A зіткнеться з точкою B_1 кромки протирізальної пластини.

Швидкість кінця різання

$$u_{нк} = \omega y_k = B_2K\omega. \tag{6.21}$$

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

Із рис. 6.17 бачимо, що різання стеблової маси відбувається зі змінною швидкістю. Швидкість різання залежить також від того, як сегменти установлені в крайніх положеннях ножа відносно протирізальних 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 у другому, то такий різальний апарат не відцентрований (зміщений). За зміщеного ножа швидкості початку і кінця різання знижуються, особливо в апаратах низького різання і з некратним 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. 6.18) на відстань L, яку називають *подачею*:

$$L = \vartheta_M t = \vartheta_M \pi / \omega, \tag{6.22}$$

де ϑ_M — швидкість машини.

Використовуючи залежності (6.22) і $y = \vartheta_M t$ 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 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.), визначать траєкторію абсолютного руху точки *A* сегмента. Інші точки сегмента здійснюватимуть рух такими самими траєкторіями.

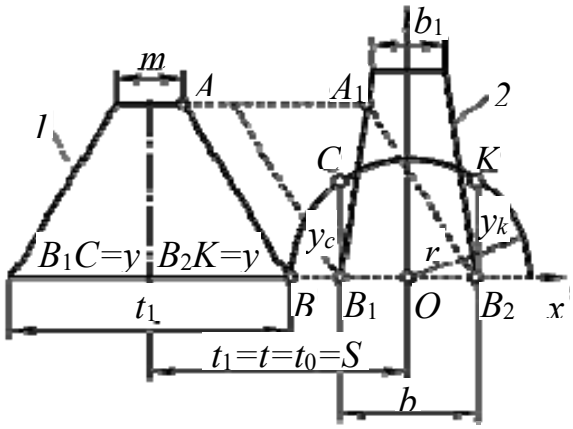


Рис. 6.18. Траєкторія абсолютного руху точки різальної кромки сегмента ножа

Відхилення стебел, висота стерні. Під час роботи сегментно-пальцьового різального апарата одна частина стебел зрізується без відхилення (рис. 6.19*а*), а друга — з відхиленням від вихідного положення (рис. 6.19*б*).

У першому випадку висота стерні H дорівнюватиме висоті h установлення ножа над рівнем поля, а в другому — висоту стерні визначать як гіпотенузу прямокутного трикутника, тобто:

$$H = \sqrt{h^2 + q_n^2}\,, \qquad (6.23)$$

де q_n — 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 установлення ножа над рівнем поля, а це призведе до втрат урожаю.

Наприклад, збільшення висоти стерні на 10 мм під час скошування трав призведе до втрат врожаю на 9…10 %.

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. 6.19*в*) зі середньою шириною *l*.

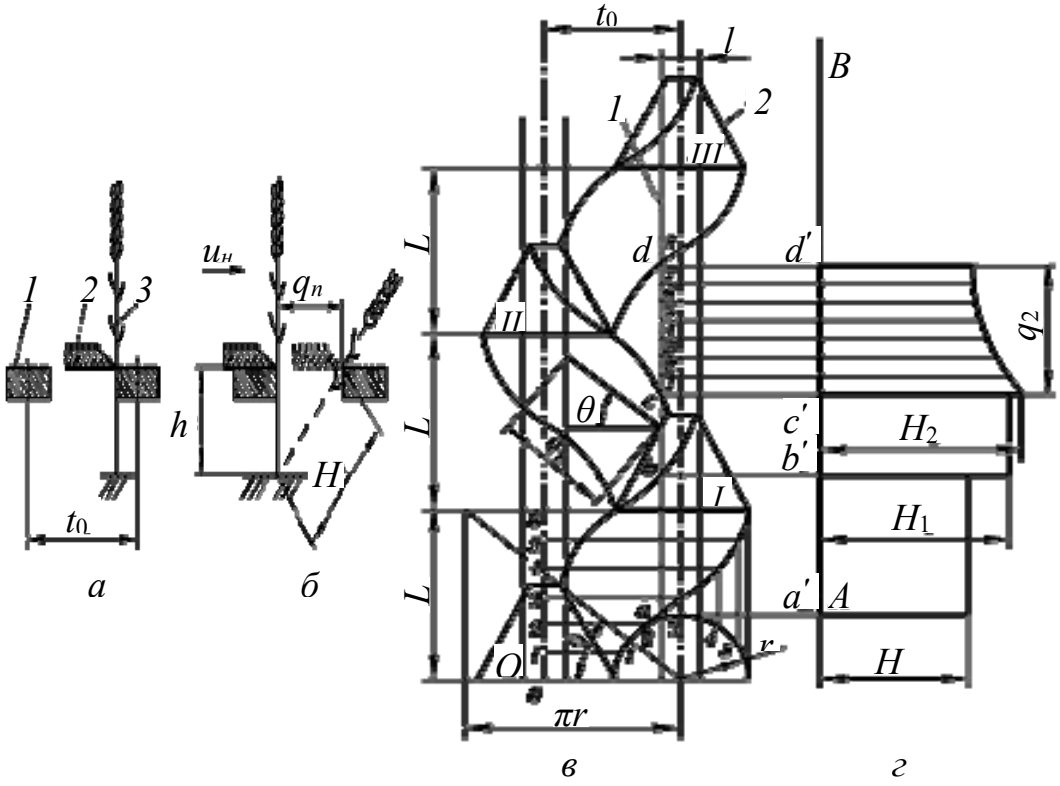


Рис. 6.19. Схема до визначення:
а — висоти стерні без відхилення стебла; *б* — висоти стерні з відхиленням стебла; *1* — протирізальна пластина; *2* — ніж; *3* — стебло; *в* — траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента за півтора оберту кривошипа; *г* — зміни висоти стерні; *1* — ліва кромка вкладиша; *2* — робоча частина сегмента; *0 — I — II — III* — положення сегмента

Визначимо подачу L за залежністю (рис. 6.19*в*). Знаючи 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. 6.19*в*). Позначимо точки перетину траєкторій з лівою кромкою правого вкладиша, тобто точки a, b, c, d. Довільно проведемо лінію AB (рис. 6.19*г*), яка позначає рівень поля, і спроектуємо на неї ці точки (точки a', b', c' і d').

На ділянці ab стебла не відхиляються, тому висота стерні H дорівнює висоті h установлення 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_1 (рис. 6.19*в*) визначають як гіпотенузу прямокутного трикутника з катетом $t_0 - l$ і кутом θ. Кут θ визначають графічно (можна і аналітично) із трикутника з катетами L і πr, тобто $tg\theta = L / \pi r$. 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 θ — кут між дотичною в середній точці абсолютної траєкторії точки сегмента і напрямком відносного руху ножа.

Беручи до уваги рівняння руху точок сегмента ножа $x = r(1 - cos\,\omega t)$ і $y = \vartheta_M t$, можна визначити тангенс кута θ, а саме $tg\theta = \frac{dy}{dx} = \frac{dy/dt}{dx/dt} = \frac{L}{\pi r\,sin\,\omega t}$.

Значення кута θ буде мінімальним за $\omega t = 2\pi$, тобто $tg\theta = L\,\pi r$.

На ділянці *cd* стебла відхиляються пальцьовим 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. 6.19 бачимо, що зі збільшенням кроку пальців і подачі поперечне відхилення стебел, а отже, і висота стерні збільшуються.

Поздовжнє відхилення залежить переважно від подачі.

Крім того, теоретичні та експериментальні дослідження свідчать, 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* установлення ножа над рівнем поля беруть меншою, ніж висоту *H* стерні, передбаченою агротехнічними вимогами, тобто $h = \eta H$, де η — коефіцієнт пропорційності.

Для косарок η = 0,55...0,90; більші значення коефіцієнта пропорційності η відповідають швидкостям руху косарки в межах 4…6 км/год, менші — 9…12 км/год.

Затиснення стебел різальною парою. На стебло *m* (рис. 6.20), 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 $F_1 = N_1 tg\varphi_1$; $F_2 = N_2 tg\varphi_2$, де φ_1 і φ_2 — кути тертя стебла на поверхні різальної кромки відповідно сегмента і вкладиша.

Умови рівноваги стебла в прямокутній системі координат матимуть вигляд:

$$\left.\begin{aligned} \textstyle\sum x = N_1\,sin\,\gamma - F_2 - F_1\,cos\,\gamma = 0; \\ \textstyle\sum y = N_2 - F_1\,sin\,\gamma - N_1\,cos\,\gamma = 0 \end{aligned}\right\}. \qquad (6.24)$$

Стебло не виштовхуватиметься із затиснення стебла різальною парою розхилу різальної пари за умови:

$$F_2 \geq N_1\,sin\,\gamma - F_1\,cos\,\gamma\,. \qquad (6.25)$$

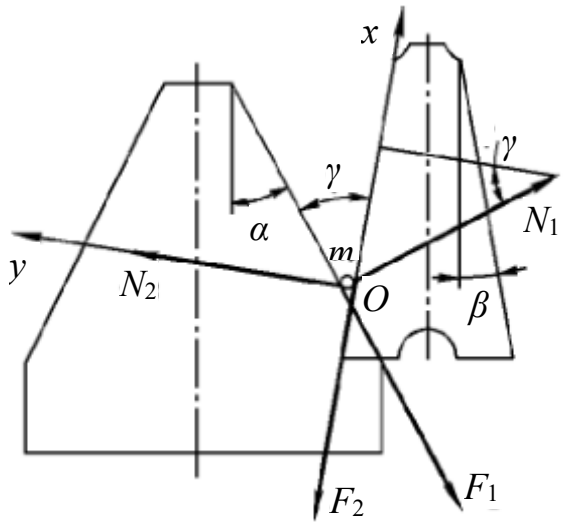


Рис. 6.20. До визначення умов затиснення стебла різальною парою

Підставивши значення F_1 і F_2 із попередніх залежностей і використавши друге рівняння (6.24), остаточно отримаємо:

$$tg\,\gamma \le tg\left(\varphi_1 + \varphi_2\right). \tag{6.26}$$

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

$$\alpha + \beta \le \varphi_1 + \varphi_2\,. \tag{6.27}$$

Залежно від вологості рослин і гостроти кромок сума кутів їх тертя для пшениці і жита становить 20…35°, а для трав — 25…60°. Для сегментів з насічками значення кутів збільшують на 30…50 %. У зв'язку з цим кут розхилу γ різальної пари для валкових жаток беруть 30…45°, для жаток зернозбиральних комбайнів — 30°, для косарок — 36°, для жаток кормозбиральних комбайнів — 45°.

Площа подачі й навантаження на сегмент. *Площа подачі* — це площа поля, на якому стебла зрізують один сегмент за один хід ножа. Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа площу подачі f_H визначають за залежністю:

$$f_П = LS = Lt_0 = Lt\,, \tag{6.28}$$

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

Для апарата низького різання $f_П = LS = 2Lt_0 = Lt$. Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа $f_П = LS = 2Lt_0 = 2Lt$.

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 $f_П$ залежністю $f_H = kf_П = LS = kLS$, де k — коефіцієнт, що враховує тип апарата.

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа $f_H = LS$, тобто $k = 1$.

Для апарата низького різання біля крайнього пальця $f_H = 0{,}68LS$, тобто $k = 0{,}68$.

Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа біля середнього пальця $f_H = 0{,}32LS$, 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 урухомлення ножа (рис. 6.21)

$$T = R_p + P_j + F, \tag{6.29}$$

де R_p — середнє значення зусилля опору різанню; P_j — зусилля інерції ножа; F — зусилля тертя ножа у пальцьовому брусі.

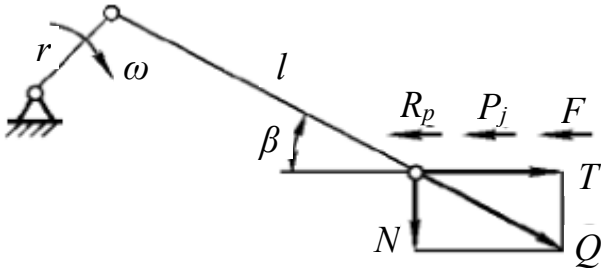


Рис. 6.21. Схема сил, що діють на ніж

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 спричинюється реакцією N шатуна, який діє перпендикулярно на ніж, тобто $F = F_1 + F_2$, де $F_1 = f\,G$; $F_2 = f\,N$, 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); $N = T\,tg\beta$ (див. рис. 6.21).

Підставивши значення T із залежності (6.29), отримаємо:

$$F_2 = \frac{(R_p + P_j + fG)\,ftg\beta}{1 - ftg\beta}. \tag{6.30}$$

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

$$R_{p.m.} = R_p + F = BQ_n, \tag{6.31}$$

де B — ширина захвату жатки (косарки); Q_n = 750 — питомий опір на різання і тертя, Н/м.

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

$$P_j = m\omega^2 r = G\omega^2 r / q, \tag{6.32}$$

де ω — кутова швидкість кривошипа; r — радіус кривошипа; G — сила ваги ножа (20…22 Н на 1 м довжини ножа); g — прискорення вільного падіння.

Потужність на привід ножа. Потужність, що потрібна для подолання зусилля опору ножа, визначають за залежністю

$$N = Tu_н, \tag{6.33}$$

де T — зусилля опору ножа переміщенню; $u_н$ — швидкість ножа.

За гострих (30…45 мкм) різальних кромках сегмента потужності на урухомлення ножа витрачається на 25…50 % менше, ніж за тупих (100…130 мкм).

Потужність, яка потрібна для роботи косарки, у 2—3 рази більша від потужності на урухомлення різального апарата і становить 1,4…2,1 кВт на 1 м ширини захвату.

Потужність на переміщення пальцьового бруса косарки

$$N_n = F_n \vartheta_M, \tag{6.34}$$

де F_n — зусилля опору переміщенню пальцьового бруса на стерні; ϑ_M — швидкість машини.

При цьому $$F_n = f(Q_1 + Q_2) + BT_n \ , \tag{6.35}$$

де f = 0,3…0,5 — коефіцієнт тертя пальцьового 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_n = 80…100 — питомий опір проникненню різального апарата у смугу стеблостою, Н/м.

6.1.4. Ротаційні різальні апарати з вертикальною віссю обертання. Типи. Основи теорії та розрахунку

Ротаційні різальні апарати безпідпірного різання з вертикальною віссю обертання (див. рис. 6.8*г*,*ж*) відомі з 1799 р. У цьому році англійський фермер Бойс запропонував конструкцію косарки-жатки, яка мала вигляд горизонтального диска із шістьма серпами. Диск закріплювали на вертикальному валу, який обертався від ходового колеса жатки через дві пари конічних шестерень. Подальший розвиток таких апаратів здійснили Глаустон (1805 р.), Лєвшин і Сміт (1811 р.), брати Хитрові (1845 р.) та інші винахідники. Вперше у колишньому СРСР ротаційну косарку почали виготовляти лише в 1974 р.

Істотною відмінністю ротаційних різальних апаратів косарок від апаратів зі зворотно-поступальним рухом ножів, згідно з принципом зрізу, є те, що ротаційні апарати здійснюють безпідпірний зріз, тобто без застосування протирізальних або підпірних елементів. При цьому швидкість ножів становить 60…80 м/с, тоді як в апаратах зі зворотно-поступальним рухом ножів середня швидкість може дорівнювати приблизно 3 м/с. Крім того, ротаційний різальний апарат забезпечує скошування травостою незалежно від його стану (полеглий, високоврожайний) за великої швидкості косарки (до 15 км/год), причому її швидкість обмежується швидкістю трактора і умовами роботи тракториста, що не характерно для апаратів зі зворотно-поступальним рухом ножів.

Типи. Ротаційні різальні апарати з вертикальною віссю обертання застосовують у косарках для скошування природних і сіяних трав, обкошування обочин доріг, схилів і берм меліоративних каналів тощо.

Класифікаційні ознаки таких апаратів наведено на рис. 6.22, 6.23.

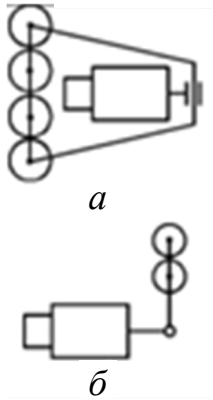
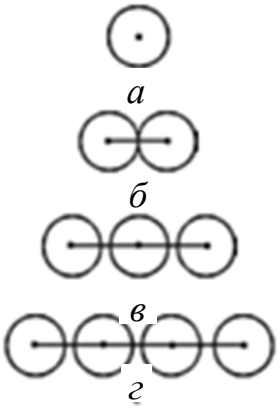
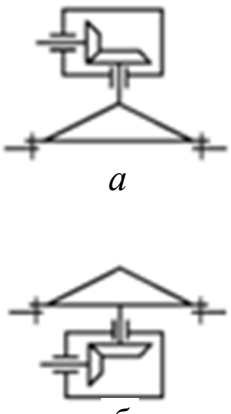
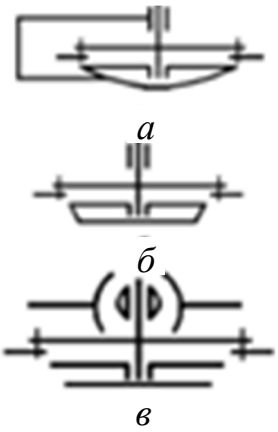
Схема	Ознака	Схема	Ознака
 *а* *б*	За розміщенням апарата: *а* — фронтально; *б* — збоку	 *а* *б* *в* *г*	За кількістю роторів: *а* — одноротрні; *б* — дворотрні; *в* — триротрні; *г* — багаторотрні
 *а* *б*	За розміщенням приводу: *а* — зверху; *б* — знизу	 *а* *б* *в*	За способом копіювання: *а* — нерухомим диском; *б* — повертальною тарілкою; *в* — сферичним шарніром; *г* — колесами

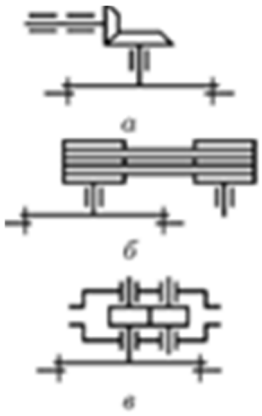
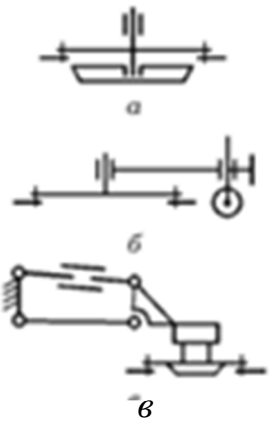
Схема	Ознака	Схема	Ознака
	За типом привода: *а* — зубчастою передачею; *б* — клинопасовою; *в* — гідромотором		За способом регулювання висоти зрізу: *а* — змінною тарілкою; *б* — колесами; *в* — центральною тягою

Рис. 6.22. Класифікаційні ознаки ротаційних різальних апаратів з вертикальною віссю обертання

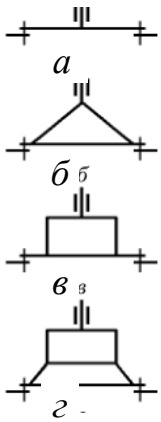
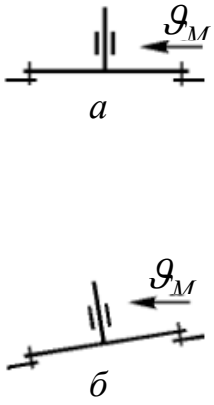
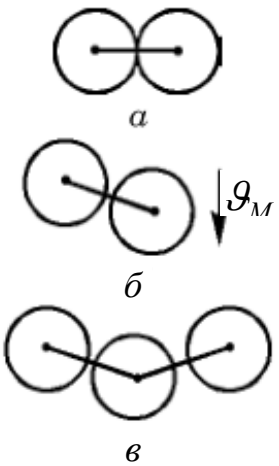
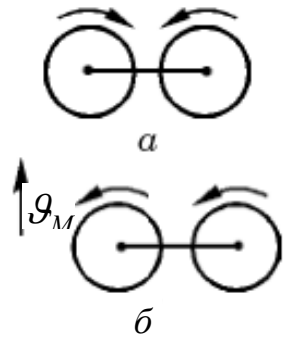
Схема	Ознака	Схема	Ознака
	За типом привода: *а* — дискові; *б* — конічні; *в* — циліндричні; *г* — циліндрично-конічні		За розміщенням ротора відносно горизонту: *а* — паралельно; *б* — під кутом
	За розміщенням лінії центрів ротора відносно руху: *а* — перпендикулярно; *б* — під кутом; *в* — комбіновано		За напрямком обертання роторів: *а* — із зустрічним; *б* — одностороннім

Рис. 6.23. Класифікаційні ознаки ротаційних різальних апаратів з вертикальною віссю обертання

Тоді за повороту ножа *1* на кут ωt рівняння руху для точок *a* і *b* становитимуть:

$$\left.\begin{aligned} x_a &= R\sin\omega t + \vartheta_M t; \\ x_b &= r\sin\omega t + \vartheta_M t \end{aligned}\right\}; \tag{6.36}$$

$$\left.\begin{aligned} y_a &= R\cos\omega t; \\ y_b &= r\cos\omega t \end{aligned}\right\}. \tag{6.37}$$

Рівняння руху крайніх точок ножа *2* матимуть вигляд:

$$\left.\begin{aligned} x_c &= R\sin(\omega t_1 - \alpha) + \vartheta_M t; \\ x_d &= r\sin(\omega t_1 - \alpha) + \vartheta_M t \end{aligned}\right\}; \tag{6.38}$$

$$\left.\begin{aligned} y_c &= R\cos(\omega t_1 - \alpha); \\ y_d &= r\cos(\omega t_1 - \alpha) \end{aligned}\right\}. \tag{6.39}$$

Задавши значення кута повороту ωt через певні проміжки і визначивши при цьому час *t* повороту ротора на певний кут, за відомих параметрів ϑ_M, ω і α згідно із залежностями (6.36) — (6.39), отримаємо траєкторії абсолютного руху крайніх точок ножів *1* і *2*, які мають вигляд видовжених циклоїд.

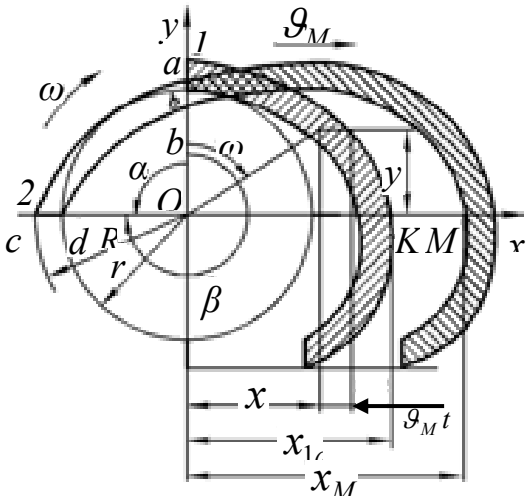


Рис. 6.24. Схема до розрахунку параметрів ротаційного різального апарата з вертикальною віссю обертання

Заштриховані ділянки, обмежені циклоїдами крайніх точок обох ножів (див. рис. 6.24), визначають ділянки, на яких рослини будуть зрізані, а заштриховані хрестоподібно — холостого пробігу ножа *2* (повторного перерізання зрізаних рослин). На ділянці, обмеженій циклоїдою точки *d* ножа *2* і циклоїдою точки *a* ножа *1*, рослини не будуть зрізані.

Кількість ножів. Потрібну кількість ножів на диску визначають із умови уникнення огріху, тобто, коли *KM* = 0 (див. рис. 6.24).

Це можливо за умови

$$x_{1\alpha} = x_{2d}, \text{ або } x_a = x_d \ , \tag{6.40}$$

тобто коли траєкторії точки *a* ножа *1* і точки *d* ножа *2* перетнуть вісь *Ox* через певний час, який визначають із залежностей $\omega t = \pi / 2$ і $\omega t_1 = (\pi / 2) + \alpha$, відповідно:

$$\left.\begin{aligned} t &= \frac{\pi}{2\omega}; \\ t_1 &= \frac{\pi / 2 + \alpha}{\omega} \end{aligned}\right\}. \qquad (6.41)$$

Підставивши x_a і x_d із залежностей (6.36), (6.38) та t і t_1 із залежностей (6.41) у залежність (6.40), отримаємо:

$$R \sin\frac{\pi}{2} + \vartheta_M \frac{\pi}{2\omega} = r \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha - \alpha\right) + \vartheta_M \frac{0{,}5\pi + \alpha}{\omega}.$$

Звідки $R - r = \dfrac{\vartheta_M \alpha}{\omega}$.

Оскільки $R - r$ — це довжина l робочої частини, $\alpha = 2\pi/m$,

де m — кількість ножів, остаточно отримаємо:

$$m = \frac{2\pi\vartheta_M}{\omega l}. \qquad (6.42)$$

Довжина робочої частини ножа у косарках становить 40…60 мм, а кількість ножів на одному роторі — 1, 2 і 3.

Розраховуючи потрібну кількість ножів, спочатку визначають кутову швидкість ротора із умов безпідпірного зрізу рослин.

Кутова швидкість ротора. Вихідними передумовами для визначення кутової швидкості ротора є перші рівняння залежностей (3.36) і (6.37), тобто $x_a = R \sin\omega t + \vartheta_M t$; $y_a = R \cos\omega t$

Оскільки швидкість ножа в напрямку осей *Ox* і *Oy* відповідно:

$$\begin{cases} u_x = \dfrac{dx_a}{dt} = \dot{x}_a = R\omega\cos\omega t + \vartheta_M \\ u_y = \dfrac{dy_a}{dt} = \dot{y}_a = -R\omega\sin\omega t \end{cases}, \qquad (6.43)$$

то абсолютна швидкість ножа: $u_a = \sqrt{\dot{x}_a^2 + \dot{y}_a^2}$, або $u_a = \sqrt{(R\omega\cos\omega t + \vartheta_M)^2 + (-R\omega\sin\omega t)^2}$, або в кінцевому випадку:

$$u_a = \sqrt{R^2\omega^2 + 2\vartheta_M R\cos\omega t + \vartheta_M^2} = \sqrt{(R\omega \pm \vartheta_M)^2}. \qquad (6.44)$$

Із залежності (6.44) бачимо, що максимальне значення абсолютної швидкості ножа буде за $\omega t = 0$, а мінімальне — за $\omega t = \pi$, тобто:

$$\left.\begin{aligned} u_{a.max} &= R\omega + \vartheta_M; \\ u_{a.min} &= R\omega - \vartheta_M \end{aligned}\right\}. \qquad (6.45)$$

Щоб перерізати стебло без опори, абсолютна мінімальна швидкість ножа має бути більшою або дорівнювати потрібній швидкості безпідпірного різання ϑ_p, тобто $u_{a.min} \geq \vartheta_p$.

Тоді із другого рівняння залежності (6.45) та умови $u_{a.min} \geq \vartheta_p$ випливає, що $R\omega - \vartheta_M \geq \vartheta_p$, звідки кутова швидкість ротора:

$$\omega \geq \frac{\vartheta_p + \vartheta_M}{R}. \qquad (6.46)$$

У ротаційних косарках кутова швидкість ротора становить 150…300 об/с. Щоб визначити ω слід знати ϑ_p і R. Швидкість машини ϑ_M, як правило, задають, виходячи із потрібної продуктивності машини і умов роботи.

Швидкість безпідпірного різання можна визначити для будь-якої конкретної рослини за залежністю:

$$\vartheta_p \geq \frac{P}{\frac{3\Delta t EJ}{h^3} + \frac{m}{\Delta t}}, \qquad (6.47)$$

де P — зусилля, потрібне для перерізання стебла (визначають експериментально); EJ — жорсткість стебла; h — встановлювальна висота зрізу; m — зведена маса стебла в точку удару; Δt — час удару.

При цьому зусилля P залежить від кута загострення ножа, гостроти різальної кромки, кута ковзання, властивостей стебла тощо. Тому і швидкість ϑ_p для певного виду рослин і за відповідних геометричних параметрів ножа буде різною. Ось чому ϑ_p, як правило, визначають експериментально.

Так, під час різання без опори звичайним сегментом швидкість різання для люпину становить 11…15 м/с, тимофіївки — 30…35 м/с, конопель і кукурудзи — 3…10 м/с, різнотрав'я на луках — 65 м/с.

Радіус ротора. У ротаційних косарках для заготівлі кормів застосовують переважно 2, 4 і 6 роторів. Результати досліджень щодо вибору кількості роторів та їх діаметра за однакової ширини захвату косарки засвідчують, що за енергетичними і якісними показниками роботи ефективнішими є косарки з меншими діаметрами роторів (0,4…0,6 м), ніж з більшими (0,7…0,8 м).

Потужність вала відбору потужності трактора для урухомлення роторів косарки складається із потужностей на холостий хід $N_{x.x}$, потужності на відкидання зрізаної маси $N_в$ та зрізування трав'яної маси $N_{зр}$.

Для косарки КРН-2,1, яка має ширину захвату 2,1 м, з нижнім приводом чотирьох роторів за швидкості агрегату 4 м/с потужність на ВВП становить близько 17 кВт, а потужність двигуна трактора — близько 35 кВт.

6.1.5. Ротаційні різальні апарати з прямолінійним поступальним рухом ножів

Ротаційні різальні апарати з прямолінійним поступальним рухом ножів (див. рис. 6.8*д*) мають вигляд нескінченної стрічки (паса, ланцюга) із закріпленими на ній ножами. Такі апарати запропоновані для косарок і жаток для скошування рослинної маси без підпірних елементів. Нині їх не

застосовують у збиральних машинах, оскільки елементи, на яких закріплено ножі, провисають під дією власної ваги, внаслідок чого висота стерні буде нерівномірною. Проте винахідники продовжують удосконалювати такий апарат, адже він зарекомендував себе з позитивного боку, наприклад у бензопилах.

Основи теорії та розрахунку. Маємо сегменти, закріплені на стрічці на відстані S (рис. 6.25). Параметри h і α сегментів відомі. Вибираємо систему координат xOy. Під час роботи сегменти у відносному русі переміщуються в напрямку осі x зі швидкістю u_n, а у переносному — в напрямку осі у зі швидкістю машини ϑ_M.

В абсолютному русі u_a робочі кромки сегментів зрізуватимуть рослинну масу на заштрихованих ділянках.

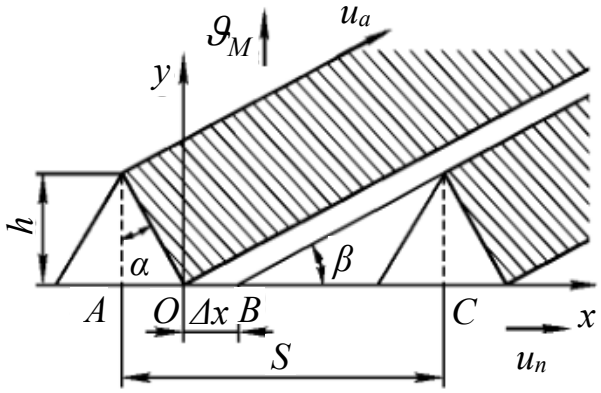


Рис. 6.25. До визначення відстані між ножами ротаційного різального апарата з прямолінійним поступальним рухом

Для випадку, коли траєкторія верхньої точки другого сегмента не накладається на траєкторію нижньої точки першого сегмента, буде ділянка незрізуваного стеблостою (огріх) завширшки Δx. З метою усунення огріху, тобто коли $\Delta x = 0$, відстань $S = AO + \Delta x + BC$.

Оскільки $AO = htg\alpha$, $BC = hctg\beta$, $ctg\beta = \dfrac{u_n}{\vartheta_M}$, то

$$S = h\left(tg\alpha + \frac{u_н}{\vartheta_M} \right). \qquad (6.48)$$

Абсолютна швидкість ножа u_a має бути більшою від швидкості безпідпірного різання ϑ_p.

Якщо $u_a = \sqrt{\vartheta_M^2 + u_n^2}$, а $u_n = \omega R$, де ω — кутова швидкість зірочки (шківа); R — радіус зірочки (шківа), тоді

$$u_n = \sqrt{\vartheta_p^2 - \vartheta_M^2}\,. \qquad (6.49)$$

Швидкість безпідпірного різання визначають за залежністю (6.47) або експериментально.

6.1.6. Ротаційні різальні апарати з горизонтальною віссю обертання. Основи теорії та розрахунку

Ротаційні різальні апарати з горизонтальною віссю обертання застосовують на косарках-подрібнювачах. Вони призначені для приготування зеленого корму, силосної маси із різних культур як на корені, так і із валків, зрізують гичку картоплі, цукрових буряків тощо. Під час роботи ножі зрізують нахилені вперед (щитком) стебла і з великою швидкістю подають їх угору в зазор (до 12 мм) між нерухомою протирізальною пластиною і ножами барабана. Стебла, рухаючись у зазорі, зазнають повторних ударів інших ножів, подрібнюються і транспортуються у причеплений ззаду візок.

Швидкість кінцевих точок ножів для зрізування тонких стебел становить 40…50 м/с, а для товстостеблових — 20…25 м/с.

Основні позитивні властивості косарок-подрібнювачів полягають у тому, що вони, маючи лише один робочий орган — ротор з ножами, який забезпечує зрізування рослинної маси, подрібнення і транспортування її у візок і високу надійність виконання процесу.

Недоліками такої косарки є нерівномірна і довша різка стебел, збільшення втрат урожаю під час збирання довгостеблових культур, засмічення подрібненої маси землею за рідкого травостою і сухого ґрунту, відносно велика потужність на одиницю ширини захвату (за ширини захвату 1,5 м — 22 кВт).

Основи теорії та розрахунку. Траєкторія абсолютного руху точки ножа. Маємо барабан радіусом R (рис. 6.26) по кінцевих точках першого *1* і другого *2* ножів, центральний кут між якими α. Барабан обертається за ходом годинникової стрілки, а косарка рухається в напрямку осі x прямокутної системи координат xOy.

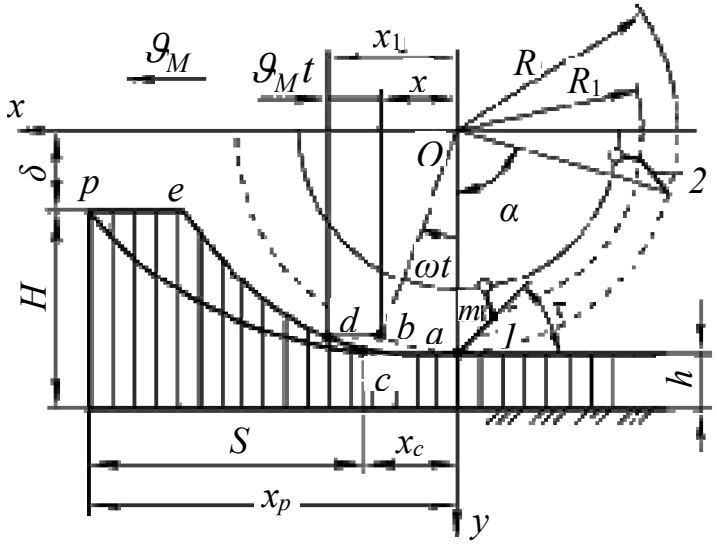


Рис. 6.26. Схема до визначення параметрів ротаційного різального апарата з горизонтальною віссю обертання

Складаємо рівняння руху кінцевої точки *a* ножа *1*. Коли барабан повернеться на кут ωt, тобто точка *a* переміститься в положення *b*, машина за цей час переміститься з точки *b* у точку *d*, тобто на відстань $\vartheta_M t$. Тоді рівняння руху кінцевої точки ножа *1* матимуть вигляд:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= R\sin\omega t + \vartheta_M t; \\ y_1 &= R\cos\omega t \end{aligned}\right\}, \tag{6.50}$$

де ϑ_M — поступальна швидкість машини; ω — кутова швидкість барабана; t — час, за який барабан повертається на кут ωt.

Траєкторією кінцевої точки ножа *1* буде крива *ade*. Кінцева точка ножа *2* опише таку саму траєкторію, але зміщену в напрямку ϑ_M на величину $x_c = \vartheta_M t_c = \vartheta_M \dfrac{\alpha}{\omega}$, де α — центральний кут між суміжними ножами, які рухаються за одним і тим самим слідом.

Рівняння руху кінцевої точки ножа *2* матимуть вигляд:

$$\left.\begin{aligned} x_2 &= R\sin(\omega t - \alpha) + \vartheta_M t; \\ y_2 &= R\cos(\omega t - \alpha) \end{aligned}\right\}, \tag{6.51}$$

а траєкторією буде крива *cp*.

Зона різання *S* у проекції на вісь *x* дорівнює: $S = x_p - x_c$.

Оскільки, з аналогією другого рівняння залежності (5.84) $x_c = \vartheta_M \dfrac{\alpha}{\omega}$, $x_p = R\sin(\omega t_p - \alpha) + \vartheta_M t_p$, $y_p = \delta = R\cos(\omega t_p - \alpha)$, маємо $\cos(\omega t_p - \alpha) + \vartheta_M t_p$, звідки $t_p = \dfrac{\alpha + \arccos\delta / R}{\omega}$.

Оскільки $\sin(\omega t_p - \alpha) = \sqrt{1 - \cos^2(\omega t_p - \alpha)} = \dfrac{\sqrt{R^2 - \delta^2}}{R}$, то остаточно отримаємо:

$$\begin{aligned} S &= \frac{\alpha + \arccos\dfrac{\delta}{R}}{\omega} v_M - \vartheta_M \frac{\alpha}{\omega} + \sqrt{R^2 - \delta^2} = \\ &= \frac{\vartheta_M}{\omega}\left(\frac{1}{2} + \arccos\frac{\delta}{R}\right) + \sqrt{R^2 - \delta^2} \end{aligned}. \tag{6.52}$$

Частоту обертання *n* ротора барабана визначають із умови, що лінійна швидкість u_1 кінцевої точки ножа має бути більшою від швидкості ϑ_p безпідпірного різання, тобто $u_1 = \omega R = \dfrac{\pi n}{30} R \geq \vartheta_p$, звідки

$$n > \frac{30\vartheta_p}{\pi R}, \tag{6.53}$$

де ϑ_p = 20…50 м/с (визначають експериментально).

Радіус барабана R по кінцевих точках ножів визначають з умови, що розмір зони різання вздовж вертикалі не має перевищувати величину:

$$R > H - h\,, \tag{6.54}$$

де H — висота стебла; h — задана висота зрізу.

У косарках-подрібнювачах R = 250…350 мм.

Ширину ножа вибирають, виходячи із максимального діаметра стебла d_{max} культури, що збирається, мм:

$$B = d_{max} + (30...50). \tag{6.55}$$

Довжина робочої частини ножа (відрізок am) (див. рис. 6.26) зумовлюється кутом установлення ножа τ і радіусом R_1. У разі зменшення кута τ погіршується сходження зрізаної маси з ножа, а в разі збільшення — значно збільшується енергія на різання і подолання опору повітря. Досліди показують, що кут τ бажано брати 30…40°.

Якщо різальний апарат зрізує стеблостій без попереднього нахилу, то до кінця фази різання на робочій частині ножа накопичуються зрізані частинки стебел за рахунок підпору незрізаних рослин, а потім під дією відцентрових сил вони сходять з поверхні ножа. Отже, на робочій поверхні ножа мають бути всі стебла, які розміщені на ділянці S.

Визначаємо довжину робочої частини ножа L і радіус R_1:

$$L = am \geq Nd = \sqrt{kSd}\;;\; R_1 = R - (am)sin\,\tau\,, \tag{6.56}$$

де N — кількість стебел на довжині S зони різання; d — діаметр стебла; k — кількість стебел на 1 м^2; $\sqrt{k}$ — кількість стебел, розміщених на одиниці довжини.

Кількість рядів ножів z, що проходять по одному сліду, визначаємо із таких міркувань. Якщо зрізують довгі, паралельно нахилені стебла, то за довжину різки l можна взяти відрізок ep.

Зв'язок l із z отримаємо таким чином.

Оскільки відрізок $ep = l = \vartheta_M \dfrac{\alpha}{\omega}$, а $\alpha = \dfrac{2\pi}{z}$, то $l = 2\pi = \dfrac{\vartheta_M}{z\omega}$, звідки

$$z = \frac{2\pi\vartheta_M}{l\omega}. \tag{6.57}$$

6.2. Вальцьові апарати

6.2.1. Типи і призначення вальцьових апаратів

Вальцьові апарати, як і плющильні вальці, застосовують у косарках-плющилках. Зрізана стеблова маса спрямовується у зазор між двома вальцями, які обертаються назустріч один одному. Внаслідок цього стебла захвачуються зовнішніми поверхнями вальців і протягуються ними, що призводить до роз плющення стебел і одночасного висихання їх з листовою частиною.

Таким чином забезпечується зменшення втрат листків у 1,5—2 рази, більше зберігається каротину і протеїну.

Вальці встановлено один над одним. Верхній валець підпружинений. Геометрична форма і матеріал поверхні вальців різноманітні.

Використовують вальці металеві і обгумовані, гладенькі й рифлені з прямими та гвинтоподібними пазами (рис. 6.27*а,б*).

Відомі косарки-плющилки, нижній валець яких шевронний, а верхній — гладенький. Верхній і нижній вальці деяких плющильних апаратів мають гвинтові пази, розміщені під різним кутом до осі.

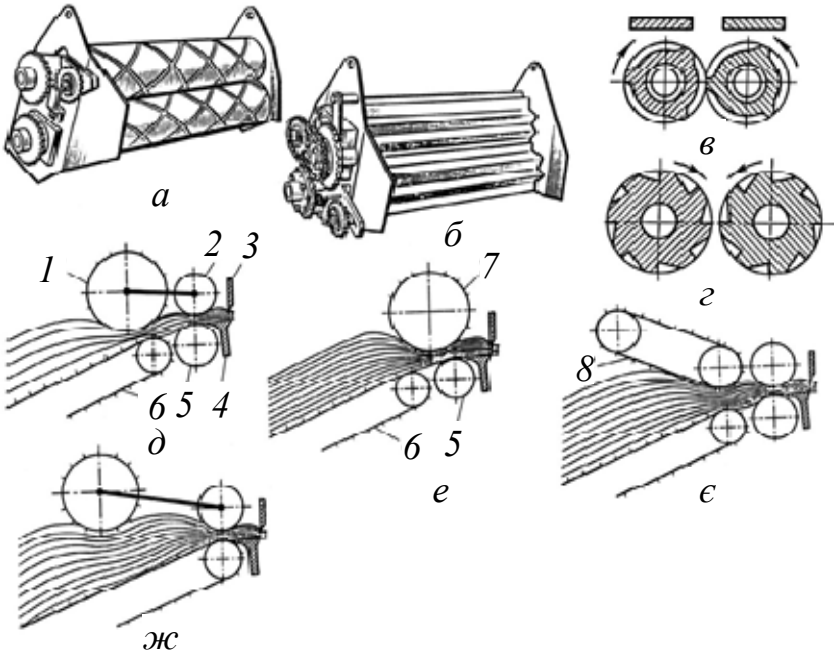


Рис. 6.27. Схеми вальцьових апаратів:
а — плющильні вальці рифлені з гвинтоподібними пазами;
б — плющильні вальці рифлені з прямими пазами; *в* — переріз відокремлювальних вальців кукурудзозбиральних машин; *г* — переріз плющильних вальців косарок-плющилок; *д*, *е*, *є*, *ж* — живильні апарати кормозбиральних комбайнів;
1 — приймальний бітер; *2* і *7* — верхні вальці; *3* — ніж;
4 — протирізальна пластина; *5* — нижній валець; *6* і *8* — конвеєри

Вальцьові апарати як качановідокремлювальні застосовують у комбайнах для збирання кукурудзи на зерно. Для кращого захвату стебел поверхні відокремлювальних вальців обладнують ребрами (рис. 6.27*в,г*).

Вальцьові апарати як живильні (рис. 6.27*д*, *е*, *є*, *ж*) застосовують у кормозбиральних комбайнах. Вони затягують, вирівнюють, ущільнюють і рівномірно розподіляють стеблову масу по протирізальній частині подрібнювального апарата кормозбирального комбайна. Крім того, вальцьові апарати застосовують для роздавлювання коробочок льону і перетирання їх оболонок з метою відокремлення насіння.

6.2.2. Основи теорії та розрахунку вальцьових апаратів

Умови захоплювання стебел гладенькими вальцями. Маємо вальці діаметром D_1 і D_2 (рис. 6.28), які установлені із зазором a і обертаються з кутовими швидкостями ω_1 і ω_2.

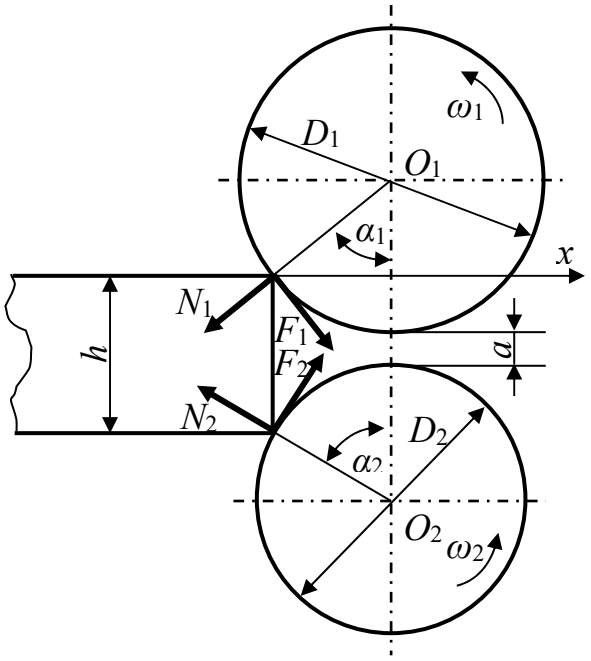


Рис. 6.28. Схема до обґрунтування умов захоплювання стебел гладенькими вальцями

Робочий процес вальців може відбуватися за три етапи, які змінюються послідовно: захоплювання і затягування стебел; протягування; вихід стебел із робочої зони. Найвідповідальніший етап робочого процесу — захоплювання стебел.

Стебла завтовшки h подаються з певним зусиллям у робочий зазор a. Тому в точці контакту виникають нормальні реакції N_1 і N_2, перпендикулярні до поверхні вальців, і дотичні до неї сили тертя F_1 і F_2.

Спроектувавши всі сили на вісь x, отримаємо, що для захоплювання стебел вальцями потрібно, щоб виконувалась умова:

$$F_1 \cos\alpha_1 + F_2 \cos\alpha_2 \geq N_1 \sin\alpha_1 + N_2 \sin\alpha_2, \qquad (6.58)$$

де α_1, α_2 — кути захоплювання стебел.

Оскільки сила $F_1 = N_1 \ tg\varphi_1$, а сила $F_2 = N_2 \ tg\varphi_2$, де φ_1 і φ_2 — кути тертя стебел по вальцях, то, підставивши значення F_1 і F_2 у залежність (6.58), отримаємо $N_1 tg\varphi_1 \cos\alpha_1 + N_2 tg\varphi_2 \cos\alpha_2 \geq N_1 \sin\alpha_1 + N_2 \sin\alpha_2$.

В існуючих вальцьових апаратах різниця діаметрів D_1 і D_2 незначна, тому з достатньою точністю можна вважати, що $N_1 = N_2$, а $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$.

Перетворивши наведену вище залежність (6/58), матимемо умову захоплювання стебел вальцями

$$tg\varphi_1 + tg\varphi_2 \geq 2tg\alpha. \qquad (6.59)$$

Захоплювання стебел не відбуватиметься, якщо

$$tg\varphi_1 + tg\varphi_2 \le 2tg\alpha\,. \qquad (6.60)$$

Захоплювання стебел у косарках-плющилках та коробочок льону теркового апарата може бути за виконання умови (6.59), а щоб качани не захоплювалися вальцями — за умови (6.60).

Діаметр вальців. Робота вальців залежить від значення кутів φ_1, φ_2 і α. Кути φ_1, φ_2 у свою чергу, залежать від фрикційних властивостей поверхонь вальців. Кут α змінюється залежно від геометричних розмірів вальців і стебел, а також від зазору а між вальцями.

Із рис. 6.28 бачимо, що $cos\,\alpha = \dfrac{2OA}{D}$. Оскільки $OA = \dfrac{D}{2} + \dfrac{\alpha}{2} - \dfrac{h}{D}$, тоді

$$cos\,\alpha = 1 + \frac{a}{D} - \frac{h}{D}. \qquad (6.61)$$

Беручи для качановідокремлювальних і плющильних вальців $\varphi_1 = \varphi_2$ із залежностей (6.59) і (6.60), отримаємо:

$$\left.\begin{matrix} tg\varphi \ge tg\alpha; \\ tg\varphi \le tg\alpha \end{matrix}\right\} \text{ або } \left.\begin{matrix} \varphi \ge \alpha; \\ \varphi \le \alpha \end{matrix}\right\}. \qquad (6.62)$$

Якщо $\varphi \ge \alpha$, то $cos\,\varphi \le cos\,\alpha$. Тоді із залежності (6.61) матимемо $cos\,\varphi \le 1 + \dfrac{a}{D} - \dfrac{h}{D}$, звідки

$$D \ge \frac{h-a}{1-cos\,\varphi}. \qquad (6.63)$$

Із залежності (6.63) випливає, що більший діаметр вальців, то краща їх захоплювальна здатність.

За аналогією із залежністю (6.63) можна записати:

$$D \le \frac{h-a}{1-cos\,\varphi}. \qquad (6.64)$$

Отже, щоб уникнути захоплення качанів вальцями, їхній діаметр потрібно зменшувати.

Швидкість обертання вальців. Вальці мають протягувати стеблову масу з такою швидкістю, за якої вона не накопичуватиметься перед ними. Це може відбуватися тоді, коли кількість маси q_0, що протягується вальцями за одиницю часу, дорівнюватиме її подачі q до вальців, тобто $q_0 = q$.

Кількість маси, що протягується вальцями, залежить від робочої довжини l вальців, швидкості переміщення маси $u_м$ у зазорі a між вальцями і щільності ρ маси, тобто, $q_0 = \varepsilon\eta\rho a l u_M$, де ε — коефіцієнт, який ураховує використання ширини робочої щілини вальців; η — коефіцієнт буксування вальців.

Для вальців кукурудзозбиральних комбайнів ε = 0,60…0,71; для плющильних вальців стеблової маси ε = 0,80…0,85.

Швидкість маси, що протягується вальцями, залежить від швидкості вальців u_B і від буксування їх по рослинній масі. Врахувавши буксування коефіцієнтом η = 0,8...0,9, отримаємо:

$$q_0 = \varepsilon\eta\rho a l u_B . \tag{6.65}$$

Подача маси q до вальців:

$$q = B\vartheta_M Q , \tag{6.66}$$

де B — ширина захвату, наприклад, косарки-плющилки; ϑ_M — швидкість машини; Q — врожайність рослинної маси.

Прирівнявши залежності (6.65) і (6.66), знайдемо:

$$\frac{u_B}{\vartheta_M} = \lambda = \frac{BQ}{\varepsilon\eta\rho a l} . \tag{6.67}$$

Косарка-плющилка КПС-5,0Г має ширину захвату B = 5 м, а довжину плющильних вальців l = 1840 мм.

При цьому діаметр вальців D = 218 мм, а частота обертання їх — n = 613 об/хв.

Ротаційна косарка-плющилка КПРН-3,0 має B = 3 м, l = 2500 мм, D = 218 мм, n = 745 об/хв.

6.3. Подрібнювальні апарати

Подрібнювальні апарати призначені для подрібнення рослинної маси на корені (див. п. 6.1.6), а також зрізаної. Останні застосовують у подрібнювачах незернової частини врожаю зернозбиральних комбайнів, а також кормозбиральних.

6.3.1. Призначення, типи і застосування подрібнювальних апаратів

У кормозбиральних комбайнах застосовують барабанні та дискові подрібнювачі (рис. 6.29). Вони призначені для подрібнення зрізаної рослинної маси на різку та кукурудзи і фуражних культур під час збирання їх на корм у різних стадіях стиглості, а також для подавання подрібненої маси до транспортних засобів.

Барабанні подрібнювачі є плосконожові (рис. 6.29*б*) і з гвинтоподібними ножами (рис. 6.29*а,г*), які можуть бути багатосекційними (рис. 6.29*а*). Він має вигляд циліндра *5* завдовжки 0,35…2,60 м із ножами *6* (від 2 до 12 ножів) і протирізальною пластиною *4*.

Частота обертання барабана становить 750…1400 об/хв, діаметр барабана — 400…800 мм. Роботі подрібнювача сприяє живильний апарат, який має верхній *2* і нижній *3* вальці.

Довжина різки під час роботи подрібнювача нерівномірна. Розрахункова довжина різки буде меншою для тих стебел, які рухаються перпендикулярно до кромки протирізальної пластини. Для стебел *1*, що рухаються під кутом до кромки протирізальної пластини, довжина різки буде більшою, ніж розрахункова.

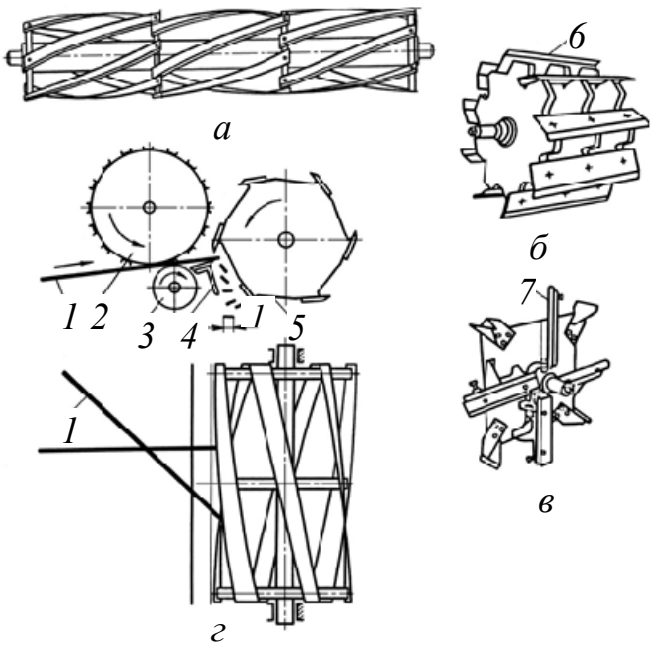


Рис. 6.29. Схеми подрібнювальних апаратів кормозбиральних комбайнів:
а — барабанний багатосекційний; *б* — барабанний плосконожовий;
в — дисковий; *г* — барабанний з гвинтоподібними ножами; *1* — стебло;
2 — верхній валець; *3* — нижній валець; *4* — протирізальна пластина;
5 — циліндричний барабан; *6* і *7* — ножі; *l* — довжина різки

Дисковий подрібнювач має вигляд плоского диска, по радіусу або під кутом до якого розміщено до 12 плоских ножів *7* (рис. 6.29*в*). Діаметр диска по кінцевих точках ножів — 850…1200 мм, колова швидкість — 35…40 м/с. Подрібнена маса переміщується завдяки кидально-вентиляторній дії ножів і лопатей, установлених між ними.

Для подрібнення корму із кукурудзи молочновоскової і повної стиглості як у барабанних, так і в дискових подрібнювачах застосовують рифлені й перфоровані підбарабання.

Дискові подрібнювачі рівномірніше, ніж барабанні подрібнюють корм, особливо під час збирання підв'ялених трав і зернофуражних культур, а також інтенсивніше переміщують подрібнену масу.

6.3.2. Основи теорії та розрахунку подрібнювачів кормозбиральних комбайнів

Довжина різки l_p визначається типом живильних подрібнювальних апаратів, а також їхніми параметрами і режимом роботи. Із зменшенням довжини l_p повніше заповнюється місткість транспортних засобів, поліпшуються поживність і цілість корму, підвищується його засвоюваність. Проте зі зменшенням l_p зростають енерговитрати на подрібнення.

Довжина різки l_p залежить від швидкості подачі рослинної маси $u_м$ живильними вальцями, від кількості z ножів на барабані чи диску та частоти обертання n барабана (диска): $l_p = u_м / zn$.

Значення $u_м$ зумовлюється коловою швидкістю $u_в$ живильних вальців і коефіцієнтом $\eta_б$ буксування маси в них, тобто:

$$u_M = u_B(1-\eta_\delta). \tag{6.68}$$

Із наведених вище залежностей випливає, що

$$l_p = \frac{u_B(1-\eta_\delta)}{zn}. \tag{6.69}$$

Швидкість u_B змінюють за допомогою коробки передач, коефіцієнт $\eta_б$ = 0,10…0,15 (більші значення відповідають довгостебловим, менші — короткостебловим культурам).

Розрахункова регульована середня довжина різки, наприклад для комбайна КСК-100, становить: основна — 5; 10; 15; 20; 25 мм; додаткова — від 7,8 до 101,3 мм.

Пропускна здатність q визначається кількістю рослинної маси подрібненої до заданої довжини різки за одиницю основного часу роботи кормозбирального комбайна. Пропускна здатність залежить від «живого» перерізу hb горловини подрібнювального апарата і швидкості подачі рослинної маси $u_м$ живильними вальцями:

$$q = hbu_м\rho_м\varepsilon_g, \tag{6.70}$$

де h — висота горловини; b — ширина горловини; $\rho_м$ — щільність рослинної маси спресованої вальцями ($\rho_м$ = 280…350 кг/м3); ε_g — коефіцієнт використання «живого» перерізу горловини (для трав ε_g = 0,80…0,85, для кукурудзи ε_g = 0,60…0,70).

Із залежностей (6.68) і (6.70) знаходимо:

$$q = hbu_B(1-\eta_\delta)\rho_м\varepsilon_g. \tag{6.71}$$

Швидкість руху ϑ_M комбайна визначають, виходячи із пропускної здатності q і подачі q_0 рослинної маси до подрібнювального апарата. Подача залежить від ширини захвату B жатки (підбирача), ϑ_M і врожайності Q маси, тобто:

$$q_0 = B\vartheta_M Q. \tag{6.72}$$

Прирівнявши q із залежності (6.71) і q_0 із залежності (6.72), отримаємо залежність для визначення швидкості комбайна:

$$\vartheta_M = \frac{q}{BQ}. \tag{6.73}$$

Продуктивність комбайна за годину експлуатаційного часу визначають за залежністю:

$$W = B\vartheta_M\tau_з, \tag{6.74}$$

де $\tau_з$ = 0,75 — коефіцієнт використання часу зміни.

6.4. Основи теорії та розрахунку робочих органів для згрібання та пресування сіна

6.4.1. Способи та технологічні операції заготівлі сіна

Сіно — найважливіший корм і один з головних джерел надходження протеїну, мінеральних речовин і вітамінів для тварин в зимовий період.

Для отримання сіна використовують бобові та злакові кормові трави та їх суміші, а також травостій природних і поліпшених кормових угідь. Щоб домогтися високої якості сіна і уникнути втрат, траву слід скошувати у кращі агротехнічні терміни — оптимальними є строки збирання сіяних багаторічних бобових трав у фазі бутонізації, злакових — у фазі початку колосіння в період бутонізації бобових і колосіння злакових трав протягом 7...10 днів до початку масового цвітіння.

Під час скошування бобово-злакових сумішок або різнотрав'я строки початку першого укосу визначають за фазою розвитку основного компонента. У цей період рослини мають розвинену листову масу та містять максимальну кількість поживних речовин і мало клітковини.

У полі за сонячної погоді скошені злакові трави пров'ялюють до вологості 40…45 %, бобові — до вологості 50…55 %, після чого їх згрібають у валки для рівномірного досушування. Для прискорення сушіння одночасно зі скошуванням проводять плющення зеленої маси.

Сіно отримують природним або штучним висушуванням трав до вологості 14...17 %. Навіть якщо сушка сіна відбувається за сприятливих погодних умов, загальні втрати поживних речовин становлять 20...30 %, а за несприятливих — досягають до 10...50 % вихідного вмісту їх у траві. Оптимальна висота зрізу для природних трав 4...6 см, для сіяних трав і отави — 6...7 см.

Покоси трав потрібно висушувати доволі швидко до необхідної вологості 16...18 %, тому що тривала сушка на сонці призводить до розкладання каротину, зниження його вмісту в сіні.

Збирання скошених трав кожного типу сінокосів необхідно розпочинати в оптимальні терміни і закінчувати через 8...10 днів.

На якість сіна впливають такі чинники.

Запізнення з термінами збирання трав не тільки зменшує вагову кількість сіна, а й погіршує його кормові якості. Трави стають більш грубими, твердими та погано поїдають тварини. Під час скошування трав після цвітіння в них на 15…25 % зменшується вміст білка і водночас на 20…35 % підвищується кількість клітковини.

Якість сіна також знижується, якщо скошена трава цілком просохла в скошених прокосах. Під час згрібання втрачається багато листків, тому траву в покосах необхідно тільки пров'ялювати, а після пров'ялювання досушувати у валках.

Сіно висушене у валках характеризується більшим умістом протеїну порівняно з висушеним у покосах, оскільки майже повністю зберігаються листя, більша частина якого вкрита від сонця. Ще більше протеїну містить сіно, отримане під час скошування трави у валки та сушіння скошеної трави безпосередньо у валках. Значну частину поживних речовин сіно втрачає від дощів і роси, або від надмірного пересушування та зайвого ворушіння трав. Сіно, яке має зайву вологу швидко пліснявіє та набуває неприємного запаху, буріє, а іноді й чорніє, що призводить до значного зниження перетравності протеїну в процесі поїдання такого сіна тваринами.

В якісному сіні, заготовленому з польової сумішки, перетравлюваність протеїну тваринами становить 51,4 %, в злегка бурому — 33 %, в бурому — 22 %, в сильно бурому — менше 11 %. Щоб не допустити зниження якості сіна від впливу дощів, скошена трава має знаходитись у покосах і валках якомога менше часу.

Технологія заготівлі сіна містить такі операції:

- скошування трав причіпними або самохідними косарками у валок або в покіс з плющенням, або без плющення зеленої маси;
- ворушіння та обертання утворених валків граблями з пасивними та активними робочими органами, або валкообертачами самохідних косарок-плющилок;
- підбирання валків у копиці з використанням підбирачів-копнувачів, копицевозів, начіпних волокуш, підбирачів;
- навантажування сіна прес-підбирачами з відімкненим в'язальним апаратом, які обладнано завантажувальним пристроєм;
- перевезення та укладання сіна на зберігання.

Сучасні технології виробництва кормів передбачають заготівлю розсипного, різаного та пресованого сіна.

Заготівля розсипного сіна. Траву скошують у сонячну погоду та залишають у прокосах на кілька годин для пров'ялювання скошеної трави, після чого прокоси згрібають у валки. Підв’ялену в валках скошену масу вологістю до 30 % за допомогою підбирача-копнувача збирають у копиці, де її досушують до вологості 20 %. Далі сіно транспортують на зберігання до місця скиртування в сіносховищах або спеціальних ангарах.

За відсутності в господарствах сіносховищ сіно доставляють безпосередньо до тваринницьких ферм і зберігають у копицях або скиртах на спеціальних майданчиках. За такого способу заготівлі сіна втрачається до 25...30 % поживних речовин, а в дощову погоду — 50 % і більше.

Заготівля подрібненого сіна. Під час сушіння подрібненого сіна траву пров'ялюють до вологості 40...45 %. Подрібнене сіно має необхідну сипучість, що полегшує його механізоване навантаження та розвантаження в транспортні засоби, роздачу та дозування, змішування з іншими кормами. Цю технологію застосовують у північно-західних районах України.

Заготівля пресованого сіна. Для приготування пресованого сіна скошену траву підсушують до вологості 20…22 %, при цьому максимально допустима вологість не має перевищувати 24 %. За допомогою прес-підбирача сіно пресують у рулони різної форми та маси залежно від типу та характеристик прес-підбирача. Під час пресування сіна з рослин втрачається до 20..25 % вологості, а листя та суцвіття досить довго тримаються на стеблах рослин. У сприятливу погоду паки, які укладають у піраміду, залишають на 2...3 дні в полі для досушування. За такої формі укладання сіно добре продувається і швидко сохне. Паки вологістю до 20 % відразу з прес-підбирача перевозять до місця зберігання.

Для приготування пресованого сіна методом активного вентилювання використовують трав'яну масу, яку пров'ялено до вологості 30...35 %.

Період від часу скошування трав до підбору тюків має бути не більше 2...3 днів.

Пресоване сіно має низку суттєвих переваг перед розсипним: механічні втрати пресованого сіна скорочуються в 2...2,5 раза; спресовані паки сіна займають відносно менший об'єм і краще зберігається; скорочуються витрати на перевезення за рахунок раціонального використання транспортних засобів; зберігає аромат і колір, менше поглинає вологу.

6.4.2. Типи робочих органів та процес згрібання сіна

У технологічному процесі збирання трав на сіно загальним для всіх способів збирання є згрібання пров’яленої трави з прокосів у валки, що дає змогу механізувати наступні операції заготівлі сіна, а в південних районах України — захистити скошену масу від довгострокової дії сонячних променів під час сушіння в полі.

Для ворушіння трави в прокосах, згрібання у валки і обертання валків пров'яленої трави застосовують граблі.

Класифікацію граблів подано на рис. 6.30.

За характером утворення валка граблі поділяють на поперечні й бокові, при цьому поперечні граблі формують валки, розміщені впоперек напрямку руху агрегату, а бокові — вздовж.

За типом робочого органу граблі є зубові (поперечні), колісно-пальцьові, роторні, конвеєрні і барабанні.

Колісно-пальцьові граблі обладнують втягнутими та підштовхувальними колесами.

За видом тяги розрізняють тракторні й кінні граблі, при цьому за способом агрегатування тракторні граблі є причіпні, навісні і напівнавісні.

Найрізноманітнішу конструкцію мають бокові граблі.

Поперечні граблі виконують тільки одну операцію — згрібання трави, а бокові крім згрібання також ворушіння, розпушування, обертання валків і розкидання їх у разі зволоження.

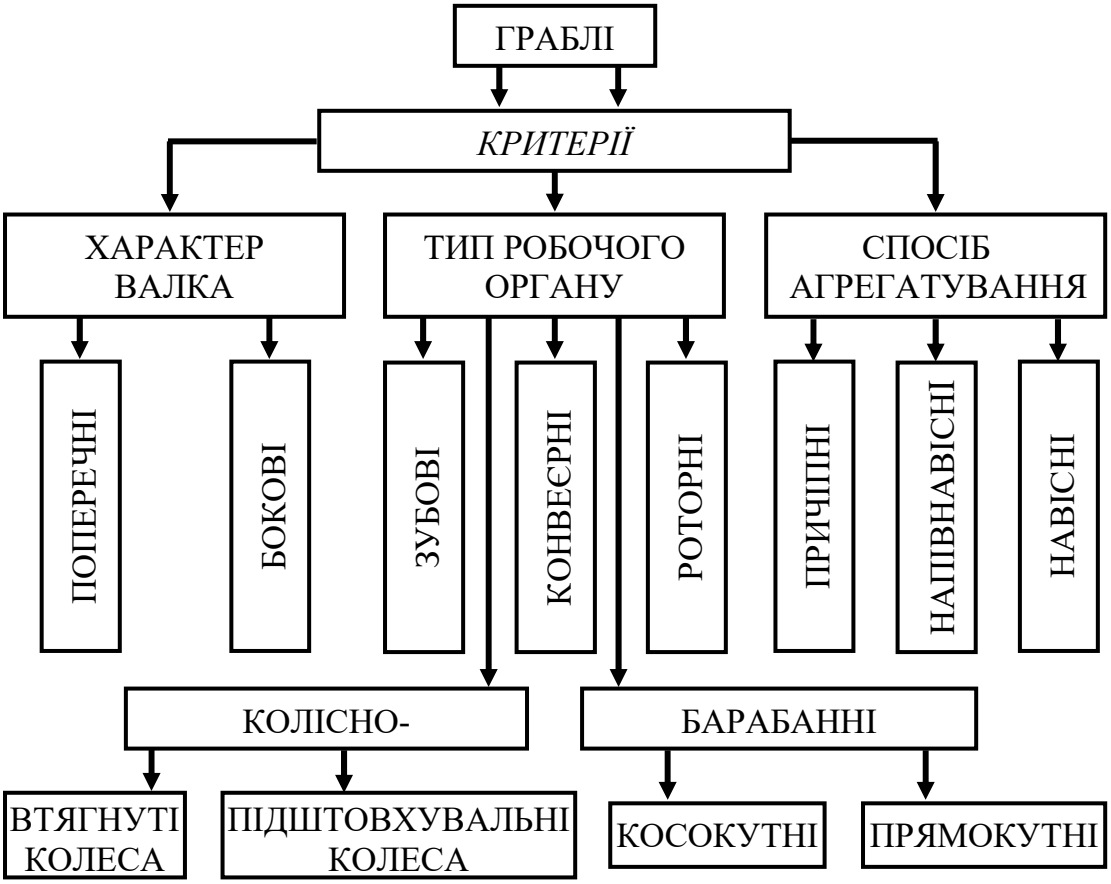


Рис. 6.30. Класифікація граблів

Поперечні граблі утворюють валок, перпендикулярний до напрямку руху машини.

Бокові граблі утворюють валок уздовж руху машини, оскільки згрібають пров'ялену траву в бік від напрямку руху.

Основним робочим органом поперечних граблів є сталеві пружинні зуби *1*, які утворюють короб і мають криволінійну форму та вигнуті за дугою кола радіусом ρ або логарифмічної спіралі і які за допомогою зуботримачів прикріплені до поперечного грабельного бруса *2* (рис. 6.31*а*). Бруси із зубами шарнірно закріплено в кронштейнах *3* рами *4*. Зуби утворюють порожнину, в якій під час згрібання трав формується валок. У верхній частині цієї порожнини розміщено гребінку, яку виконано у вигляді очисних прутків *8*. Ці прутки у разі підіймання зубів зіштовхують утворений валок сіна на землю. Висота зубів становить 700…725 мм, відстань між суміжними пружними зубами — 70…80 мм.

Під час роботи сіно, яке підбирається пружними зубами, накопичується у ввігнутій частині грабельного апарата. Коли цей простір заповнюється, вмикається механізм підіймання, при цьому починає обертатися вал піднімання, який через кривошип *6* і тягу підіймання *7* повертає відносно центра

обертання *О* грабельний брус із зубами. За половину обороту підіймального вала зуби піднімаються в транспортне положення, залишаючи зібране сіно у вигляді валка на полі.

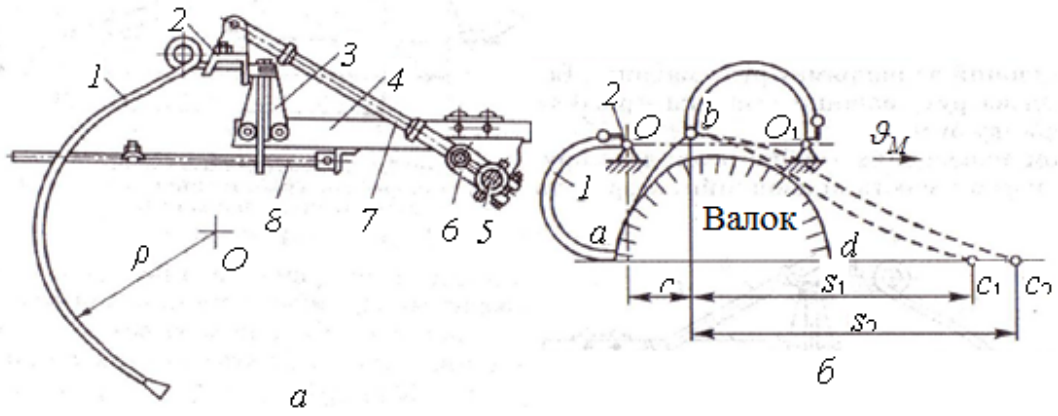


Рис. 6.31. Схема зубового грабельного апарата (а) та траєкторія руху зуба поперечних граблів (б):

1 — зуб; *2* — грабельний брус; *3* — кронштейн; *4* — рама; *5* — вал підіймання; *6* — кривошип; *7* — тяга підіймання; *8* — очисний пруток

За подальшого руху грабельний апарат опускається в робоче положення. Під час усіх наступних проходів механізм підіймання вмикають так, щоб утворювані валки вкладалися навпроти попереднього валка. Для повного згрібання трави кінці зубів мають торкатися поверхні землі, а в транспортному положенні розміщуватися на одній лінії.

Положення грабельного апарата встановлюють зміною довжини тяги підіймання 7 накручуванням або розкручуванням її головки. Під час згрібання сіна кінці зубів установлюють на відстані не більше ніж 1 см від поверхні поля.

Під час згрібання сіна утворений валок тисне на зуби, тому грабельний брус, під час обертання може підніматися вгору. Щоб цього не сталося, граблі обладнують пристроєм, який утримує зуби в притиснутому до поверхні ґрунту положенні доти, доки повністю не сформується валок і не відбудеться його зіштовхування під час вмикання автомата підіймання грабельного бруса.

Валки, сформовані граблями, мають бути прямолінійними, завширшки не більше ніж 1,3 м і рівномірної щільності за довжиною. Прямолінійність валка забезпечується, якщо за наступних заїздів зуби піднімаються на одній прямій лінії з попереднім. Ширина валка залежить від траєкторії підіймання *ab* і опускання bc_1 або bc_2 зубів (рис. 6.31*б*). Траєкторія *ab* — геометричне місце точок, отримане в результаті додавання складного руху: переносного зі швидкістю ϑ_M і відносного навколо осі *О*. Якщо грабельний брус повертає механізм підіймання від коліс граблів, то траєкторія *ab* не залежить від ϑ_M.

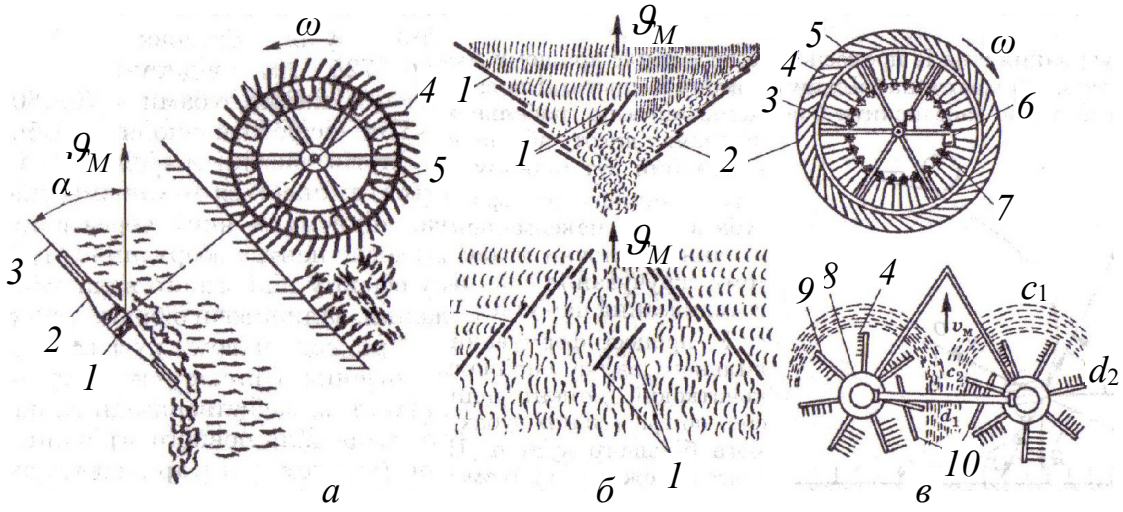


Рис. 6.32. Схеми бокових граблів:

а — колісно-пальцьовий робочий орган; *1* — втулка; *2* — спиця; *3* — пальці; *4* — обід; *5* — кільце; *б* — колісно-пальцьових; *в* —ротаційних; *1*, *2* — вальцьові колеса; *3* — вальці; *4* — петля; *5* — обід; *6* — спиця; *7* — кільце; *8* — ротор; *9* — граблина; *10* — щитки; *I*, *II* — положення коліс під час згрібання та ворушіння

Якщо механізм урухомлюють від гідроциліндра, то залежить від швидкості руху граблів ϑ_M. Опускаються зуби під дією сили тяжіння, при цьому грабельний апарат розглядається як фізичний маятник. Траєкторія bc_1, bc_2 руху кінця зуба залежить від моменту інерції, положення центра тяжіння грабельного апарата, висоти підіймання і швидкості руху граблів. Зі збільшенням висоти підіймання і швидкості переміщення граблів зростає проекція ($s_2 > s_1$) траєкторії на горизонталь, а отже, і огріхи dc_1 і dc_2.

Перевага поперечних граблів — вони формують валок трав масою від 1 до 4 кг на 1 м довжини валка незалежно від урожайності трав.

Основним вузлом бокових граблів є колісно-пальцьовий робочий орган, який має вигляд колеса, що складається із втулки *1* (рис. 6.32,*а*,*б*), спиць *2* і пружинних пальців *3*, пропущених крізь отвір в ободі *4* і закріплених на кільці *5*. Колеса встановлюють під кутом $\alpha = 45°$ до напрямку руху і під час роботи спираються на поверхню ґрунту. Колеса вільно обертаються на осях з кутовою швидкістю ω, а пальці розміщуються в одній площині обертання і для полегшення зсування трави вони згинаються в бік, протилежний до напрямку обертання.

Бокові граблі складаються з правої та лівої секцій, їх ширина захвату становить 6 м. У результаті руху агрегату і взаємодії пальців із ґрунтом колеса обертаються, а їхні пальці в нижньому положенні рухаються траєкторіями, подібними до прямих ліній і паралельними осям обертання коліс. Сіно, яке збирається колесами, переміщується в тому самому напрямку.

Якість роботи граблів залежить від тиску колеса на ґрунт. При цьому недостатній тиск як під час згрібання, так і обертання призводить до розриву

і розкидання валка, а надмірний — спричинює забруднення сіна землею, яка розпушується пальцями.

Залежно від умов роботи потрібний тиск колеса на ґрунт під час згрібання та обертання валка забезпечується регулюванням амортизаційних пружин.

Безпосередньо на машині колісно-пальцьові робочі органи об'єднані в секції, які на згрібанні сіна встановлюють під кутом 45° до напрямку руху. При цьому, згрібаючи, колеса знаходяться всередині кута, утвореного секціями, і повернуті до трактора.

На ворушінні секції встановлюють кутом уперед, повернувши їх навколо шарнірів опорних труб на 90°, у такому разі ліва і права секції можуть працювати незалежно одна від одної.

Утворені валки сіна обертаються однією секцією колісно-пальцьових робочих органів машини.

Роторні граблі призначені для згрібання сухих і підв'ялених кормів у валки, а також для ворошіння розкиданих зелених кормів. Після збирання зернових ними також згрібають солому.

Роторні граблі формують поздовжній валок, зсуваючи траву двома секціями вбік (рис. 6.32*в*). Їхні робочі органи — ротори *8*, які обертаються з кутовою швидкістю ω, містять кілька граблин з пальцями *3*. Ротори урухомлюють в обертання валом відбору потужності трактора. Граблини обертаються разом з роторами і повертаються копіювальним механізмом відносно своїх осей.

Під час згрібання трави пальці опускаються і, захоплюючи траву (зони c_1c_2), зсовують її до центра. В зонах d_1d_2 граблини піднімаються і пальці виходять із контакту з валком.

Для зменшення розкидання рослин передбачено щитки *10*.

6.4.3. Обґрунтування параметрів і режимів роботи поперечних граблів

Одним із основних умов зменшення втрат сіна, яке згрібається, є формування валка скручуванням шару сіна, а не завантаженням його попереду зубів. Форма зуба істотно впливає на формоутворення валка.

Скручування сіна з прокосів у валок сприяє кращому збереженню листків, які мають найбільшу кормову цінність. Для скручування сіна потрібно забезпечити його піднімання вздовж грабельного зубу на значну висоту або на великий критичний кут підіймання α_{kp} (кут між дотичною до грабельного зуба в точці максимального піднімання часточки трави і ґрунтом); скручування сіна після його піднімання на кут α_{kp}.

У процесі формування правильного валка вирішальним є початковий момент підіймання сіна на грабельних зубах до якомога більшого кута α. Цей момент залежить від геометрії зуба, і в подальшому на процес формування валка форма зуба істотно не впливає.

Розглянемо сили, які діють на сіно під час згрібання та проаналізуємо вплив форми зуба на формування валка. На часточку сіна під час згрібання діють такі сили (рис. 6.33): Q — сила ваги часточки сіна, Н, при цьому $Q = mg$(m — маса часточки сіна, кг); P — сила опору часточки сіна згрібанню, Н; N — сила нормальної реакція зуба, Н; $P_{ін}$ — сила інерції, яка притискує часточки сіна під час їх підіймання до зубів граблів, Н; F — сила тертя сіна по зубу, Н.

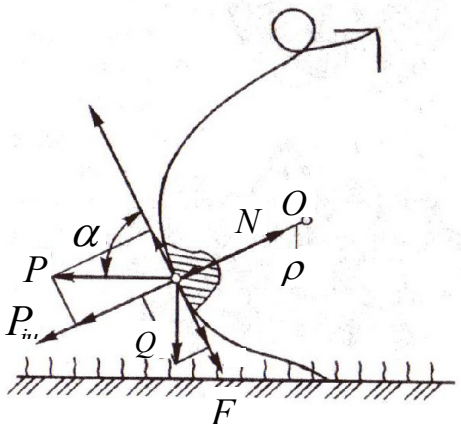


Рис. 6.33. Сили, які діють на часточку сіна під час згрібання

У першому наближенні припускаємо, що сила опору часточки сіна згрібанню є постійною, тобто $P = const$. Закон зміни сили P потрібно встановити на основі експериментальних даних.

Відповідно сили інерції та тертя становлять

$$P_{ін} = m\rho\omega^2 = m\vartheta^2 / \rho,$$

де ρ — радіус кривини форми зуба граблів, м; ω — кутова швидкість обертання маси часточки, рад/с; ϑ — колова швидкість маси часточки, м/с;

$$F = fN = f\left(Q\cos\alpha + P\sin\alpha + m\vartheta^2 / \rho\right),$$

де f — коефіцієнт тертя сіна по зубу граблів; α — кут підіймання маси часточки, град.

Якщо криву, яка описує форму зуба, задано рівнянням у полярних координатах $r = f(\varphi)$, то радіус кривини визначатимуть як:

$$\rho = \frac{\left[f^2(\varphi) + (f')^2(\varphi)\right]^{\frac{3}{2}}}{f^2(\varphi) + (f')^2(\varphi) - f(\varphi)f''(\varphi)}.$$

Диференціальне рівняння руху часточки сіна на поверхні зубів у натуральній системі координат має вигляд:

$$m\frac{d\vartheta}{dt} = P\cos\alpha - Q\sin\alpha - F,$$

або

$$m\frac{d\vartheta}{dt} = P\cos\alpha - Q\sin\alpha - f\left(Q\cos\alpha + P\sin\alpha + \frac{m\vartheta^2}{\rho}\right). \qquad (6.75)$$

Проте в процесі роботи кут α змінний і дорівнює $\alpha = \varphi + \mu$ (рис. 6.34*а*). На рисунку наведено такі позначення: φ — початковий кут підіймання маси часточки, град; r — відстань від кінця зуба до початкової точки, м; μ — приріст кута підіймання, град.

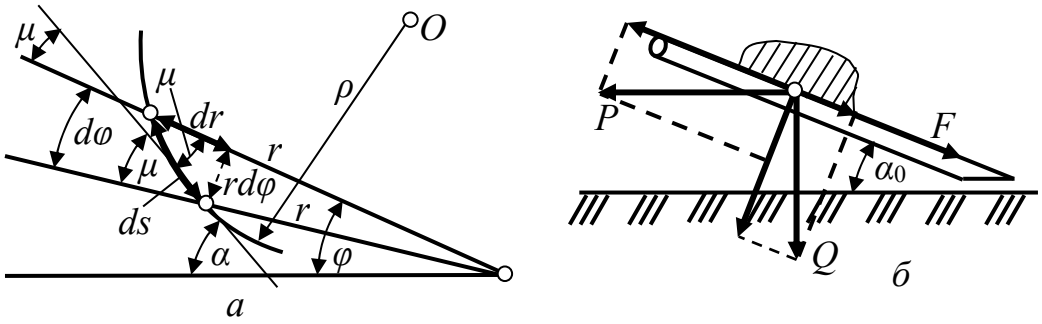


Рис. 6.34. Схема до визначення:
а — кута α; *б* — кута нахилу прямолінійної ділянки зуба до горизонту

Оскільки $\sin\mu = r(d\varphi/ds)$, а $\cos\mu = dr/ds$, матимемо:

$$\sin\alpha = \sin(\varphi+\mu) = \sin\varphi\cos\mu + \cos\varphi\sin\mu = (dr/ds)\sin\varphi + r\cos\varphi(d\varphi/ds);$$

$$\cos\alpha = \cos(\varphi+\mu) = \cos\varphi\cos\mu - \sin\varphi\sin\mu = (dr/ds)\cos\varphi + r\sin\varphi(d\varphi/ds).$$

Якщо знехтувати силою інерції, тобто взяти $m\vartheta^2/\rho = 0$, тоді $m(d\vartheta/dt) = (P - fQ)\cos\alpha - (Q + fP)\sin\alpha$.

Введемо позначення: $A = P - fQ$ і $B = Q + fP$ та враховуючи, що $ds/dt = \vartheta$, зведемо останнє рівняння до вигляду

$$md\vartheta ds = (A\cos\varphi - B\sin\varphi)dr - r(A\sin\varphi + B\cos\varphi)d\varphi,$$

або

$$m\vartheta ds = (A\cos\varphi - B\sin\varphi)dr - r(A\sin\varphi + B\cos\varphi)d\varphi.$$

Тоді

$$m\vartheta^2/2 = \int(A\cos\varphi - B\sin\varphi)dr - \int r(A\sin\varphi + B\cos\varphi)d\varphi. \qquad (6.76)$$

Змінними величинами рівняння (6.76) є: ϑ, φ, r. Розв'язавши рівняння (6.75) для кількох варіантів форми зуба граблів, порівнюють отримані швидкості піднімання часточки сіна по зубу і вибирають ту форму зуба, яка забезпечує найкраще виконання технологічного процесу — утворення якісного валка сіна.

Наприклад, форму зуба виконано за формою архімедової спіралі, кривину якої описує залежність $r = a\varphi$. Тоді $dr = ad\varphi$, при цьому

$$m\vartheta^2/2 = \int(A\cos\varphi - B\sin\varphi)ad\varphi - \int a\varphi(A\sin\varphi + B\cos\varphi)d\varphi. \quad (6.77)$$

Якщо форма зуба описується логарифмічною спіраллю, рівняння якої дорівнює $r = ae^{n\varphi}$, то $dr = ane^{n\varphi}d\varphi$.

Знаючи сили, які діють на сіно під час згрібання, можна знайти граничний кут підіймання сіна по зубу граблів α_{kp} із умови, що нормальна реакція N з боку зуба на сіно дорівнює нулю, тобто $N = 0$. Тоді сіно почне падати донизу або закручуватися.

Запишемо цю умову:

$$N = Q\cos\alpha_{kp} + P\sin\alpha_{kp} + m\vartheta^2/2 = 0.$$

Виконавши відповідні перетворення та замінивши силу ваги Q на mg, отримаємо:

$$Q\cos\alpha_{kp} + m\vartheta^2/mg\rho = -(P/Q)\sqrt{(1-\cos^2\alpha_{kp})}.$$

При цьому, ввівши позначення $A = \vartheta^2/g\rho$ і $B = P/Q$, визначимо:

$$\cos\alpha_{kp} + A = -B\sqrt{(1-\cos^2\alpha_{kp})},$$

або

$$\cos\alpha_{kp} = \frac{-A \pm \sqrt{\left[A^2 - \left(A^2 - B^2\right)\left(1 + B^2\right)\right]}}{\left(1 + B^2\right)}. \qquad (6.78)$$

Робоча ділянка стандартного грабельного зуба є комбінацією нижньої прямолінійної ділянки завдовжки близько 100 мм і дуги кола. Кут нахилу прямолінійної ділянки до поверхні ґрунту вибирають із умови ковзання трави на цій ділянці (рис. 6.34*б*).

Ця умова набере такого вигляду:

$$P\cos\alpha_o > Q\sin\alpha_o + F,$$

або

$$P\cos\alpha_o > Q\sin\alpha_o + tg\varphi(Q\cos\alpha_o + P\sin\alpha_o),$$

де φ — кут тертя сіна по матеріалу ділянки, град.

Розділимо обидві частини нерівності на $P\cos\alpha_o$ і позначимо відношення $Q/P = b$.

Після перетворення отримаємо: $tg\alpha_o < (1 - btg\varphi)/(b + tg\varphi)$,

де $tg\varphi =$ 0,4...0,5 — коефіцієнт тертя пухкої рослинної маси по сталі.

Якщо знехтувати силою ваги трави, тобто взяти Q = 0, тоді умова набере вигляду

$$tg\alpha_o < 1/tg\varphi. \qquad (6.79)$$

За результатами досліджень І.А. Долгов установив, що критичні кути підіймання шару сіна по спіральних зубах незначно відрізняються один від одного. Порівняно зі стандартними спіральні зуби забезпечують інтенсивніший приріст кута підіймання сіна в початковий момент, що зменшує час контакту шару зі стернею і втрати сіна під час згрібання, а також сприяє більшому завертанню сіна.

Профілі валків цілинно-степового сіна (врожайність 23 ц/га), сформовані поперечними граблями з різною формою зуба, показали, що форма зуба, яку виконано за логарифмічною спіраллю $r = r_o a e^{n\varphi}$, забезпечує кращу форму валка: зменшує його ширину, збільшує висоту і з цієї причини вдвічі збільшує масу одного погонного метра валка.

Рівняння логарифмічної спіралі для зуба має вигляд $r = 30{,}5e^{0{,}364\varphi}$.

На утворення валка правильної форми істотно впливає не тільки профіль зуба граблів, а й траєкторія кінця зуба під час його підіймання та опускання.

У поперечних граблях існуючих конструкцій грабельний брус піднімається за рахунок сили зчеплення коліс машини з ґрунтом або за допомогою гідравлічних засобів, а опускається — під дією ваги грабельного апарата.

Траєкторію підіймання і опускання кінця зуба граблів показано штрих пунктирною лінією на рис. 6.35.

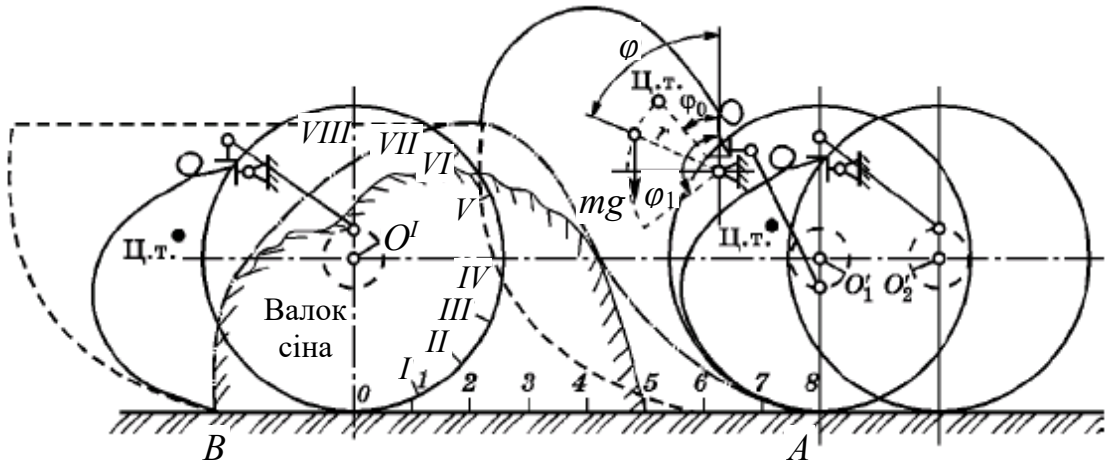


Рис. 6.35. Побудова траєкторії підіймання і опускання кінця зуба поперечних граблів

Грабельний брус підіймається за половину обертання ходового колеса машини. Якщо граблі не рухаються, тобто стоять на місці, то траєкторією підіймання кінця зуба буде коло. Знаючи розміри ланок механізму підіймання грабельного бруса, можна графічно знайти відповідне положення кінця зуба на колі для кожного кута повороту кривошипа. Якщо точки кінця зуба на колі змістити вздовж горизонталі на величину переміщення машини за час, який відповідає повороту кривошипа, то отримаємо дійсну траєкторію кінця зуба під час підіймання.

Траєкторію кінця зуба під час опускання отримаємо, розмірковуючи таким чином. Якщо граблі стоять на місці, тобто не рухаються, то траєкторією кінця зуба під час падіння є коло. Траєкторією центра тяжіння грабельного бруса також є коло радіусом r, який у крайніх положеннях становить з вертикаллю кути φ_o і φ_1.

Розділимо дугу кола центра тяжіння грабельного бруса (Ц.т., див. рис. 6.35) на однакові відрізки, які характеризуватимуться центральними кутами. Знайдемо проміжки часу t_1, t_2, $t_3,...,t_n$, які відповідають певним кутам повороту центра тяжіння під час падіння. На стільки ж рівних частин розділимо кут повороту кінця зуба і відповідно знайдемо положення кінця зуба, коли граблі стоять на місці.

Потім від отриманих точок кінця зуба вздовж горизонталі відкладемо відрізки шляху, які проходить машина за знайдений час $\vartheta_M t_1$, $\vartheta_M t_2$, $\vartheta_M t_3,...,$ $\vartheta_M t_n$. З'єднавши отримані точки штрих пунктирною лінією, отримаємо траєкторію кінця зуба під час падіння.

Щоб визначити час падіння центра тяжіння грабельного бруса, складемо диференціальне рівняння його руху (див. рис. 6.35):

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \sum M = mgr\cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right), \text{ або } J\frac{d\omega}{dt} = \sum M = mgr\cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right),$$

де J — момент інерції бруса, кг м; M — момент сили, Н м; r — радіус точки центра тяжіння, м; φ — кут повороту точки центра тяжіння, град; m — маса бруса, кг; ω — кутова швидкість повороту бруса, рад/с.

Оскільки $d\varphi = \omega dt$, звідки $dt = d\varphi/\omega$, отримаємо:

$$J\omega d\omega = mgr\sin\varphi d\varphi.$$

Звідси:

$$\int \omega d\omega = (mgr/J)\int \sin\varphi d\varphi.$$

Рішення останнього інтеграла матимемо вираз:

$$\omega^2/2 = -(mgr/J)\cos\varphi + C. \qquad (6.80)$$

Визначимо довільну сталу C із початкових умов: за $\omega = 0$ маємо $\varphi_o = \varphi$. Тоді $C = (mgr/J)\cos\varphi_o$, а рівняння (6.80) набере вигляду:

$$\frac{\omega^2}{2} = \frac{mgr}{J}(\cos\varphi_o - \cos\varphi).$$

Для того щоб знайти час падіння центра тяжіння грабельного бруса, у диференціальний вираз $dt = d\varphi/\omega$ підставимо значення $\omega = \sqrt{(2mgr/J)(\cos\varphi_o - \cos\varphi)}$ і проінтегруємо отримане рівняння від φ_o до φ, тобто:

$$\frac{1}{\sqrt{(2mgr/J)(\cos\varphi_o - \cos\varphi)}}d\varphi = dt;$$

$$\int_{\varphi_o}^{\varphi}\frac{1}{\sqrt{(2mgr/J)(\cos\varphi_o - \cos\varphi)}}d\varphi = \int_0^t dt.$$

Отримаємо:

$$t = \int_{\varphi_o}^{\varphi}\frac{1}{\sqrt{(2mgr/J)(\cos\varphi_o - \cos\varphi)}}d\varphi = \sqrt{\frac{J}{2mgr}}\int_{\varphi_o}^{\varphi}\frac{1}{\sqrt{\cos\varphi_o - \cos\varphi}}d\varphi. \quad (6.81)'$$

Цей інтеграл є еліптичним і вираховується за спеціальними таблицями або з використанням прикладних програм для комп'ютера.

Траєкторія кінця зуба під час підіймання та опускання грабельного бруса має бути такою, за якої сформований валок сіна не порушується і не розтягується. Під час опускання кінця зуба його траєкторія не має бути дуже пологою і витягнутою, що, як правило, відбувається зі збільшенням поступальної швидкості машини. У такому разі частина сіна залишається в прокосах і не сформується у валок. З цієї причини поперечні граблі не пристосовані для роботи на підвищених швидкостях машини.

6.4.4. Обґрунтування параметрів і режимів роботи колісно-пальцьових граблів

Колісно-пальцьові граблі призначені для згрібання пров'яленої трави із прокосів у валки, перевертання трави в прокосах і обертання валків сіна. Розрізняють два типи граблів: із колесами, які штовхає енергетичний засіб; із колесами, які тягне енергетичний засіб (рис. 6.30). Граблі першого типу начіплюють спереду, а другого — ззаду енергетичного засобу, тобто трактора.

Граблі складаються з однакових за конструкцією правої і лівої секцій, які можуть виконувати технологічний процес незалежно одна від одної. Ширина захвату двох секцій під час згрібання сіна становить 6 м, а в разі перевертання внаслідок переставлення секцій збільшується до 7 м. Праву секцію граблів другого типу показано на рис. 6.36*а*. Секція складається з рами *1*, опорної труби — штанги *2*, опорних пневматичних коліс *3*, робочих пальців коліс *4*, кількість яких дорівнює шести, кожне з яких посаджено на підпружинену вісь *5*, механізму піднімання колеса з трубою та рукояткою *6*, рами зчіпки *7* з двома центральними робочими колесами. Пневматичні колеса розміщені ступінчасто під кутом до напрямку руху граблів. Кожне колесо має вигнуту вісь, яка шарнірно з'єднана зі штангою. Між віссю та штангою встановлено пружини, які зменшують тиск пальців на землю і, як наслідок, спрацювання пальців і тягового зусилля.

Пальцьове колесо (рис. 6.36*б*) складається з каркаса *1*, роликової втулки 2 і пружинних пальців *3*, які відігнуті назад для того, щоб із них краще сходило сіно. Під час руху агрегату пальцьові колеса, які торкаються землі, обертаються і завдяки своєму розміщенню під кутом $45…50^0$ до напрямку руху переміщують сіно вбік. Опір сіна згрібанню, який діє на колесо, тобто силу P(рис. 6.36*а*.). Розкладемо силу P на дві складові сили P_1 і P_2. При цьому сила P_1 діє в площині колеса та створює крутний момент, який обертає колесо, а сила P_2 діє перпендикулярно до площини колеса і сприймається його втулкою та віссю. Із трикутника швидкостей випливає, що сіно переміщується до валка коротшим шляхом порівняно з боковими граблями, оскільки абсолютна швидкість ϑ кінця зуба відхилена від напрямку руху на більший кут γ.

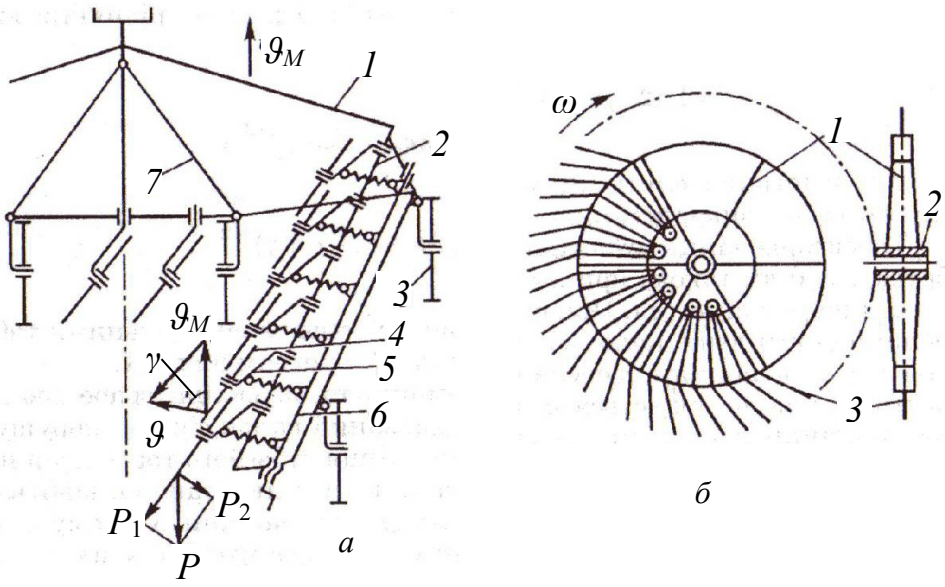


Рис. 6.36. Колісно-пальцьові граблі:
а — схема правої секції; *б* — схема пальцьового колеса

У наслідок цього зменшуються втрати найпоживніших складанних частин скошеної трави. За даними вчених, утрати листків люцерни під час згрібання барабанними боковими граблями становили 24…27 %, а колісно-пальцьовими граблями — 13,7 %. Колісно-пальцьові граблі мають також інші переваги: в результаті незалежної підвіски кожного колеса пальці копіюють поверхню поля, що забезпечує якісну чистоту згрібання; утворюють більш однорідний за розмірами валок; використовуються для ворушіння трави в прокосах (рис. 6.37*а*); можуть працювати під час вітру та на швидкостях до 20 км/год.

Проте вони недостатньо ворушать високоврожайні трави.

Основними параметрами колісно-пальцьових граблів є траєкторія кінця пальця, абсолютна швидкість, відстань між вісями і площинами коліс, кількість коліс.

Щоб визначити параметри робочих органів (рис. 6.37*б*), введемо такі позначення: R — радіус обертання кінця пальця, м; ω — кутова швидкість обертання колеса, рад/с; ϑ_M — швидкість машини, м/с; α — кут між напрямком переносної швидкості машини ϑ_M і площиною обертання колеса, рад; β — кут між пальцями, рад; h — висота стерні, м; B — ширина захвату граблів, м; n — кількість пальцьових коліс на граблях, шт.; t_o — час повороту колеса на кут $\beta = \varphi / 2$, с; $\vartheta_M t$ — шлях, який проходить машина за час t повороту колеса, м.

У процесі згрібання трави пальці колісно-пальцьових граблів виконують складний рух — вони переміщуються за напрямком переносної швидкості та обертаються навколо осей коліс.

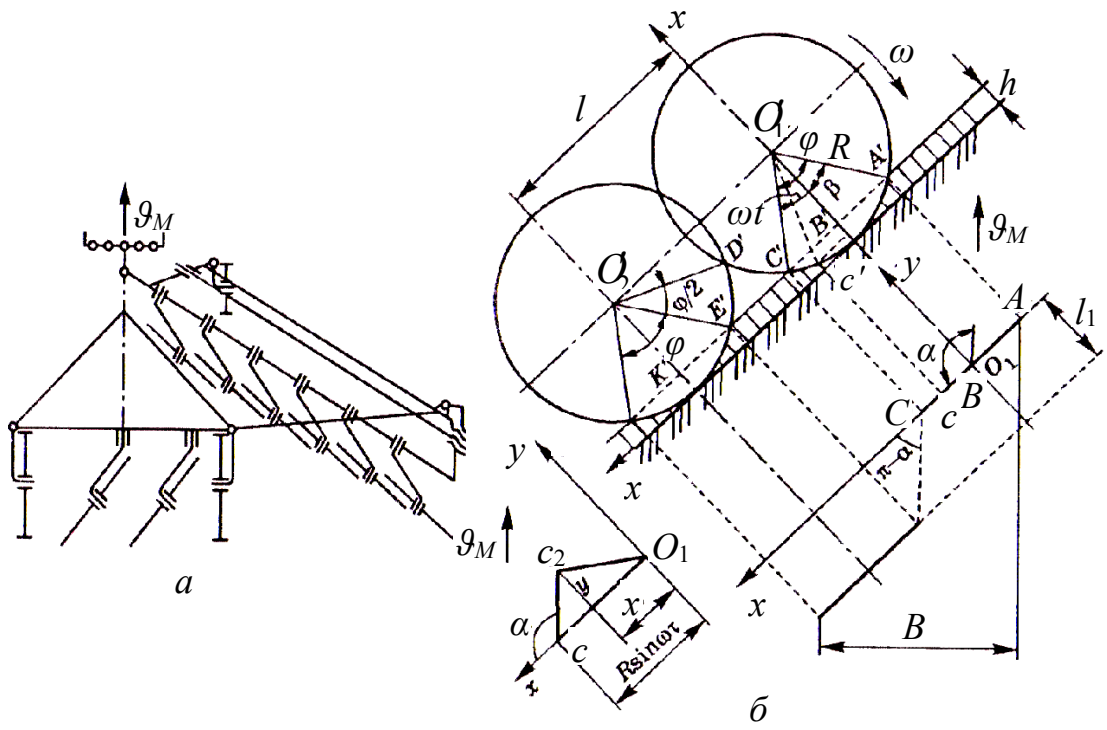


Рис. 6.37. Схеми:
а — розміщення коліс під час ворушіння трави; *б* — для визначення основних параметрів колісно-пальцьових граблів

За початок відліку беремо положення радіуса колеса $O_1'B'$. Рівняння руху кінця пальця в параметричній формі має такий вигляд:

$$x = R\sin\omega t - \vartheta_M t\cos(\pi-\alpha) = R\sin\omega t + \vartheta_M t\cos(\pi-\alpha);$$

$$y = \vartheta_M t\sin\alpha;\ z = R - R\cos\omega t = R(1-\cos\omega t).$$

Проекції абсолютної швидкості кінця пальця граблів на осі координат становлять:

$$\vartheta_x = \frac{dx}{dt} = R\omega\cos\omega t + \vartheta_M\cos\alpha;$$

$$\vartheta_y = \frac{dy}{dt} = \vartheta_M\sin\alpha;\ \vartheta_z = \frac{dz}{dt} = R\omega\sin\omega t.$$

Абсолютну швидкість кінця пальця колеса граблів визначають:

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_ч^2 + \vartheta_н^2 + \vartheta_я^2} =$$

$$= \sqrt{R^2\omega^2\cos^2\omega t + 2R\omega\vartheta_M\cos\omega t\cos\alpha + \vartheta_M^2\cos^2\alpha + \vartheta_M^2\sin^2\alpha + R^2\omega^2\sin^2\omega t} =$$

$$= \sqrt{R^2\omega^2 + 2R\omega\vartheta_M\cos\omega t\cos\alpha + \vartheta_M^2\cos^2\alpha + \vartheta_M^2}$$

Висота утвореного гребня, яка згідно з рис. 6.37*б* буде визначатися як $h_{гр} = R - R\cos\beta = R(1-\cos\beta) = R(1-\cos\varphi/2)$, не має перевищувати висоту стерні h, яка становить 40…60 мм. Радіус коліс на кінцях пальців граблів R = 600…700 мм.

Відстань між вісями коліс L визначають з умови, що точка виходу C' пальця першого колеса має бути точкою входу пальця D' другого колеса.

Тоді $L = B'C' + C'E' + E'K'$.

Оскільки $B'C' = E'K' = R\sin\varphi/2$, а $C'E' = D'E' = R(\varphi/2)$, отримаємо $L = R(\varphi/2) + 2R\sin(\varphi/2) = R(\varphi/2 + 2\sin\varphi/2)$.

Відстань між площинами коліс становитиме:

$$L_1 = C'E'tg(\pi - \alpha) = -R[(\varphi/2)]tg\alpha. \quad (6.82)$$

Під час розрахунку беремо абсолютне значення відстані між площинами коліс L_1, тобто без знака «мінус».

Кількість пальцьових коліс визначимо залежно від ширини захвату машини:

$$B = nAC\sin(\pi - \alpha) = 2nR\sin(\varphi/2)\sin\alpha. \quad (6.83)$$

Звідки $$n = \frac{B}{2R\sin(\varphi/2)\sin\alpha}. \quad (6.84)$$

Для існуючих конструкцій машин $\varphi = k\beta$, де k — коефіцієнт (будь-яке парне число); β = 7…9°.

6.5. Обґрунтування параметрів і режимів роботи пресів

Залежно від природно-кліматичних і господарських зон застосовують різні способи заготівлі кормів. Вибираючи їх, ураховують умови збирання, урожайність культури, розміри площ, які потрібно зібрати, вид і поголів'я тварин та інші специфічні чинники.

Спосіб заготівлі пресованого сіна прогресивніший порівняно з іншими способами. Траву після скошування, підсушування в прокосах і згрібання підбирають прес-підбирачами з одночасним пресуванням сіна в паки двох видів — прямокутних і циліндричних (рулонних).

Далі паки сіна, які залишені на зібраному полі, підбирають підбирачем-транспортувальником і транспортують до місця зберігання і вкладають у штабелі. Також застосовують комбіновану технологію пресування сіна в паки та їх одночасного підбирання в накопичувачі паків з подальшим їх транспортуванням до місця зберігання і вкладанням у штабелі.

Переваги заготівлі сіна підбиранням його із валків з одночасним пресуванням у кипи такі: підвищується якість сіна; зменшуються втрати в процесі заготівлі і зберігання; скорочуються витрати на транспортування і зберігання сіна; полегшується процес дозування сіна під час його роздавання тваринам; скорочується тривалість сушіння, оскільки для пресування можна підбирати сіно вологістю до 25 %. Крім того, комплекс машин, до якого входить прес-підбирач, знижує витрати праці в 2,5…4,0 рази, порівняно з іншими машинами.

Низька щільність пресування сіна і соломи рекомендується для північних, північно-західних районів лісолугової зони та для поливних ділянок степової

зони і допускається під час пресування маси вологістю до 40%. Спресовану масу в подальшому досушують у спеціальних установках. Середня щільність пресування сіна і соломи придатна для центральних районів лісолугової зони, допустима вологість під час пресування 25%. Висока щільність пресування може бути за вологості маси не більше ніж 22% у степових зонах. Прес-підбирачі застосовують для підбирання сіна (соломи) із валків, пресування підібраного матеріалу в пресувальній камері і зв'язування паків.

Ці машини можуть формувати паки двох видів — прямокутних і циліндричних. Прямокутні паки утворюють дією на сіно поршня, а циліндричні — закрученням маси в рулони.

Класифікують прес-підбирачі за такими основними критеріями:

▪ за формою утворення кип прес-підбирачі поділяють на поршневі та рулонні;

▪ за характером руху поршня — на преси з прямолінійним зворотно-поступальним рухом поршня та зі зворотно-коливальним рухом поршня вздовж дуги кола.

▪ за напрямком подачі пресувального матеріалу в пресувальну камеру — на преси з боковою, верхньою та фронтальною подачами;

▪ залежно від ступеня ущільнення (щільність пресування) маси матеріалу — з низькою (до 100 кг/м^3), середньою (100…200 кг/м^3) та високою (до 300 кг/м^3) щільністю пресування;

▪ за характером агрегатування прес-підбирачі є стаціонарні, причіпні, напівнавісні, навісні і самохідні.

▪ за напрямком руху маси в пресувальну камеру розрізняють преси з боковою, нижньою або верхньою подачею.

Робочі органи урухомлюють від вала відбору потужності трактора або стаціонарного енергетичного засобу.

Поршневі преси пресують паки прямокутного перерізу різної довжини (0,5…2,5 м). Поршень *4* (рис. 6.38*а*), який здійснює зворотно-поступальний рух, стискає масу в пресувальній камері *E*, утвореній корпусом *2*, торцем поршня і попередньо спресованою масою *1* рослин.

За бокової подачі конструкція преса ускладняється, потік маси тричі (лінії швидкостей *э — и — с*) змінює напрямок. Найбільше використовують преси з боковою подачею, які підбирають сіно або солому з валків завширшки до 1,4 м та формують прямокутні паки розміром 0,36 × 0,5 × 1,0 м (об'єм пака 0,17…0,19 м^3), щільність пресування маси до 150 кг/м^3, маса пака — в межах 27…30 кг.

У пресах з нижньою подачею масу попередньо порційно пресують, стискуючи набивачем *3* у камері, яку утворено стінками каналу *D* і нижньою стінкою поршня *4*, або упорами, встановленими в камері. Сформовані три порції надходять у зону дії поршня, де їх остаточно ущільнюють у камері пресування *E* до заданої щільності. Такі преси компактніші, порівняно з пресами з боковою подачею, потік маси в них змінюється в напрямку

швидкостей *и* і *с*. Преси з подвійним ущільненням застосовують для формування паків великої маси — до 600 кг і розмірами 0,7 × 1,2 м (об'єм пака 1,0…2,4 м^3).

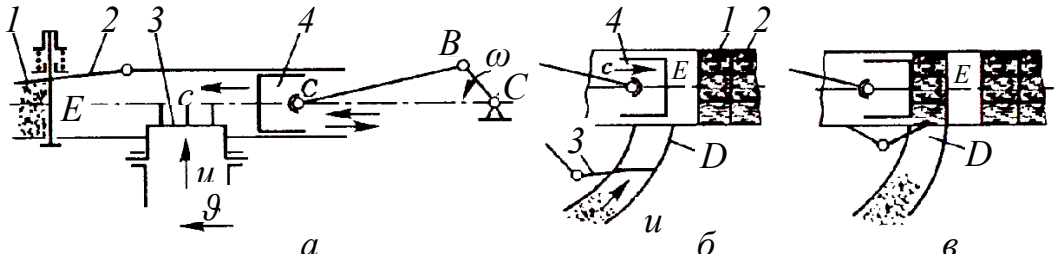


Рис. 6.38. Схема поршневих пресів:
а — бокова подача; *б*, *в* — нижня подача; *1* — пресована маса; *2* — корпус; *3* — набивач; *4* — поршень

Рулонні преси, основними робочими органами яких є конвеєр, барабан і пресувальні паси, є з постійною і змінними камерами пресування, закручують сіно або солому в циліндричні рулони діаметром до 1,5 м і завдовжки до 1,4 м. Преси з постійною камерою пресування виконують конвеєрними і роликовими, тобто рулони в них формують пресувальні конвеєри чи ролики або ланцюг з роликами. При цьому стрічки конвеєрів рухаються в одному напрямку, а ролики обертаються в один бік відносно своїх осей.

6.5.1. Типи робочих органів пресів

Основним механізмом будь-якого прес-підбирача є живильні робочі органи і пресувальна частина.

Живильні робочі органи більшості прес-підбирачів складаються з підбирача валків барабанного типу з пружинними пальцями і механізму подачі сіна до пресувальної камери. Живильні робочі органи підбирають сіно (солому) із валків, піднімають його на потрібну висоту, спрямовують до завантажувального отвору приймальної камери пакувальників, які перехоплюють масу, та, попередньо відпресувавши, закидають її у пресувальну камеру в момент холостого ходу поршня.

Пресувальна частина складається з кривошипно-шатунного механізму, поршня, безпосередньо пресувальної камери і в'язального апарата. Завдяки простоті конструкції, високій продуктивності й значній щільності пресування в процесі заготівлі кормів найбільше застосовують робочі органи з прямолінійним рухом поршня.

Основні типи робочих органів розглянемо на прикладі прес-підбирача ПС-1,6 (рис. 6.39).

Прес-підбирач з боковою подачею складається з таких основних вузлів: сниці *1*; карданної передачі *2*; маховика *3*, який має запобіжну муфту і зв’язаний зрізною шпилькою з ведучим валом коробки передач;

кривошипно-шатунного механізму *4*; робочого поршня *5*; підбирача з пружинними пальцями *9*; переднього пакувальника *7*; заднього пакувальника *8*; двох в'язальних апаратів з двома голками *6*.

Підбиральна частина прес-підбирача шарнірно кріпиться до осі ходових коліс і розміщується з правого боку машини та має вигляд барабана, що складається з п'яти штанг, на яких закріплено пружинні пальці. Пресувальна камера — основна частина преса, всередині якої формується пак, яка є рамою машини та на якій монтують основні вузли прес-підбирача. Поперечний переріз камери поступово звужується до виходу за рахунок похилого розміщення верхньої частини. Бокові стінки паралельні одна одній. Усередині пресувальної камери змонтовано поршень з опорними роликами, який здійснює зворотно-поступальний рух. За кожний робочий хід поршень пресує порцію, яку подано пакувальниками сіна (соломи), і проштовхує її в стисненому вигляді далі в камеру.

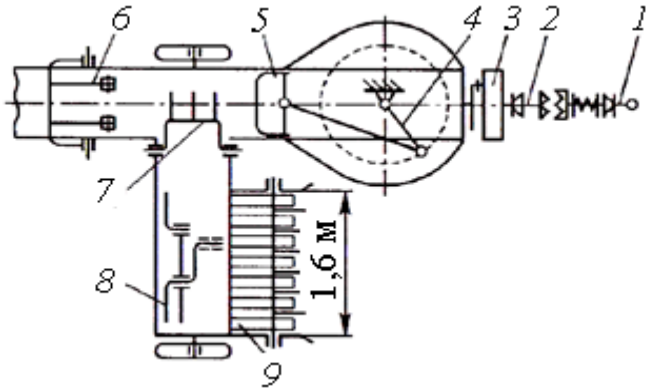


Рис. 6.39. Схема прес-підбирача з боковою подачею сіна

Зверху середньої частини пресувальної камери встановлено змінні в'язальні апарати, призначені для дротяного і шпагатного в'язання паків. В'язальний дріт має мати діаметр 1,8…2,0 мм, а шпагат — 2,5…3,0 мм. Шпагат має витримувати зусилля на розрив не менше ніж 680…740 Н. Останнім часом замість шпагату використовують синтетичні матеріали. Два типи в'язальних апаратів мають однакові механізми — механізм подачі в'язального матеріалу, вузлов'язальний пристрій, ніж для обрізування матеріалу, затискувачі й механізм для вмикання апарата. Вони складаються з таких основних робочих органів: вимірювального колеса, муфти вмикання, голок, гака-вузлозав'язувача і затискувального пристрою для дроту.

Під час руху агрегату вздовж валка пружинні пальці підбирача підхоплюють сіно і подають його до пресувальної камери, в якій за час робочого ходу поршня порція сіна стискується і тиск на поршні поступово збільшується. Коли сила тиску перевищить силу опору просування порції сіна в камері, відбувається її проштовхування на величину спресованої наступної порції: із камери виходить уся маса сіна, яка є в ній, у тому числі зв'язані паки. За цей час ніж поршня обрізує залишки хвостової частини пака і відокремлює таким чином порції сіна одну від одної.

Спресовану порцію поршень подає на зуби пароутворювачів, які, формуючи в паку пази для укладання в них в'язального дроту, утримують сіно у спресованому вигляді під час холостого ходу поршня. Спресоване сіно, рухаючись, повертає мірильне колесо, яке за кожного повного оберту вмикає в'язальний апарат. Зв'язані в два обхвати паки із пресувальної камери проштовхуються до виходу і надходять на вивантажувальний лотік.

У рулонних прес-підбирачах пресувальна камера виконана криволінійною (рис. 6.40*а*). Основні вузли прес-підбирача: підбирач *1*, пакувальник *2*, поршень *3*, пресувальна камера *4*, в'язальний апарат *5*, мірильне колесо *6*, лотік *7*. Рулонні преси згортають сіно в циліндричні паки і зв'язують шпагатом. Сіно в рулонах краще зберігає кормові властивості (поживні речовини).

Розглянемо принцип формування рулону (рис. 6.40*б*). Пресувальна частина складається зі системи верхніх *1* та нижніх *2* пасів. Щоб полегшити початок утворення рулону, нижні паси в початковому положенні провисають (штриховими лініями показано положення роликів *A* і *B*, *C* і *D* у момент початку формування рулону).

Підбирач преса підбирає сіно і транспортує його до двох пасів так, що вхідна стрічкоподібна форма сіна починає закручуватися під встановленим тиском. У процесі приросту рулону ролики *B* і *C* автоматично переміщуються назад, переборюючи натяг пружин, з якими вони пов'язанні.

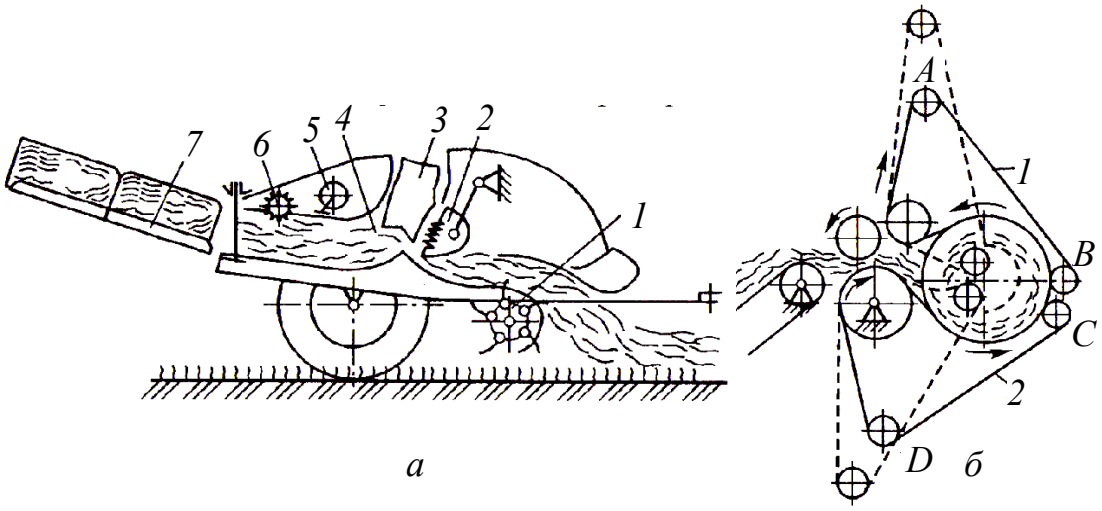


Рис. 6.40. Схема прес-підбирача з криволінійною камерою (*а*) та пресувальна частина рулонного сінного преса (*б*)

Коли пак досягає встановленого діаметра (35…40 см), конвеєр автоматично зупиняється і подача сіна між пасами припиняється. Проте рулон продовжує обертатися і спірально обмотується шпагатом, при цьому вузол не зав'язується, оскільки зчеплення між сіном і шпагатом запобігає розвертанню. Після обмотування ролики *B* і *C* розкриваються, щоб викинути рулон. Щільність рулону становить до 200 кг/м^3, маса — у середньому 25 кг.

6.5.2. Обґрунтування параметрів пресувальної камери

Паки сіна (соломи) формуються і ущільнюються в пресувальній камері. Безперервності пресування досягають завдяки застосуванню відкритих камер, до яких матеріал подається через завантажувальне вікно з одного кінця камери, а спресовані паки виходять з протилежного. Маса ущільнюється і просувається під час робочих ходів поршня. Щільність пресування залежить від зусилля, яке потрібно прикласти для просування спресованої маси в камері.

На початку кожного робочого ходу, коли поршень рухається до завантажувального вікна (шлях S_1), тиску на його лобовій поверхні $P = f(\varphi)$ немає (рис. 6.41). За подальшого руху поршень стискує подану порцію сіна і на його поверхні виникає тиск, який у міру просування поршня збільшується (крива лінія AB). Крива AB характеризує збільшення тиску на поршні під час стиснення сіна. Як тільки тиск досягне значення, що дорівнює силі тертя, яка утримує раніше спресовану в камері масу матеріалу, починається рух усього матеріалу до виходу (лінія BC). Крива BC характеризує тиск на поршні, коли стиснення порції сіна закінчилося і порція проштовхується у відкриту камеру на певний шлях. Початку руху (точка B) відповідає максимальне значення тиску поршня P_{max}. Рух спресованої маси закінчується наприкінці робочого ходу поршня S_n (точка C), тобто за досягнення поршнем переднього крайнього положення.

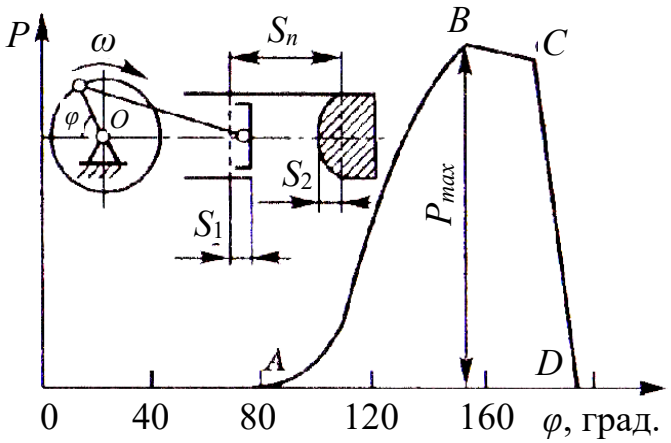


Рис. 6.41. Зміна тиску на поршні преса залежно від кута повороту кривошипа

Потім починається зворотний хід. Крива CD характеризує тиск на поршні за зворотного ходу.

Під час зворотного ходу поршня спресований матеріал розширюється, тому тиск на поршень знижується не миттєво, а поступово на певному шляху S_2 холостого ходу. Щоб обмежити зворотний рух спресованої маси, в камері встановлюють гальмівні упори або затискачі.

У сучасних пресах $S_2 = 40…60$ мм. Щільність пресування залежить від довжини та ступеня звуження пресувальної камери. Преси мають різну довжину камери — від 1460 до 3550 мм.

Звуження пресувальної камери можна досягти нахилом однієї стінки, яка кріпиться шарнірно або нахилом за рахунок пружних деформацій двох стінок камери, які мають жорстке кріплення.

Зусилля пресування. Параметри камери і окремих її елементів вибирають із умов отримання паків певних розмірів, забезпечення заданої продуктивності преса і отримання паків потрібної щільності за мінімальних енерговитрат.

Закономірності стиснення сіна і соломи встановлені експериментально. При цьому І.І. Вольф запропонував параболічну залежність між тиском на поршні P (Па) і його переміщенням S (см) у такому вигляді:

$$P = AS^n,$$

де A і n — емпіричні коефіцієнти.

Аналогічну залежність між тиском на поршні і щільністю спресованої соломи ρ, кг/м^3, запропонував Скавельвейтон:

$$P = c\rho^m,$$

де c і m — емпіричні коефіцієнти.

На основі вивчення закону стиснення шару необмолочених стеблин пшениці вузькою планкою М.А. Пустигін запропонував експоненціальну залежність між тиском на поршні P (Па) і переміщенням L (см) планки:

$$P = 0{,}001e^{9{,}21/H},$$

де H — початкова висота стискального сіна, см.

Для вищих тисків (понад 98 кПа) М.А. Пустигін також запропонував залежність:

$$P = Ae^{BL/H},$$

де $A =$ 34 кПа і $B =$ 0,375 (для люцернового сіна).

Залежність тиску, який потрібний для стиснення матеріалу до високої щільності $\rho =$ 1000…1200 кг/м^3, яку отримують під час брикетування сіна, запропонували Дж. Л. Баталер і Х.Ф. Мак-Коллі:

$$\rho = k_1 lg(P/k_2),$$

де k_1 і k_2 — емпіричні коефіцієнти.

Для отримання залежності зміни тиску стиснення P від щільності матеріалу ρ В.І. Особов виходив із того, що відношення приросту тиску dP до приросту щільності $d\rho$ прямо пропорційне прикладеному тиску P:

$$dP/d\rho = f(P).$$

Накопичений досвід дає основу вважати, що $f(P)$ є лінійною залежністю (функцією), тому $dP/d\rho = f(P) = aP + b$.

Проінтегруємо цю залежність у межах зміни тиску на поршні від 0 до P і

від початкової щільності матеріалу ρ_0 до кінцевої ρ:

$$\int_0^P \frac{dP}{aP+b} = \int_{\rho_0}^{\rho} d\rho \quad \text{або} \quad \frac{1}{a}\int_0^P \frac{d(aP+b}{aP+b} = \int_{\rho_0}^{\rho} d\rho .$$

Після перетворень отримаємо остаточну формулу залежності тиску на поршні від щільності пресування:

$$P = c\left[e^{a(\rho-\rho_0)} - 1\right], \tag{6.85}$$

де $c = b/a$.

Вільно насипане сіно має щільність $\rho =$ 40…50 кг/м^3. Емпіричні коефіцієнти c і a залежать від фізико-механічних властивостей сіна та характеризують опір, який сіно чинить стисненню.

За даними В.І. Обломова, залежно від вологості та складу скошеного сіна $a =$ (3,75...5,50)·10^{-3} м^3/кг, $c =$ 3,82…6,0 кг·с/см^2.

Залежність (6.85) можна перетворити та виразити через переміщення поршня. Для цього початкову довжину шару до стиснення позначимо через $L_П$, площу поперечного перерізу камери — $S_{П.К}$, деформацію шару матеріалу під час його стиснення — $H_Ш$.

Початковий об'єм сіна до стиснення дорівнює $S_{П.К}L_П$, тоді маса сіна:

$$m_c = \rho_0 S_{П.К} L_П . \tag{6.86}$$

Після стиснення об'єм сіна дорівнює $S_{П.К}\left(L_П - H_Ш\right)$, а маса сіна становитиме:

$$m_c = \rho S_{П.К}\left(L_П - H_Ш\right). \tag{6.87}$$

Прирівнявши праві частини виразів (6.86) і (6.87), отримаємо:

$$\rho = \rho_0\left(\frac{L_П}{L_П - H_Ш}\right).$$

Підставивши останнє рівняння у формулу (6.85) для визначення тиску пресування, дістанемо:

$$P = c\left(e^{a\left(\rho_0 \frac{L_П}{L_П - H_Ш} - \rho_0\right)} - 1\right),$$

або після перетворення:

$$P = c\left(e^{a\rho_0\left(\frac{H_Ш}{L_П - H_Ш}\right)} - 1\right). \tag{6.88}$$

На основі експериментів І.А. Долгов запропонував залежність для визначення емпіричних коефіцієнтів c і a від початкової щільності стискального матеріалу ρ_0 у такому вигляді:

$$c = 1/\left(A + B\rho_0 + C\rho_0^2\right); \quad a = \left(D + E\rho_0 + K\rho_0^2 + M\rho_0^3\right),$$

де A, B, C, D, E, K, M — дослідні коефіцієнти, які залежать від матеріалу пресування.

Розподілення тиску вздовж камери. Під час ущільнення сіна в пресувальній камері матеріал стискується в напрямку руху поршня і прагне розширитися в перпендикулярному напрямку. Стінки камери перешкоджають розширенню, внаслідок чого виникає боковий тиск η. Припустимо, що боковий тиск лінійно залежить від осьового тиску P на всьому інтервалі його зміни:

$$\eta = \mu P, \tag{6.89}$$

де μ — коефіцієнт бокового тиску під час навантаження.

Якщо осьовий тиск збільшити до певного значення P, а потім зменшити його до нуля, то боковий тиск не впаде до нуля, а збереже певне залишкове значення η_0. Залежність бокового тиску від осьового під час розвантаження має вигляд:

$$\eta = \eta_0 + \mu_1 P, \tag{6.90}$$

де μ_1 — коефіцієнт бокового тиску під час розвантаження.

У момент зупинення поршня ліві і праві частини залежностей (6.89) і (6.90) однакові:

$$\mu P = \eta_0 + \mu_1,$$

звідки

$$\mu = (\eta_0 + \mu_1)/P.$$

На відстані x від поршня виокремимо елементарний шар матеріалу завтовшки dx (рис. 6.42). Зліва на нього діє тиск P_x, справа — $P_x - dP_x$, а по периметру — тиск η_x.

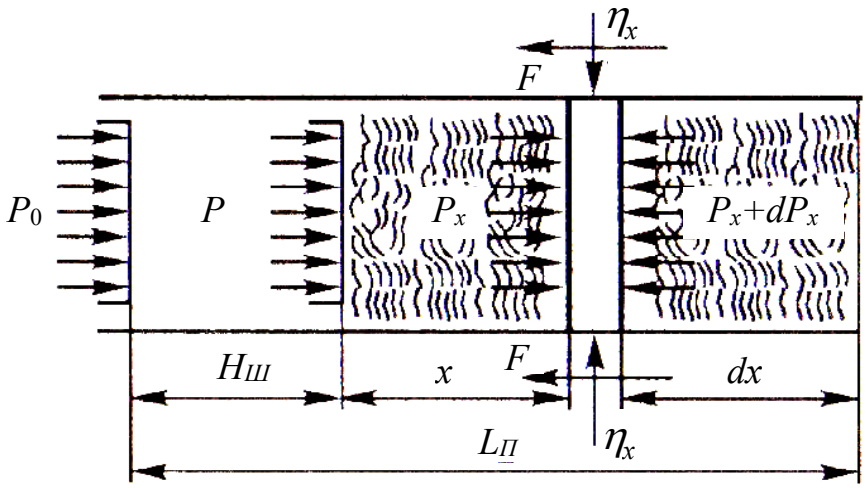


Рис. 6.42. Сили, які діють під час ущільнення сіна в пресувальній камері

Проекція сил на горизонтальну вісь:

$$P_x S_{П.К} - (P_z + dP_x) - f\eta_x u dx = 0,$$

де f — коефіцієнт тертя сіна по стінках камери; u — периметр поперечного перерізу камери, м.

Останній вираз можна подати у вигляді:

$$\frac{dP_x}{\eta_x} = -\frac{fudx}{S_{П.К}} \quad \text{або} \quad \frac{dP_x}{\eta_0 + \mu_1 P} = \frac{-fux}{S_{П.К}}.$$

Проінтегрувавши останній вираз у межах від P до P_x і від 0 до x, отримаємо:

$$\frac{\frac{1}{\mu_1} ln\left[(\eta_0 + \mu_1 P_x)\right]}{\eta_0 + \mu_1 P} = \frac{fudx}{S_{П.К}}.$$

Розв'язавши отримане рівняння відносно P_x, знайдемо:

$$P_x = \frac{P + \eta_0}{\mu_1} exp\left(\frac{-\mu_1 fux}{S_{П.К}}\right) - \frac{\eta}{\mu_1}. \tag{6.91}$$

Використавши рівняння (7.12.17), отримаємо закономірність розподілу бокових тисків на відстані x від поршня:

$$\eta x = \left(\mu_1 P + \eta_0\right) exp\left(\frac{-\mu_1 fux}{S_{П.К}}\right). \tag{6.92}$$

Отримані залежності (6.91) і (6.92) дають змогу визначити силу f тертя сіна по стінках камери, яку визначають як різницю зусиль P поршня і P_1 упору:

$$f = S_{П.К}\left(P - P_1\right).$$

Тиск P_1 отримаємо, якщо у формулу (6.92) замість x підставимо величину $L_П - H_Ш$, яка дорівнює відстані між поршнем і упором:

$$P_1 = S_{П.К}\left(P + \frac{\eta_0}{\mu_1}\right)\left\{1 - exp\left[\frac{\mu_1 fu\left(L_П - H_Ш\right)}{S_{П.К}}\right]\right\}.$$

Отже, сила тертя залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу (f, μ_1) і відношення периметра до поперечного перерізу камери. Зі зменшенням цього відношення зменшується також сила тертя, і навпаки.

Під час ущільнення сіна у відкритій камері протидія створюється за рахунок спресованого матеріалу об її стінки. Ущільнення сіна починається, коли поршень проштовхує матеріал, який надійшов, через завантажувальне вікно. Тиск поршня зростає в міру стиснення і досягає певного максимального значення PB у точці B (рис. 6.42).

Зусилля поршня починає дорівнювати опору проходження матеріалу в камері: починається проштовхування спресованого матеріалу. Якщо довжину матеріалу і відповідно шлях його проштовхування після ущільнення позначимо через h, а довжину відкритої камери — через L_1, то, використовуючи рівняння (6.92), визначимо протидію з боку напрямних відкритої камери, підставивши замість x значення $L_1 + h$:

$$P_B = \frac{P + \eta_0}{\mu_1} exp\left(\frac{-\mu_1 fu(L_1 + h)}{S_{П.К}} \right) - \frac{\eta_0}{\mu_1}. \quad (6.93)$$

Формула (6.93) дає змогу визначити довжину відкритої камери за заданих зусиль пресування.

Після точки B напруження в сіні внаслідок його тертя по стінках камери зменшується і змінюється аналогічно рівнянню (6.91):

$$P_x = \frac{P_C + \eta_0}{\mu_1} exp\left(\frac{-\mu_1 fux}{S_{П.К}} \right) - \frac{\eta_0}{\mu_1},$$

де P_x — тиск в перерізі відкритої камери, віддаленої на відстані x від точки C, Н; P_C — тиск поршня в точці C, Н.

При цьому:

$$P_C = \frac{P_B + \eta_0}{\mu_1} exp\left(\frac{-\mu_1 fux}{S_{П.К}} \right) - \frac{\eta_0}{\mu_1}.$$

За зворотного ходу поршня відбувається пружне розширення спресованого матеріалу, тому в камері тиск зберігатиметься навіть тоді, коли поршень повністю відійде від спресованого матеріалу. За робочого ходу поршня сіно знову зазнає стиснення, щільність його стає найбільшою, саме в цей момент і в'яжуть пак.

Визначення роботи пресування. Робота A пресування одиниці маси матеріалу (сіна, соломи) складається з роботи A_1, яка потрібна для стиснення матеріалу (однакова для відкритої чи закритої камери); роботи A_2, яка витрачається на виштовхування спресованого матеріалу із камери; роботи A_3 пружного розширення спресованого матеріалу, яка передається (повертається) на привідний вал преса і тому віднімається від загальної роботи, тобто:

$$A = A_1 + A_2 + A_3.$$

Роботу, яку витрачають на стиснення сіна або будь-якого подібного матеріалу, отримаємо, застосувавши вираз для визначення елементарної роботи на шляху dx:

$$dx = \frac{S_{П.К} P}{G} dx,$$

звідки

$$A_1 = \frac{S_{П.К}}{G} \int_0^{H_{Ш}} c\{exp[a(\eta - \eta_0)] - 1\} dx,$$

або

$$A_1 = \frac{S_{П.К}}{G} \int_0^{H_{Ш}} c\left[exp(\frac{a \eta_o x}{L_П - x} - 1 \right] dx,$$

де G — вага защільнювального сіна, кг.

Для визначення питомої роботи, яка потрібна для виштовхування сіна з відкритої камери, проінтегруємо рівняння (6.93) по dh від 0 до h. Потім підставимо значення h замість виразу $L_1 + h$.

Отримаємо:

$$A_2 = \frac{S_{П.К}}{G}\left[\frac{S_{П.k}}{\mu_1 fu}(P + \frac{\eta_o}{\mu_1})(1 - exp - \frac{\mu_1 fuh}{S_{П.К}} - \frac{\eta_o h}{\mu_1}\right].$$

Робота пружного розширення для відкритої камери пропорційна площі трикутника DCE:

$$A_3 = \frac{S_{П.К} P_C H_Ш}{2G}.$$

Якщо відома продуктивність $Q_П$ (т/год) прес-підбирача, то потужність N (Вт) визначають за формулою:

$$N = AQ_П / 270.$$

Розрахунок маховика. За час одного ходу поршня зусилля пресування змінюється нерівномірно. Спочатку воно незначне, а наприкінці — досягає максимального значення. Відповідно до цього крутний момент на привідному валу також змінний, тому потужність двигуна вибирають за середнім значенням крутного моменту, але при цьому обов'язково ставлять маховик.

Порядок розрахунку маховика такий. Спочатку визначають тиск на поршні для найважчих умов роботи, використовуючи формулу $P = c\{exp[a(\eta - \eta_0)] - 1\}$, та розбивають ділянку пресування на інтервали.

Для кожного інтервала визначають швидкість поршня та відповідний крутний момент на кривошипному валу визначеної швидкості: P_1R_1, P_2R_2,..., P_nR_n. Потім залежно від кута повороту кривошипа α будують криву крутних моментів M_1, M_2,..., M_n (рис. 6.43).

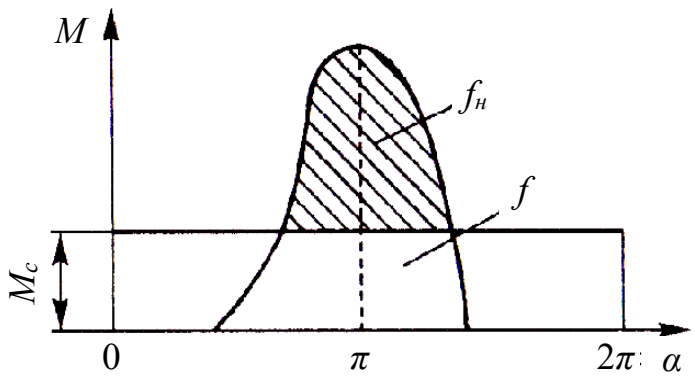


Рис. 6.43. Залежність моментів на валу кривошипа від кута повороту

Визначають площу f під кривою, яка виражає всю роботу, витрачену на пресування:

$$A = Kf\ ,$$

де $K=K_1K_2$, K_1 і K_2 — масштаби відповідно для моменту і кута повороту.

Середня потужність N_c (Вт) для урухомлення поршня преса:

$$N_c = A/75t\ ,$$

де t — час одного оберту, с.

У свою чергу, $t = 2\pi/\omega$, тоді

$$N_c = A\omega/150\pi\ ,$$

де ω — кутова швидкість обертання маховика, рад/с.

Середній крутний момент за рівномірних витрат роботи A за час одного оберту кривошипа:

$$M_c = N_c/\omega = A/150\pi\ .$$

На графіку вздовж вертикалі відкладають значення середнього крутного моменту M_c і проводять горизонтальну лінію до кута повороту кривошипа 2π. Тоді площа прямокутника у визначеному масштабі виражатиме всю роботу пресування. Площа $f_н$ під кривою вище від лінії M_c характеризує надлишкову роботу A_n, яка має відбуватися за рахунок кінетичної енергії маховика преса та зведеного моменту інерції робочих органів преса.

Момент інерції на привідному валу преса, потрібний для забезпечення заданої нерівномірності δ обертання вала

$$J = A_n/\omega_{np}^2\delta\ ,$$

де ω_{np} — кутова швидкість приводного вала преса, рад/с; $\delta =$ 0,10…0,15.

Теоретичну вагу маховика, зведеного до центра тяжіння поперечного перерізу обода на радіусі $R = 0{,}5D$, визначають:

$$GD^2 = 4gJ\ ,$$

де g — прискорення вільного падіння, м/с^2.

Дійсна вага обода:

$$G_o = 0{,}9G\ .$$

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Призначення та типи подільників.
2. Умова нормальної роботи пасивного подільника.
3. Загальна характеристика напівактивних і активних подільників.
4. Призначення та типи стеблепідіймачів.
5. Яка умова ковзання стебел на робочій поверхні стеблепідіймача?
6. Призначення та класифікація різальних апаратів.
7. Які параметри впливають на різальну здатність ножа?

8. Як визначається коефіцієнт трансформації загострення ножа?

9. Як визначається кут ковзання та коефіцієнт ковзання ножа?

10. Типи сегментно-пальцьових різальних апаратів.

11. Від чого залежить якість роботи сегментно-пальцьового різального апарата?

12. Назвіть відомі механізми урухомлення ножа різальних апаратів.

13. Що таке дезаксіал кривошипно-шатунного механізму?

14. Які основні кінематичні характеристики ножа та їх визначення.

15. Побудова траєкторії абсолютного руху різальної кромки сегмента ножа.

16. Які сили діють на затиснене різальними кромками стебло?

17. Як визначається площа подачі та площа навантаження під час зрізування стебел?

18. Схема сил, що діють на ніж під час різання стебла.

19. Як визначають потужність на урухомлення ножа та переміщення пальцьового бруса косарки?

20. Характеристика ротаційних різальних апаратів з вертикальною віссю обертання.

21. Типи ротаційних різальних апаратів.

22. Основні параметри ротаційних різальних апаратів.

23. Призначення та типи ротаційних різальних апаратів з горизонтальною віссю обертання.

24. Основні параметри ротаційних різальних апаратів з горизонтальною віссю обертання, їх визначення.

25. Типи і призначення вальцьових апаратів.

26. Умова захоплення стебел гладенькими вальцями.

27. Основні параметри відминальних вальців, їх визначення.

28. Призначення та типи подрібнювальних апаратів.

29. За якою формулою визначають швидкість руху кормозбирального комбайна?

30. За якою формулою визначають продуктивність кормозбирального комбайна?

31. Які існують основні способи заготівлі сіна?

32. Які основні чинники впливають на якість сіна?

33. Назвіть сучасні комплекси машин для заготівлі сіна.

34. Які основні операції заготівлі сіна?

35. Яким чином отримують розсипне сіно?

36. Яким чином отримують подрібнене сіно?

37. Яким чином отримують пресоване сіно?

38. Призначення та загальна будова граблів?

39. За якими основними критеріями класифікують граблі?

40. Назвіть основні технологічні операції роботи поперечних зубових граблів.

41. Основні чинники, які впливають на траєкторію руху зуба?

42. Назвіть основні технологічні операції роботи бокових граблів?

43. Для чого призначений колісно-пальцьовий робочий орган?

44. Призначення та процес роботи роторних граблів.

45. Які основні сили діють на сіно під час його згрібання зубовими граблями?

46. Запишіть умову ковзання трави на зубовій поверхні.

47. Назвіть основні положення побудови траєкторії піднімання і опускання кінця зуба поперечних граблів.

48. Яка будова та принцип роботи пальцьового колеса?

49. Які основні параметри роботи колісно-пальцьових граблів.

50. Як визначають абсолютну швидкість руху кінця пальця колеса граблів?

51. Як визначають необхідну кількість пальцьових коліс граблів?

52. Типи пресів і їх призначення.

53. Які основні переваги заготівлі пресованого сіна?

54. За якими основними критеріями класифікують преси?

55. Назвіть основні технічні характеристики пресів?

56. Назвіть основні вузли прес-підбирачів.

57. Який принцип формування рулону в прес-підбирачах?

58. Від чого залежить сила тиску поршня преса?

59. За якими залежностями визначають силу тиску поршня?

60. Які сили діють у пресувальній камері під час ущільнення сіна?

61. Яким чином визначають загальну роботу під час пресування сіна?

РОЗДІЛ 7
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

7.1. Загальні відомості

Характеристики зернових культур як об'єкта збирання, їх технологічні властивості. Збирання урожаю зернових культур є найвідповідальнішим видом робіт, оскільки їх необхідно виконати своєчасно, в стислі строки і з мінімальними втратами.

Зернозбиральні машини забезпечують якісне збирання за умови, що їх робочі органи обґрунтовані і спроектовані оптимально та відрегульовані відповідно до властивостей культури, яку збирають. На роботу зернозбиральних машин впливає будова рослин, довжина стебла і густота стояння, полягання, міцність, вологість, розміри і маса насіння, масове відношення зерна до стебел, фаза зрілості, забур'яненість посівів тощо.

У зернових культур розділяють три фази стиглості: молочну, воскову і повну. Багаторічною практикою доведено, що найвищий урожай зерна одержують під час збирання хлібів у фазі воскової стиглості, яка триває 8—10 днів, далі урожай зменшується внаслідок осипання зерна, обламування колосків і втрати накопиченої у зерні сухої речовини (табл. 7.1).

Зернові культури за прямого комбайнування скошують у фазі повної стиглості, тому навіть за сприятливих умов неминучі втрати зерна від осипання. А якщо збирання розпочати раніше, то у комбайн буде надходити хлібна маса підвищеної вологості, що призведе до неприпустимо великих утрат та додаткових затрат на подальше очищення і сушіння зерна. За прямого комбайнування збирання урожаю необхідно завершити не пізніше ніж через 10 днів з моменту настання кінця воскової і початку повної стиглості зерна.

Таблиця 7.1

Втрати урожаю в разі затримки із збирання після досягнення повної стиглості *(за даними І. Масло, М. Грицишина, М. Босого)*

Затримка із збиранням урожаю, днів	Втрати урожаю, %				
	Ярий ячмінь	Озиме жито	Озима пшениця	Яра пшениця	Овес
4-7	2,8	3,2	4,1	6,7	16,1
8-10	3,0	8,4	9,1	10,5	22,6
11-13	8,7	14,2	16,2	17,1	26,8
14-16	15,7	15,2	17,3	29,2	28,6

У разі скошування низькорослих і полеглих рослин потрібно знизити висоту зрізання. Високорослі рослини перевантажують робочі органи

збиральної машини. Для зернових колосових довжина рослин має бути не більше 100...110 см і не менша 55...60 см. Впровадження у виробництво короткостеблових сортів (60...80 см) дозволяє знизити полягання хлібів і збільшити продуктивність роботи комбайнів.

Допустима полеглість для хлібів з довгим стеблом передбачається до 55 %, для короткостеблових — до 20 %. Від співвідношення маси зерна, соломи і полови залежать продуктивність комбайна і якість зібраного врожаю. Під час збирання високостеблових хлібів знижується продуктивність і зростають втрати від недомолоту і збільшення кількості вільного зерна в соломі, а під час збирання низькостеблових хлібів продуктивність зростає, але збільшується кількість подрібненого зерна. Відношення маси зерна до маси соломи має бути не менше 1:1,2 і не більше 1:1,5.

За роздільного способу збирання зернових кращі строки початку скошування у валки є: для пшениці — фаза середньої стиглості; для жита — кінець воскової стиглості; для ячменю — фаза воскової стиглості; для вівса — коли зерно почне достигати у верхній частині волоті; для проса — за воскової стиглості зерна в середній частині волоті; для гречки — під час побуріння 65 % зерен на рослинах. Підбирання та обмолот валків починають через 3—5 днів після скошування. Роздільне збирання доцільно проводити на полях з рослинами, середня висота стебел яких понад 60 см, густота — не менше 250...300 стебел на 1 м^2. За роздільного збирання, залежно від хлібостою (60...80, 80...120 і більше 120 см) встановлена, відповідно, наступна висота зрізування (10...15, 15...18 і 20...25 см).

Розмірно-масові характеристики зернових культур наведено в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Розмірно-масові характеристики зернових культур (за даними Л.А. Резнікова та ін.)

Культура	Маса 1000 зернин, г	Середнє співвідно-шення маси незернової частини до маси зерна	Середня кількість полови від загальної кількості незернової частини, %	Довжина стебел до моменту збирання, м	Щільність зерна, кг/м^3	Середня густота хлібостою (кількість стебел на 1 м^2)
Озиме жито	26-30	2,1	16	1,0-1,2	650-790	320
Озима пшениця	30-45	1,6	25	0,6-1,2	700-800	450
Яра пшениця	25-37	1,5	28	0,6-1,6	600-790	380
Ярий ячмінь	15-35	1,5	17	0,8-1,0	550-750	320
Овес	20-27	1,5	12	0,9-1,2	400-550	310

Урожайність зернових культур значно різниться. Так, урожайність пшениці у багатьох господарствах досягла 100—120 ц/га, озимого ячменю — 80—90 ц/га, озимого жита — 50—70 ц/га, кукурудзи — 100—20 ц/га, тоді як середня урожайність в Україні становила 33,4 ц/га.

Міцність стебла на розрив сягає 15—20 кг/мм^2. Міцність зв'язку зерна з колосом становить 3—160 г на 1 см довжини, що зумовлено сортом, вологістю і культурою. Із збільшенням вологості колоса від 6,4 % до 9,2 % сила зв'язку збільшується у два рази.

Робота, що витрачається на вимолот окремих зерен з колоса, коливається в широких межах — максимальне її значення перевищує мінімальне в 10—20 разів.

Стійкість зерна проти механічних пошкоджень визначають його міцністю, а також способом обмолоту. Ударні способи обмолоту призводять до значного пошкодження зернин. Мікропошкодження інколи сягають 50 %, тому під час обмолоту бажано використовувати еластичні ударні елементи.

Кондиційною вологістю зернових культур є відносна вологість 14...15 %. У деяких випадках вона коливається від 11 до 50 %. Під час збирання хлібів з високою вологістю зростають втрати від недомолоту, частина зерна відходить із соломою; під час збирання пересохлої хлібної маси зростають подрібнення зерна і соломи та втрати зерна з половою.

Також важливим чинником, що ускладнює процес збирання є забур'яненість, оскільки бур'яни мають вологість до 70 % і їх насіння потрапляє разом із зерном культурної рослини.

Різноманіття характеристик зернових культур, їх технологічних властивостей, вимагають здійснювати пошук ефективних способів і засобів збирання урожаю, розрахунок і оптимізацію параметрів їх робочих органів та діапазони технологічних регулювань.

Жатки. Жатки за типом поділяють на: — *валкові* (для роздільного способу збирання) і *комбайнові* (для прямого комбайнування); за конструкцією транспортера — *платформенні* (тільки для скошування), *шнекові* (для роздільного способу збирання і прямого комбайнування); за способом агрегатування — *причіпні*, *навісні*, *напівнавісні* і *самохідні*; за розміщенням різального апарата — *бокові* і *фронтальні*; за способом утворення валка — *одно-*, *дво-* і *трипотокові*; за призначенням — *для збирання зернових колосових*, *рису*, *бобових*, *насінників трав і цукрового буряку*; за шириною захвату — *вузькозахватні*, *середнього захвату* і *широкозахватні*; за способом дії — *суцільного збирання за шириною захвату* і *рядкові* або *руслові* (для збирання кукурудзи, соняшнику).

Жатка має забезпечувати збирання прямостоячого хлібостою зі швидкістю до 13 км/год, а полеглого та пониклого — до 7 км/год.

Втрати зерна під час збирання прямостоячого хлібостою мають бути не більше 1 %, а полеглого та пониклого — 2,5 %.

Жатка має зрізати стебла на висоті 50—400 мм, нерівномірність висоти зрізу — не більше 20 % до встановленої.

Валки мають бути безперервними рівномірними за шириною та товщиною. Товщина валка 10—25 см.

Ширина валка має бути меншою за ширину захвату підбирача (за ширини захвату підбирача 3 м, ширина валка має бути в межах 1,6—1,7 м, а для тонкошарових валків — до 2,5 м). Відстань між осями валків має бути більше 3,5 м для забезпечення безперешкодної роботи комбайна з підбирачем.

Стебла у валку мають розміщуватися під кутом 10—30 % до поздовжньої осі валка.

Валки на стерні мають легко продуватися повітрям.

Маса валка на 1 метрі його довжини (оптимальна 2,5—5 кг) має бути рівномірною та забезпечувати завантаження комбайна на робочих швидкостях 1—2 м/с.

Жатки, залежно від конструкції, можуть мати такі робочі органи — подільники, різальний апарат, стеблопідіймачі, мотовило, платформенний або шнековий транспортер з пальцьовим механізмом.

7.2. Мотовило

7.2.1. Типи і застосування мотовил

Мотовило, як робочий орган жатки відоме з 1822 р. Ним обладнують валкові жатки, жатки зернозбиральних комбайнів, жатки для збирання трав і грубостеблових культур кормозбиральних комбайнів. Воно призначене для відокремлення певної смуги хлібостою (травостою) за шириною захвату жатки, підведення її до різального апарата, підтримування під час зрізування, укладання зрізаної маси на транспортувальний пристрій чи стерню та очищення різального апарата.

За будовою і принципом дії мотовила поділяють на: звичайні (жорсткопланчасті радіальні, рис. 7.1*а*), універсальні (паралелограмні, ексцентрикові, рис. 7.1*б*) та копіювальні (рис. 7.1*г*).

Звичайне мотовило (рис. 7.1*а*) складається із вала *3*, до якого жорстко прикріплено промені *2*, а до них — лопаті *1*.

Під час обертання вала лопаті здійснюють обертальний рух, почергово входять у хлібну (трав'яну) масу і відокремлюють смугу стебел. Таке положення лопатей правильне для збирання прямостоячого хлібостою.

Якщо під час збирання полеглих хлібів лопаті встановлено вертикально або з нахилом уперед (рис. 7.1*б*), то вони не підводять стебла до різального апарата, а притискують їх до землі. У такому разі лопаті бажано встановлювати з нахилом назад (рис. 7.1*в*). Зміна кута нахилу лопатей залежно від стану хлібостою на такому типі мотовила зумовлює певні труднощі. Ось чому звичайні мотовила застосовують лише під час збирання

прямостоячого стеблостою, що виправдано, адже такі мотовила прості за будовою і мають порівняно невелику масу.

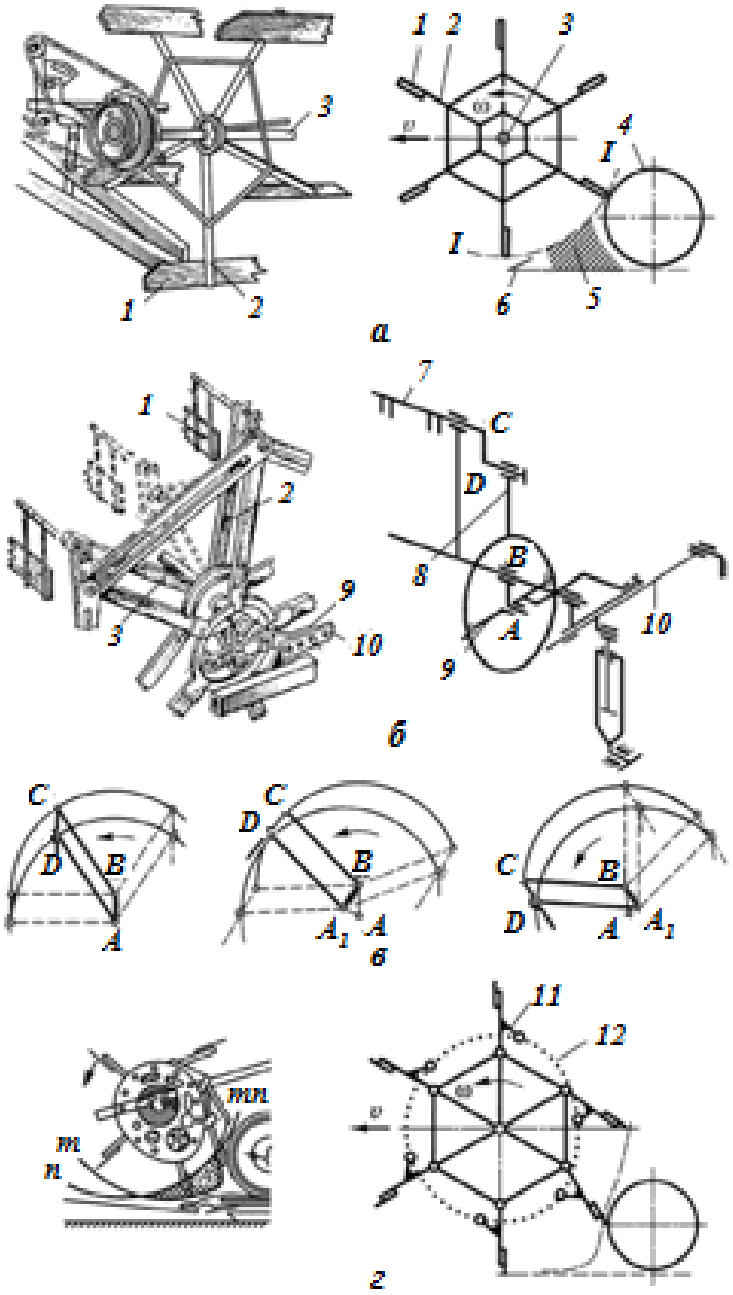


Рис. 7.1. Мотовила:

а — звичайне; *б* — універсальне; *в* — розміщення повідця універсального мотовила у вертикальному, лівому і правому положеннях; *г* — копіювальне; *1* — лопать; *2* — промінь; *3* — вал; *4* — шнек; *5* і *А* — «мертві зони»; *6* — різальний апарат; *7* — граблина; *8* — промінь обойми ексцентрикового механізму; *9* — роликовий брус; *10* — кронштейн підтримки мотовила; *11* — повідець лопаті; *12* — бігова доріжка; *I — I і n — n* — траєкторії кінцевої точки лопаті звичайного мотовила; *m — m* — траєкторія кінцевої точки лопаті копіювального мотовила

Універсальне мотовило також складається з вала *3* (див. рис. 7.1*б*), до якого жорстко прикріплено промені *2*. Лопаті *1* жорстко прикріплено до граблин *7*, які шарнірно з'єднані з променями. Граблини мають кривошипи *CD*, які шарнірно з'єднані з променями *8* обойми ексцентрикового механізму. Довжина *AB* повідця цього механізму дорівнює довжині кривошипа. Завдяки такій конструкції мотовила утворюється паралелограмний механізм *ABCD* (див. рис. 7.1*в*), що дає змогу лопатям (пальцям граблин) зберігати сталим, попередньо встановленим, кут нахилу під час обертання вала мотовила і змінювати його залежно від стану хлібостою, зміщуючи повідець *AB*.

За вертикального розміщення повідця граблини входять у стеблостій вертикально, за зміщення вперед — з нахилом уперед, за зміщення назад — з нахилом назад.

Це досягається зміщенням роликового бруса *9* (див. рис. 7.1*б*) по отворах у кронштейні *10* або автоматично за допомогою копіра під час піднімання чи опускання мотовила.

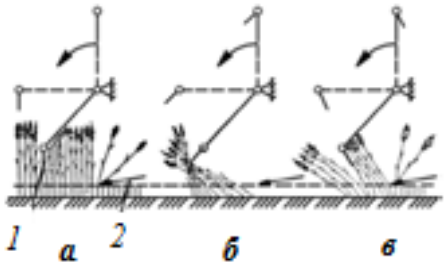


Рис. 7.2. Схема роботи мотовила під час збирання стеблостою:
а — прямостоячого; *б, в* — полеглого; *1* — лопать; *2* — різальний апарат

Універсальне мотовило називають ще мотовилом А.О. Клія, яке застосовували на жатках причіпних комбайнів типу С-6. Таке мотовило за будовою складніше і має більшу масу порівняно зі звичайним (радіальним), але воно стійко виконує технологічний процес як на прямостоячому, так і на полеглому стеблостої. Тому його широко застосовують на жатках для збирання хлібів.

Як звичайне, так і універсальне мотовила незадовільно працюють на короткостебловому (менше ніж 40 см) і зрідженому (менш як 500 шт. на 1 м^2) стеблостоях. Річ у тім, що кінці планок мотовила, обертаючись по траєкторії *I — I* (див. рис. 7.1*а*), розміщуються на великій відстані від різального апарата *6* і не знімають з нього зрізаних стебел, унаслідок чого вони падають на землю. Крім того, між траєкторією *I — I* і шнеком *4* утворюється так звана «мертва зона» *5*, в якій накопичується зрізана маса. Це призводить до нерівномірності подачі, а загалом до пульсуючого навантаження на робочі органи збиральної машини. Ось чому виникла потреба у пошуках нового типу мотовила — копіювального.

Копіювальне мотовило має лопаті, які шарнірно прикріплені до променів, а їхні повідці *11* (див. рис. 7.1*г*) рухаються на спеціальній біговій доріжці *12*,

в результаті чого усувається «мертва зона». Таким мотовилом обладнують жатки для збирання низькорослих зернових культур, а також жатки для збирання трав.

7.2.2. Основи теорії та розрахунку мотовил

Траєкторія абсолютного руху точки лопаті звичайного мотовила. Маємо мотовило радіусом R, кутову швидкість його ω та швидкість машини $v_м$ (рис. 7.3).

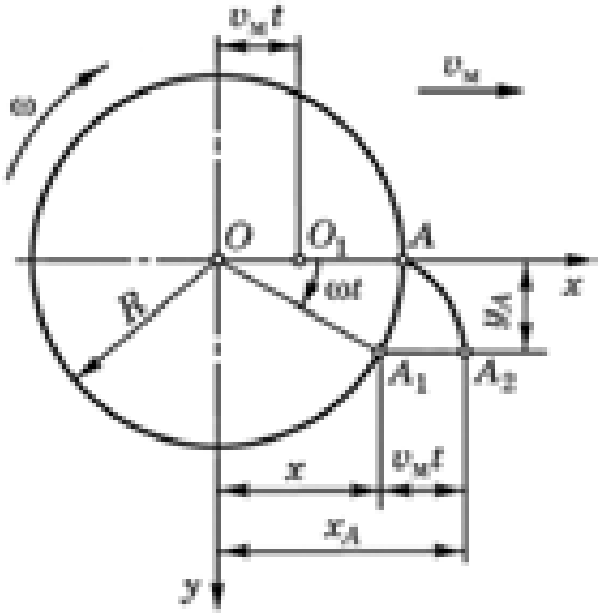


Рис. 7.3. До побудови траєкторії точки лопаті мотовила

Вибираємо систему координат xOy. Розглянемо рух точки A. Нехай за певний час t точка A переміститься в точку A_1 за обертального руху, тобто промінь OA повернеться на кут $\phi = \omega t$. За цей самий час вал мотовила за рахунок швидкості машини зміститься на відстань OO_1, тобто $OO_1 = v_м t$. Тому і точка A_1 зміститься в напрямку осі x на таку саму відстань $v_м t$, тобто в точку A_2.

Тоді траєкторію точки A в абсолютному русі визначить лінія AA_2.

Переміщення точки A в напрямку осі x опишемо рівнянням:

$$X_A = X + v_м t = R\cos\omega t + v_м t \ , \qquad (7.1)$$

а в напрямку осі y:

$$y = R\sin\omega t \ . \qquad (7.2)$$

Рівняння (7.1) і (7.2) описують траєкторію руху будь-якої точки лопаті мотовила.

Знаючи значення R, ω, $v_м$ і кут повороту ϕ, наприклад $\phi = \omega t = 60^0 = \frac{\pi}{3}$, можна визначити координати x_A і y_A, а саме:

$$X_A = R\cos\frac{\pi}{3} + v_м\frac{\pi}{3\omega};$$

$$y_A = R\sin\frac{\pi}{3}.$$

Задавшись значенням ϕ, через певні проміжки можна аналітично визначити координати за певного кута повороту.

У результаті підрахунків і за колової швидкості u мотовила, більшій від швидкості $v_м$, траєкторія матиме вигляд видовженої циклоїди за один оберт мотовила (рис. 7.4). Дотична у будь-якій точці цієї траєкторії визначить напрямок абсолютної швидкості u_a точки лопаті.

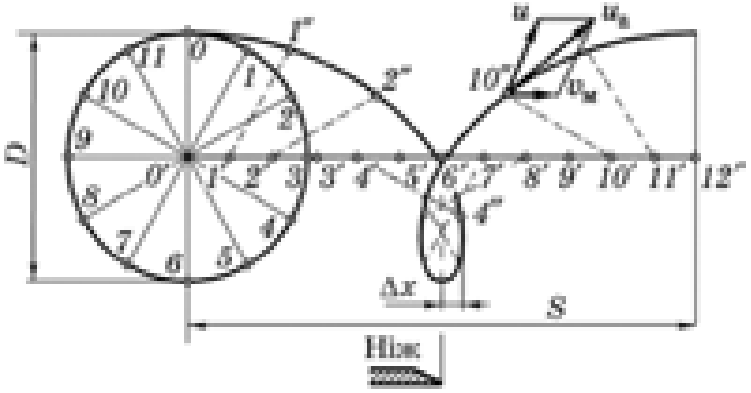


Рис. 7.4. Траєкторія абсолютного руху точки лопаті мотовила

Таку траєкторію можна побудувати також графічним способом. Для цього коло діаметром, який дорівнює діаметру D мотовила (див. рис. 7.4), поділяють на кілька рівних між собою частин, наприклад на *12*. На таку саму кількість частин поділяють і відстань *S*. Із точок поділу *S* — 1′,2′, 3′ і т. ін. — проводять промені *1 ′ — 1″, 2 ′ — 2″, 3′ — 3″* і т. ін. паралельно променям *0′ − 1, 0′ − 2, 0′ − 3* і т. ін., довжина яких дорівнює радіусу $R = D / 2$ мотовила. Точки *1″, 2″, 3″* і т. ін. і визначать форму траєкторії.

Відстань *S* — це шлях, який проходить машина за час *t* одного оберту мотовила, тобто:

$$S = v_м t. \qquad (7.3)$$

Оскільки $t = 60$, $t = \frac{60}{n}$ або $t = \frac{2\pi}{\omega}$,

де n — частота обертання мотовила, об/хв; ω — кутова швидкість мотовила, $\left(\omega = \frac{\pi n}{30}\right)$, с$^{-1}$, то:

$$S = v_{м} \frac{60}{n} = v_{M} \frac{2\pi}{\omega} = v_{M} \frac{2\pi R}{u} = \frac{2\pi R}{\lambda}, \qquad (7.4)$$

де $u = \omega R$, $\lambda = \frac{u}{v_{M}}$.

Кінематичний режим роботи мотовила — це співвідношення колової швидкості u мотовила до швидкості машини $v_{м}$:

$$\lambda = \frac{u}{v_{M}}. \qquad (7.5)$$

У реальних умовах $\lambda = 1{,}2\ldots1{,}8$. Неправильно вибраний λ під час експлуатації збиральних машин призводить до того, що мотовило відштовхує стебла від різального апарата ($\lambda < 1$) або не бере участі в технологічному процесі ($\lambda = 1$). У разі збільшення λ ширина B петлі траєкторії також збільшується (рис. 7.5), а отже, збільшується ширина смуги стебел, що підводиться до різального апарата.

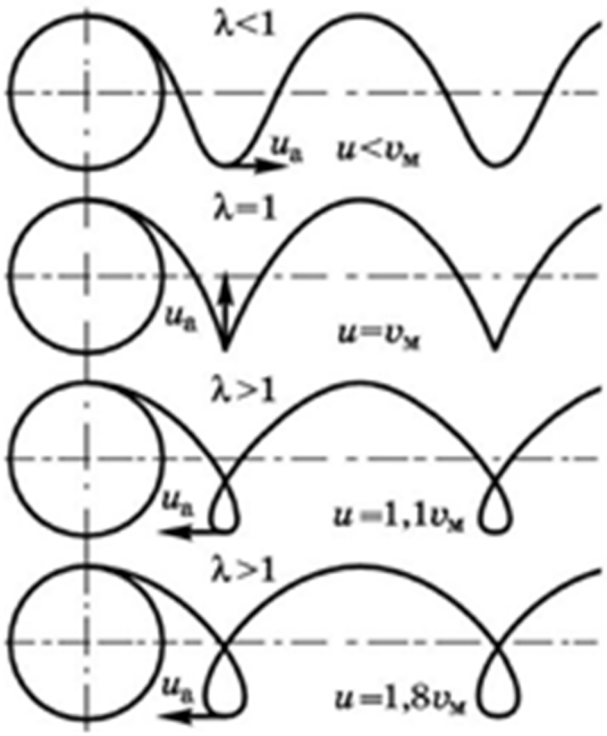


Рис. 7.5. Траєкторії абсолютного руху точки лопаті мотовила за різних значень кінематичного режиму

Колова швидкість мотовила. Смуга стебел, що підводиться до різального апарата, може дорівнювати ширині *B* (рис. 7.6) петлі, коли ніж перебуває в положенні *I*, а вал мотовила — в положенні *c*, і *B/2*, коли ніж — у положенні *II*, а вал — у положенні *b*. Стебла не підводитимуться, якщо ніж буде в положенні *III*, а вал — у положенні *a*.

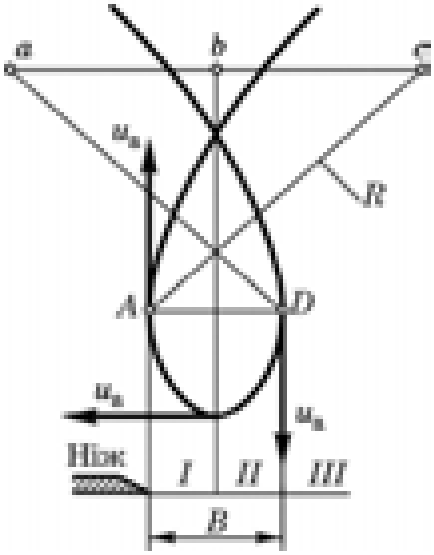


Рис. 7.6. Можливе розміщення ножа відносно траєкторії абсолютного руху точки лопаті мотовила

Отже, що більша ширина петлі, то більша ширина смуги стебел підводитиметься до різального апарата. Із див. рис. 7.5 бачимо, що ширина петлі збільшується за збільшення λ, тобто колової швидкості u мотовила ($u = 1{,}8\ v_м$). Зменшувати швидкість машини не бажано заради збільшення λ, оскільки це призведе до зменшення продуктивності збирального агрегату.

Таким чином, з метою поліпшення ефективності роботи мотовила доцільно збільшувати його колову швидкість, але в певних межах, адже може виникнути ймовірність вимолоту зерна із колоса.

Розглянемо це на прикладі. Із практики відомо, що обмолот зерна із колоса починається за витрати енергії $W = 0{,}02$ Н· см, а

$$W = \frac{mu^2}{2}, \tag{7.6}$$

де m — маса зернини; u — колова швидкість мотовила (беремо колову u, а не абсолютну u_a швидкість, оскільки и може бути більшою, ніж u_a залежно від кута повороту мотовила).

Оскільки

$$m = \frac{G}{g},$$

де G — вага зернини, Н ($G = 4 \cdot 10^{-4}$ Н для пшениці); $g = 9{,}81$ — прискорення вільного падіння, м/с^2, то

$$u = \sqrt{\frac{2W}{m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-7}}} \approx 3 м / с .$$

Отже, розрахунки свідчать, що колову швидкість мотовила треба брати не більше ніж 3 м/с.

У конструкціях мотовил жаток зернозбиральних комбайнів така умова, як правило, виконується. Так, якщо діаметр мотовил становить 1160…1200 мм, а частота обертання — 15…52 об/хв, то u = 0,91…3,26 м/с.

Висота встановлення вала мотовила над різальним апаратом. Лопать мотовила має входити у хлібостій тоді, коли проекція абсолютної швидкості u_a та її точки A на вісь x дорівнюватиме нулю, тобто u_a буде направлена вертикально донизу (рис. 7.7). У цьому разі усувається відштовхування смуги стебел від різального апарата і удар лопаті по колосу в момент входження в хлібну масу.

Рівняння руху точки лопаті в напрямку осі x відомо (7.1):

$$x_A = R \cos \omega t + v_M t .$$

Перша похідна від переміщення встановлення вала мотовила і його радіуса x_A, тобто абсолютна швидкість у напрямку осі x становить

$$x_A = -R\omega \sin \omega t + v_M . \qquad (7.7)$$

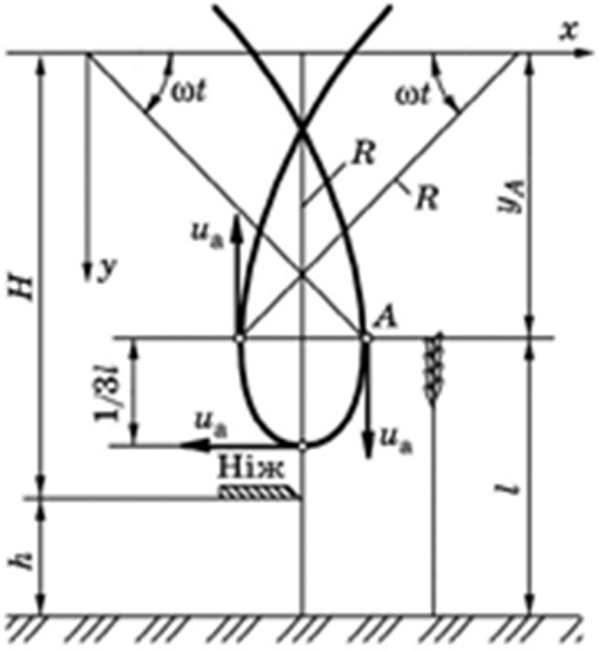


Рис. 7.7. До визначення висоти встановлення вала мотовила і його радіуса

Оскільки $x_A = 0$, то з рівняння (7.7) матимемо:

$$\sin \omega t = \frac{v_M}{\omega R} = \frac{1}{\lambda} , \qquad (7.8)$$

де $\omega R = u$ — колова швидкість точки лопаті; $\lambda = \frac{u}{v_M}$ — кінематичний режим роботи.

Рівняння руху точки лопаті в напрямку осі у також відомо: (5.7)

$$y_A = R \sin \omega t .$$

Беручи до уваги рівняння (7.8), отримаємо:

$$y_A = R \frac{1}{\lambda} . \tag{7.9}$$

Із рис. 7.7 бачимо, що висота H установлення вала мотовила дорівнюватиме:

$$H + h = l + y_A ,$$

де h — висота установлення ножа; l — довжина стебла.

Враховуючи рівняння (7.9), можна записати:

$$H + h = l - h + R \frac{v_M}{u} . \tag{7.10}$$

Із рівняння (7.10) бачимо, що висота установлення мотовила залежить не тільки від l, h, R, а й від кінематичного режиму роботи мотовила.

Радіус мотовила. Лопать має діяти на стебло вище від центра його маси, якщо вона перебуває в крайньому нижньому положенні, щоб унеможливити перекидання стебла через лопать уперед. Центр маси стебла зернових культур, як правило, розміщується на висоті $1/3\ l$ від верхівки колоса (волоті).

Отже, згідно з рис. 7.7 нормальна робота мотовила зумовлюється рівнянням:

$$H + h \geq \frac{2}{3} l_{\max} + R , \tag{7.11}$$

де $l_{\max}$ — максимальна довжина стебла.

Підставивши значення H із рівняння (7.10) у рівняння (7.11), отримаємо:

$$R \leq \frac{u \cdot l_{\max}}{3(u - v_M)} . \tag{7.12}$$

Проте радіус мотовила має бути меншим, ніж найменша висота розміщення вала над різальним апаратом, тобто:

$$R \leq H_{\min} = l_{\min} - h_{\max} + R \frac{v_M}{u}$$

або

$$R \leq \frac{u(l_{\min} - h_{\max})}{u - v_M} . \tag{7.13}$$

Таким чином, радіус мотовила визначає найменше значення, обчисленим за залежностями (7.12) і (7.13).

Радіус мотовила жаток вітчизняних і зарубіжних зернозбиральних комбайнів становить R = 535…600 мм, мінімальна висота розміщення вала над різальним апаратом — $H_{\min}$ = 640...950 мм, максимальна $H_{\max}$ = 1060...1500 мм.

У жатках кормозбиральних комбайнів для збирання високостеблових культур, наприклад, кукурудзи R = 900…1400 мм (причому може регулюватися), а H_{max} = 4600 мм.

Ступінь дії мотовила на стеблову масу. За один оберт мотовила на стеблостій послідовно діятимуть усі його Z лопатей (рис. 7.8), у цьому разі Z = 6. Відстань між петлями траєкторій суміжних планок називають кроком мотовила. Згідно з рівнянням (7.4) він становить:

$$S_Z = \frac{2\pi R}{Z\lambda} = \frac{S}{Z} \ . \tag{7.14}$$

Якщо крок дорівнює ширині петлі, тобто $S/Z = B$, а ніж розміщується відносно траєкторії, як показано на рис. 7.8, то всі стебла на шляху S підводяться до різального апарата. Якщо траєкторії (петлі) не стикаються між собою (див. рис. 7.8), то лише певна частина стебел підводитиметься до різального апарата, що характеризується параметром, який називають ступенем дії η мотовила на стеблову масу, тобто

$$\eta = B / S_Z = BZ / S \ . \tag{7.15}$$

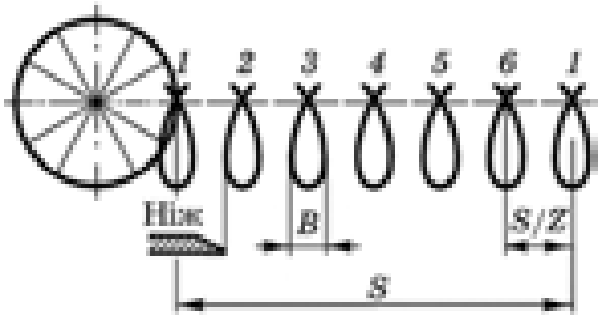


Рис. 7.8. До визначення ступеня дії мотовила на хлібну масу

Ширину петлі можна визначити з таких міркувань. Із рис. 7.9 бачимо, що

$$B = x_1 - x_2 , \tag{7.16}$$

де (див. залежність (7.1)

$$x_1 = R\cos\omega t_1 + v_M t_1 ,$$
$$x_2 = R\cos(\pi - \omega t_1) + v_M t_2 .$$

Тоді

$$B = v_M t_1 - v_M t_2 + 2R\cos\omega t_1 . \tag{7.17}$$

Беручи до уваги співвідношення

$$\frac{v_M t_1}{S} = \frac{\omega t_2}{2\pi}; \frac{v_M t_2}{S} = \frac{\pi - \omega t_1}{2\pi},$$

а також те, що $\sin \omega t = \frac{v_M}{u}$ (див. залежність 7.8), $S = 2\pi R \frac{v_M}{u}$ (див. залежність 7.4), замінивши косинус синусом і виразивши кути через обернені тригонометричні функції, отримаємо:

$$B = 2R \frac{v_M}{u} (\arcsin \frac{v_M}{u} - \frac{\pi}{2}) + 2R \sqrt{1 - \left(\frac{v_M}{u}\right)^2}. \qquad (7.18)$$

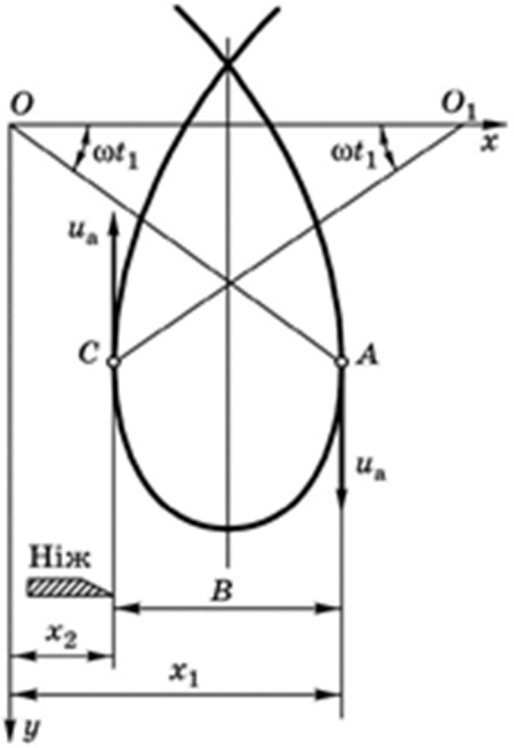


Рис. 7.9. До визначення ширини петлі траєкторії

Підставивши значення B у залежність (7.15), матимемо:

$$\eta = \frac{Z}{\pi} (\arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1}). \qquad (7.19)$$

Нагадаємо, що залежність (7.19) дійсна для випадку, коли точка C (див. рис. 7.9) траєкторії і ніж розміщуються на одній і тій самій вертикальній лінії, а вал мотовила винесений вперед у точку O_1.

Для випадку, коли вал мотовила (точка 6′) і ніж знаходяться на одній вертикальній лінії (див. рис. 7.4), смуга стебел, що підводиться до різального апарата, дорівнюватиме половині ширини петлі й тому ступінь дії буде вдвічі менший, тобто:

$$\eta = \frac{Z}{2\pi} (\arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1}). \qquad (7.20)$$

Ступінь дії мотовила можна визначити також графоаналітичним способом. Для цього потрібно побудувати траєкторію абсолютного руху точки лопаті (див. рис. 7.4), заміряти S і ширину смуги стебел, що підводиться до різального апарата (у цьому разі $\Delta x = B/2$), і обчислити η за залежністю:

$$\eta = \frac{Z\Delta x}{S} \ . \qquad (7.21)$$

Щоб проаналізувати, як впливає кінематичний режим роботи мотовила на ступінь його дії, доцільно скористатися аналітичними залежностями (7.19) і (7.20).

Так, за кінематичного режиму роботи $\lambda = \frac{u}{v_M} = 1$ ступінь дії (див. (7.19))

$$\eta = \frac{Z}{\pi}(\arcsin\ \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = \frac{Z}{\pi}(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2} + 0) = 0 \ ,$$

тобто мотовило не бере участі в технологічному процесі.

Винос мотовила. Якщо різальний апарат розмістити на одній вертикалі з валом мотовила (рис. 7.10*а*), то укладання зрізаного стеблостою на конвеєр буде задовільним, оскільки абсолютна швидкість лопаті напрямлена в протилежному напрямку до швидкості машини. Проте ступінь дії мотовила буде незначним, оскільки половина ширини петлі бере участь у процесі. Якщо ніж розмістити на одній вертикалі з точкою *C* траєкторії (рис. 7.10*б*), то укладання зрізаної маси на конвеєр буде незадовільним, проте ступінь дії мотовила буде вдвічі більший. При цьому винос $b_{\max}$ вала мотовила відносно різального апарата максимальний.

Щоб задовольнити умови маси і ступеня дії, ніж потрібно розміщувати на вертикалі з точкою траєкторії, яка лежить у проміжку між точками *A і C* (рис. 7.10).

Вважають, що такою точкою може бути точка *B*, в якій дотична до траєкторії (напрямок абсолютної швидкості $u_{\text{а}}$ мотовила) утворює з напрямком переміщення вала мотовила (горизонтом) кут 45°.

Тоді оптимальний винос *b* вала мотовила (рис. 7.11) можна визначити за формулою:

$$b = R\sin a, \qquad (7.22)$$

де *R* — радіус мотовила; α — кут між напрямком колової швидкості *u* мотовила і горизонтом.

Синус кута α визначають за теоремою синусів, виходячи із трикутника швидкостей, а саме:

$$\frac{v_M}{\sin(45^0 - \alpha)} = \frac{u}{\sin 135^0} \ . \qquad (7.23)$$

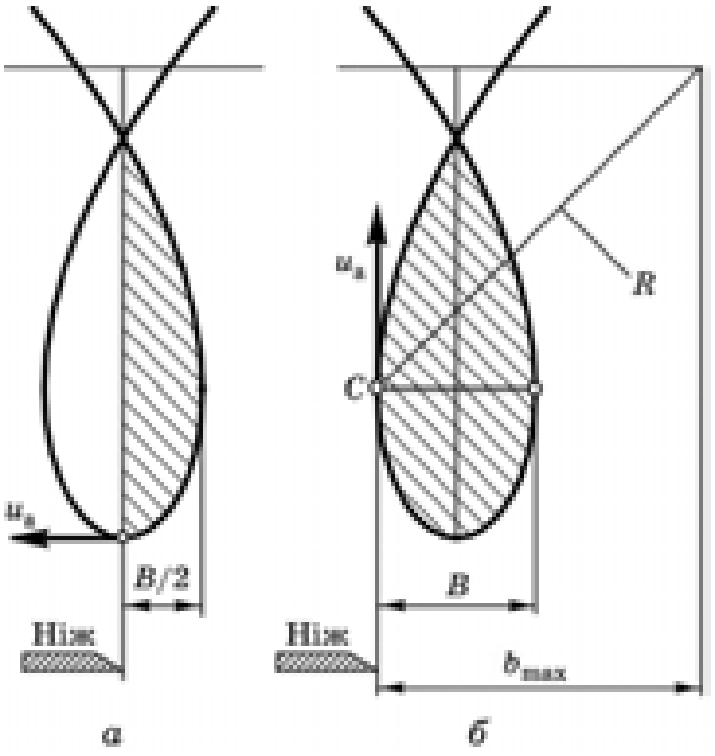


Рис. 7.10. Розміщення ножа на одній вертикалі з валом мотовила (*а*) і за максимального виносу вала (*б*)

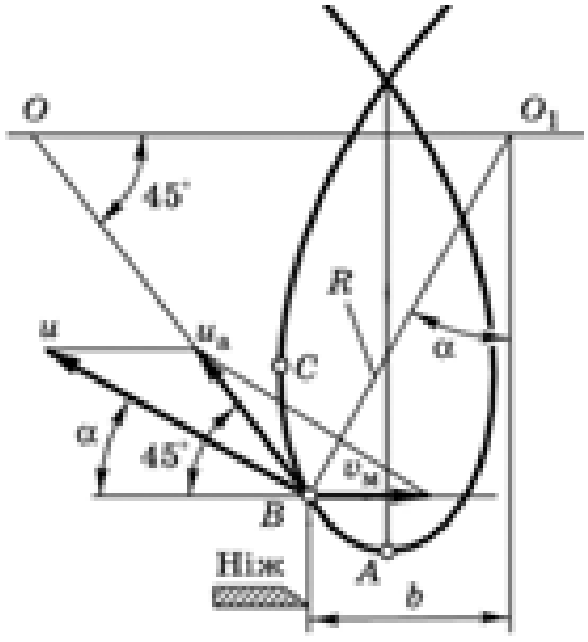


Рис. 7.11. До визначення оптимального виносу вала мотовила

Розклавши синус різниці і суми кутів, отримаємо:

$$\frac{v_M}{u} = \cos\alpha - \sin\alpha \,.$$

Після перетворень, тобто:

$$\left(\frac{v_M}{u}\right)^2 = (\cos\alpha - \sin\alpha)^2, \qquad (7.24)$$

$$2\cos\alpha\sin\alpha = \sin 2\alpha .$$

Отримаємо:

$$\sin 2\alpha = 1 - \left(\frac{v_M}{u}\right)^2 = 1 - \frac{1}{\lambda^2} \qquad (7.25)$$

або

$$\alpha = \frac{\arcsin\left(1 - \frac{1}{\lambda^2}\right)}{2}. \qquad (7.26)$$

Підставивши значення α із залежності (7.26) у залежність (7.22), визначимо оптимальний винос мотовила.

У жатках зернозбиральних комбайнів вітчизняного та зарубіжного виробництва кількість планок Z = 5; 6, винос b_{min} = 125...380 мм, b_{max} = 400...700 мм.

Потужність на привід мотовила складається із потужності на холостий хід $N_{x.x}$ і на підведення смуги стебел до різального апарата $N_П$, тобто

$$N = N_{x.x.} + N_П , \qquad (7.27)$$

$$N_{x.x.} = M_{кр}\omega , \qquad (7.28)$$

де $M_{кр}$ — крутний момент на валу мотовила; ω — кутова швидкість мотовила;

$$M_{кр} = G\frac{d}{2}f , \qquad (7.29)$$

де G — сила ваги мотовила; d — діаметр мотовила; f — коефіцієнт тертя вала;

$$N_П = \eta\frac{mu^2}{2}, \qquad (7.30)$$

де η — ступінь дії мотовила на хлібну масу; m — масова подача хлібної маси за одиницю часу; u — колова швидкість мотовила;

$$m = \frac{q}{g} , \qquad (7.31)$$

де q — подача хлібної маси до шнека жатки за одиницю часу; g — прискорення вільного падіння;

$$q = QBv_M , \qquad (7.32)$$

де Q — врожайність хлібної маси; B — ширина жатки; $v_м$ — швидкість машини.

Підставивши значення $N_{х.х}$ та $N_П$ у залежність (7.27), остаточно отримаємо:

$$N = G\frac{d}{2}f\omega + \eta\frac{QBv_м}{2g}u^2 . \qquad (7.33)$$

7.3. Транспортувальні пристрої жаток

7.3.1. Типи і застосування транспортувальних пристроїв жаток

Транспортувальні пристрої жаток призначені для транспортування рослинної маси від одного робочого органу до іншого. При цьому структура маси, що транспортується, може змінюватись.

У валкових жатках для скошування хлібів застосовують стрічкові конвеєри (полотенно-планчасті або пасово-планчасті), у жатках зернозбиральних комбайнів — конвеєри із прогумованої стрічки з металевими планками.

У жатках кормозбиральних комбайнів для скошування високостеблових культур і похилих камерах жатних частин зернозбиральних комбайнів застосовують ланцюгово-планчасті конвеєри.

У жатках кормозбиральних комбайнів для скошування трав та жатках зернозбиральних комбайнів застосовують також шнеки (гвинтові конвеєри), які звужують потік стебел, тобто змінюють структуру маси, що транспортується.

Для жатних частин зернозбиральних комбайнів характерним є те, що зрізана хлібна маса транспортується шнеком до його середини, а далі пальцьовим механізмом передається до пальцьового механізму бітера проставки. Цей механізм спрямовує її до ланцюгово-планчастого конвеєра, а звідти — в молотильний зазор молотарки.

У деяких конструкціях комбайнів хлібна маса ланцюгово-планчастим (плаваючим) конвеєром спрямовується до приймального бітера, а потім — у молотильний зазор. Приймальний бітер зменшує затягування маси планками конвеєра на його неробочу гілку. У комбайнах застосовують переважно чотирилопатеві бітери, лопаті яких установлені під кутом 23…25° до його радіуса. Лінійна швидкість лопатей 6…8 м/с.

7.3.2. Основи теорії та розрахунку транспортувальних пристроїв жаток

Параметри конвеєрів валкових жаток. Конвеєри валкових жаток формують одинарні або спарені валки за роздільного способу збирання зернових культур (рис. 7.12).

За роздільного способу збирання зернових культур висоту зрізу встановлюють 15…20 см (за довжини стебел $l_{ст}$ = 70…100 см та їх кількості 300…500 шт. на 1 м^2 площі) та 20…25 см (за $l_{ст}$ > 100 та їх кількості понад 500 шт.).

Ширина валка не має перевищувати 1,7 м (під час використання підбирачів шириною захвату B = 2,1 м) і 2,4 м (за B = 3,4 м). Маса 1 м довжини валка (лінійна щільність) має бути такою, щоб молотарка комбайна оптимально завантажувалася за швидкості руху $v_м$ = 1,3…1,5 м/с.

Зрізані стебла, що потрапили на конвеєр, не можуть миттєво набути його швидкості через проковзування. Вони урухомлюються завдяки силі тертя F, що виникає між стеблами і полотном конвеєра, та найбільшим прискоренням j, яке може надати полотно стеблу.

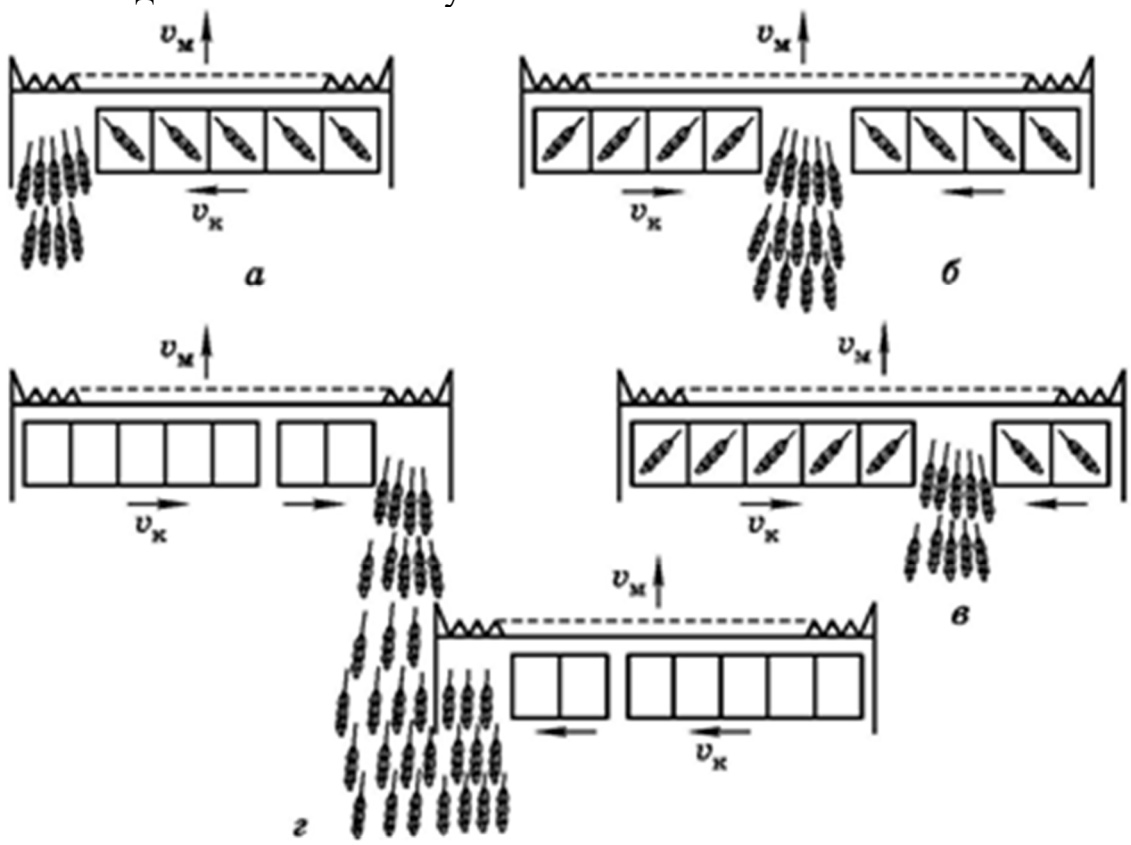


Рис. 7.12. Схеми формування одинарних і спарених валків жатками:
а — постійно-потоковою; *б* — зустрічно-потоковою; *в, г* — змінно-потоковою

Прискорення. Оскільки:

$$F = f \cdot m \cdot g,$$

де f — коефіцієнт тертя, m —маса стебла, g — прискорення вільного падіння, то для горизонтального переміщення стрічки конвеєра прискорення дорівнюватиме $j = fg$, а для стрічки, нахиленої під кутом β до горизонту (рис. 7.13), $j = g(f\cos\beta - \sin\beta)$.

Час t, протягом якого матеріал, що транспортується, набуде швидкості $v_к$, з урахуванням попередньої залежності становитиме:

$$t = \frac{v_к}{g(f\cos\beta - \sin\beta)}.$$

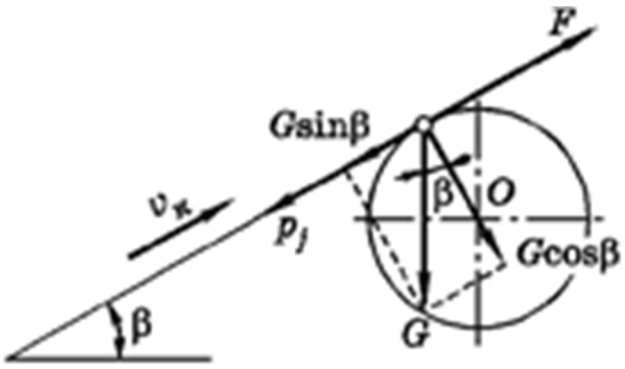


Рис. 7.13. До визначення кута нахилу стрічки конвеєра до горизонту

Шлях, який пройде робоча гілка конвеєра за цей час:

$$l = \frac{v_к^2}{2g(f\cos\beta - \sin\beta)}. \qquad (7.34)$$

Залежність (7.34), тобто довжина шляху, на якому відбувається розгін хлібної маси від початкової v_0 її швидкості до швидкості $v_к$ конвеєра, виведено з таких міркувань.

Запишемо диференціальне рівняння руху матеріальної точки в прямокутній системі координат *xOy* (рис. 7.14):

$$m_j = m\frac{dv}{dt} = -mg\sin\beta + F, \qquad (7.35)$$

де N — нормальна реакція; v — швидкість точки; $F = fN$;

$$N = mg\cos\beta.$$

Елементарний відрізок шляху $dx = vdt$, $dt = \frac{dx}{v}$ звідки. Підставивши значення dt у рівняння (7.35), отримаємо:

$$mvdv = (-mg\sin\beta + fmg\cos\beta)dx.$$

Зінтегрувавши рівняння

$$\int_{V_0}^{V_K} vdv = g(f\cos\beta - \sin\beta)\int_0^l dx,$$

отримаємо:

$$\frac{v_K^2 - v_0^2}{2} = g(f\cos\beta - \sin\beta)l \ . \qquad (7.36)$$

Для випадку, коли $v_0 = 0$, рівняння (7.36) матиме вигляд:

$$l = \frac{v_K^2}{2g(f\cos\beta - \sin\beta)},$$

тобто як і рівняння (7.34).

Для валкових жаток $v_0 = 0$; $\beta = 0$, тому

$$l = \frac{v_K^2}{2gf}. \qquad (7.37)$$

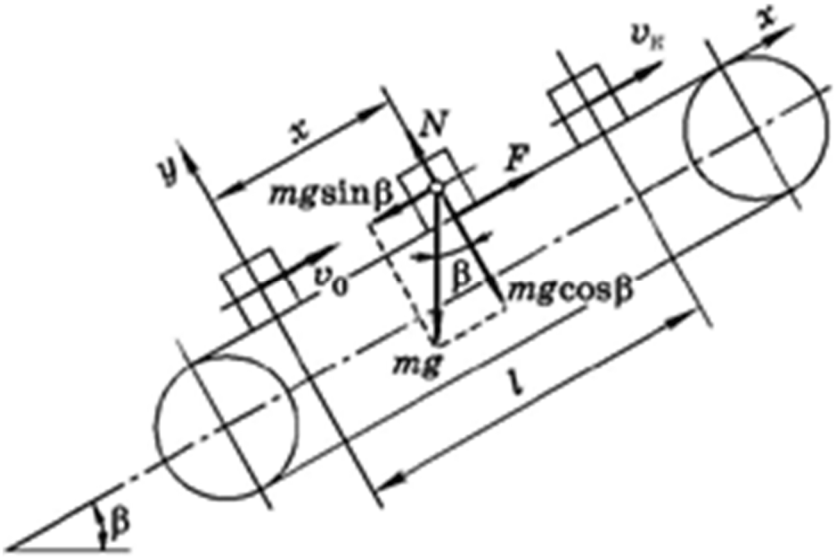


Рис. 7.14. Схема сил, що діють на хлібну масу в момент її подавання на конвеєр

Для того щоб матеріал, що транспортується, зміг набути швидкості $v_к$ полотна конвеєра, потрібно його робочу гілку l_p брати більшою від l, тобто:

$$l_p > l.. \qquad (7.38)$$

Кут нахилу стрічки конвеєра (див. рис. 7.13) визначають з умови забезпечення рівномірної подачі хлібної маси, тобто:

$$F \geq Gsin\beta + P_j,$$

де $G = mg$; $P_j = m_j$; $F = fN$; $f = tg\varphi$; $N = mgcos\beta$; φ — кут тертя.

Звідси

$$tg\varphi \geq tg\beta + \frac{j}{g\cos\beta}. \qquad (7.39)$$

Отже, кут нахилу стрічки конвеєра до горизонту не має перевищувати кут тертя між хлібною масою (матеріалу) і полотном.

Швидкість конвеєра $v_к$ з умови безперервного процесу визначають за залежністю:

$$q_0 = q_1, \qquad (7.40)$$

де q_0 — подача маси за одиницю часу на конвеєр; q_1 — кількість маси за одиницю часу, що сходить із конвеєра;

$$q_0 = QBv_м, \qquad (7.41)$$

де Q — врожайність хлібної маси; B — ширина захвату жатки; $v_м$ — швидкість машини;

$$q_1 = Lhv_к\rho, \qquad (7.42)$$

де L — довжина зрізаних стебел; h — товщина шару стебел під час виходу до викидного вікна жатки (рис. 7.15); ρ — щільність шару стебел.

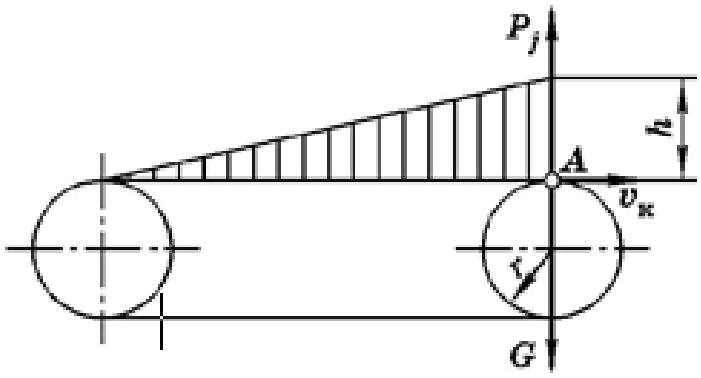


Рис. 7.15. До визначення швидкості конвеєра з умови відривання маси від полотна

Прирівнявши залежності (7.41) і (7.42), отримаємо:

$$v_к = \frac{QBv_M}{Lh\rho}. \tag{7.43}$$

Швидкість руху полотен конвеєрів жаток становить 1,5…2,5 м/с, а $h = 10…30$ см.

Умова відривання стеблової маси від полотна конвеєра. У точці A (див. рис. 7.15) на стебла діють сили ваги G і відцентрова P_j . Оскільки $G = mg$,

$$P_j = \frac{mv_к^2}{r},$$

де r — радіус ролика, то за $P_j \geq G$ стебла відриваються від полотна і здійснюють вільне падіння, тобто коли

$$u_K \geq \sqrt{gr}. \tag{7.44}$$

Ширина валка. Після відривання стеблової маси від точки A полотна конвеєра (рис. 7.16) вона рухатиметься траєкторією AA_1, а верхній шар — траєкторією CC_1.

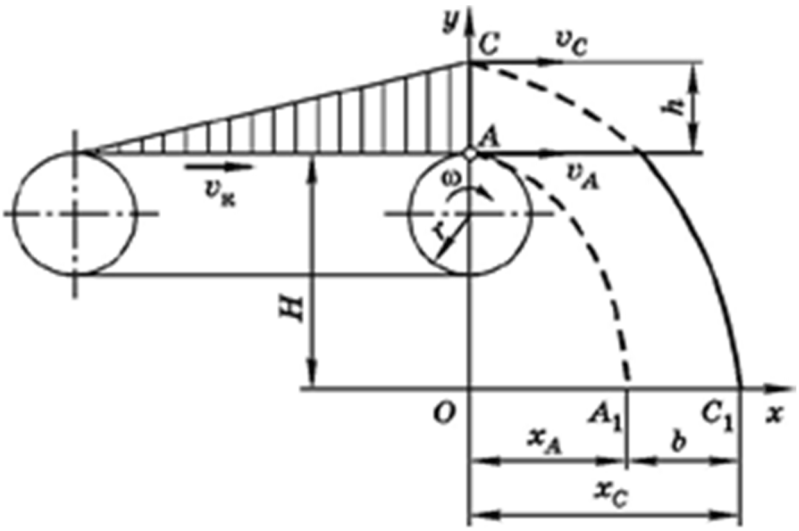


Рис. 7.16. До визначення ширини валка

Висота падіння стебел незначна, тому опором повітря і взаємодією стебел можна знехтувати. У такому разі траєкторії матимуть вигляд параболи.

У системі координат *xOy* ширина валка *b* дорівнюватиме:

$$b = x_C - x_A\,, \tag{7.45}$$

де x_C і x_A — дальність польоту стебел у проекції на вісь *x*;

$$x_C = v_C t_C; x_A = v_A t_A\,,$$

де v_C і v_A — швидкості вільного руху стебел у точках *A* і *C* у початковий момент; t_C і t_A — час польоту стебел;

$$v_C = \omega(h+r); v_A = \omega r\,,$$

$$t_C = \sqrt{\frac{2y_C}{g}}; t_A = \sqrt{\frac{2y_A}{g}}\,,$$

де ω — кутова швидкість ролика конвеєра; *r* — радіус ролика; *h* — товщина шару стебел на полотні конвеєра; y_C і y_A — координати точок *A* і *C* у напрямку осі *y*;

$$y_C = H + h; y_C = \frac{qt_C^2}{2}; y_A = H; y_A = \frac{qt_A^2}{2}$$

де *H* — відстань від нижньої площини валка до верхньої гілки полотна конвеєра.

Враховуючи наведені вище залежності, отримаємо:

$$\left.\begin{aligned} x_C &= \omega(h+r)\sqrt{2(H+h)/g};\\ x_A &= \omega r\sqrt{2H/g} \end{aligned}\right\}\,. \tag{7.46}$$

Підставивши значення x_C *і* x_A із залежності (7.46) у залежність (7.45), остаточно отримаємо залежність для визначення ширини валка *b*.

Отже, ширина валка залежить від швидкості конвеєра, висоти шару стебел на ньому, висоти розміщення верхньої гілки полотна *b* конвеєра відносно нижньої площини валка. Як правило, ширина валка має становити 1,7…2,4 м. У конструкціях жаток для звуження валків передбачено обмеження польоту стебел боковими щитками.

Параметри транспортувальних пристроїв жатних частин комбайнів. Жатні частини зернозбиральних комбайнів мають шнекову або конвеєрну жатку (рис. 7.17) для суцільного зрізування рослин та похилу камеру з плаваючим конвеєром. Вони призначені для збирання зернових колосових, зернобобових і круп'яних культур.

Жатні частини кукурудзозбиральних комбайнів та приставки до зернозбиральних комбайнів для збирання кукурудзи, соняшнику, рицини тощо мають рядкові жатки (рис. 7.17*в*). Вони зрізують рослини в межах рядка і формують із них потоки кількома руслами. Маса рядкових жаток більша, ніж жаток для суцільного зрізування. Рядкові жатки потребують значних витрат енергії, робочий процес їх менш надійний. Такі жатки ефективні для збирання специфічних культур.

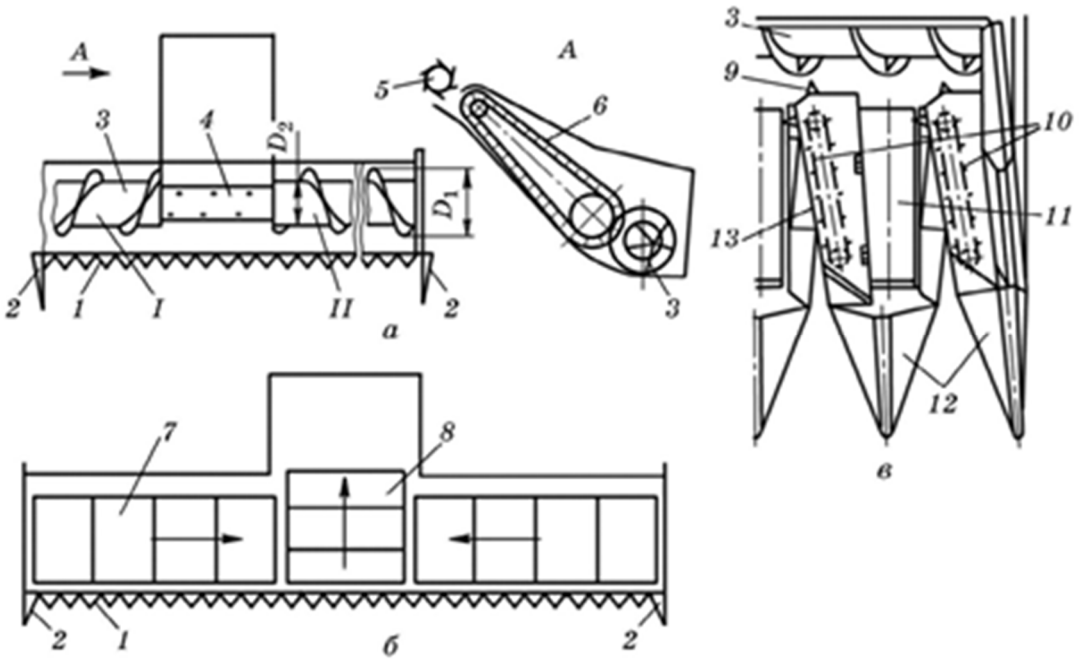


Рис. 7.17. Схеми шнекової (*а)* і конвеєрної (*б)* жаток для суцільного зрізування та русла (*в*) рядкової жатки для зрізування рослин у межах рядка:
1 — різальний апарат; *2 і 12* — подільники; *3* — шнек; *4* — пальцьовий механізм; *5* — приймальний бітер; *6, 7, 8, 10 і 11* — відповідно плаваючий, боковий, центральний і стрічковий конвеєри; *9* — ніж; *13* — палець конвеєра; *I і II* — праве і ліве навивання спіралей шнека

Жатні частини комбайнів обладнують стрічковими полотенно-планчастими або пасово-планчастими (як і валкові жатки), плаваючими ланцюгово-планчастими (робоча гілка нижня) і ланцюгово-пальчастими (рядкові жатки) конвеєрами. Для формування потоку стебел жатні частини оснащують пальцьовими механізмами на шнеках і бітерах проставок та шнеками з лівим і правим навиванням спіралей для звуження потоку.

Шнекові жатки мають колову швидкість кінця пальця бітера проставки у 1,1—1,2 рази більшу, ніж швидкість кінця пальця шнека. Швидкість ланцюга плаваючого конвеєра становить 2,5…3,5 м/с, що на 25…40 % більше від швидкості пальця шнека, а швидкість кінця лопаті приймального бітера — 6…8 м/с (встановлений у приймальній камері молотарки).

Частота обертання шнека. За умови, що коефіцієнт ψ заповнення робочого простору шнека хлібною масою дорівнює одиниці, шнек може перемістити за одиницю часу об'єм V, м^3/с, матеріалу:

$$V = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} nt, \qquad (7.47)$$

де d_1 — діаметр шнека на кінцевих точках спіралей, м; d_2 — діаметр шнека корпусу, м; n — частота обертання шнека, с$^{-1}$; t — крок спіралі, м (рис. 7.18).

Кількість матеріалу за одиницю часу q_1, кг/с, яку може перемістити шнек, тобто пропускна здатність:

$$d_1 = V_\rho, \tag{7.48}$$

де ρ — щільність хлібної маси (матеріалу), кг/м^3.

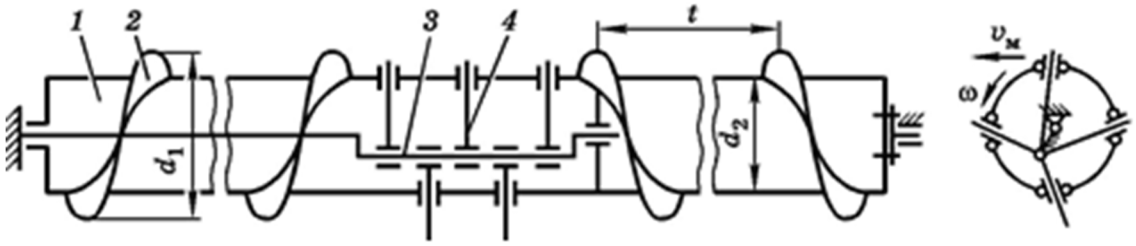


Рис. 7.18. Схема шнека з пальцьовим механізмом:
1 — корпус; *2* — спіральна стрічка; *3* — колінчаста вісь; *4* — палець

Подачу хлібної маси q_0, кг/с, до жатки визначають за залежністю (7.41).

Із умови безперервного процесу $q_1 = q_0$,(7.47) і (7.48), отримаємо:

$$n = \frac{4QBv_M}{\pi\left(d_1^2 - d_2^2\right)\cdot t}. \tag{7.49}$$

Для шнеків жаток зернозбиральних комбайнів d_1 = 460…610 мм; d_2 = 300…400 мм; t = 500…670 мм; ρ = 15…25 кг/м^3; n = 2,5…3,2 с$^{-1}$, ψ = 0,3; лінійна швидкість спіралей — 4,8…6,8 м/с; осьова швидкість — 1,1…1,8 м/с, а потужність для привода 5 кВт (комбайн КЗС-9-1).

Взаємне розміщення шнека та інших робочих органів жатної частини комбайна. Пропускна здатність шнека залежить також від захоплювальної і транспортувальної здатностей його пальцьового механізму. Захоплення хлібної маси пальцями і подача її до пальців бітера проставки чи планок плаваючого конвеєра визначається положенням траєкторій *a, b, c і d* (рис. 7.19) робочих органів жатної частини.

Як бачимо з рис. 7.19, між траєкторіями кінцевих точок робочих органів створюються «мертві» зони m_1 *і* m_2, в яких накопичується хлібна маса. У результаті цього порушується рівномірність подачі маси у молотарку, що призводить до втрат зерна.

Зі збільшенням висоти $h_ш$ розміщення шнека відносно днища жатки «мертва» зона m_1 дещо збільшується, проте збільшується також відстань $h_к$, що бажано під час збирання довгостеблових і високоврожайних культур. У разі зменшення кута α_1 нахилу осі O_1 обертання пальців *3* (поворотом планок колінчастої осі OO_1) відстань $h_к$ також збільшується. Положення шнека за висотою й виліт пальців із циліндричного корпусу шнека вибирають таким, щоб $h_к$ = 5…15 мм. За наявності пальцьового бітера проставки «мертва» зона m_2 дещо зменшується. Лінійну швидкість спіралей вибирають, як правило, 4,8…5,8 м/с, при цьому осьова швидкість становить 1,1…1,7 м/с. Лінійні швидкості планок плаваючого конвеєра більші від лінійних швидкостей

пальців бітера або шнека. Це забезпечує розтягування шару хлібної маси, що призводить до рівномірнішої подачі її в молотарку.

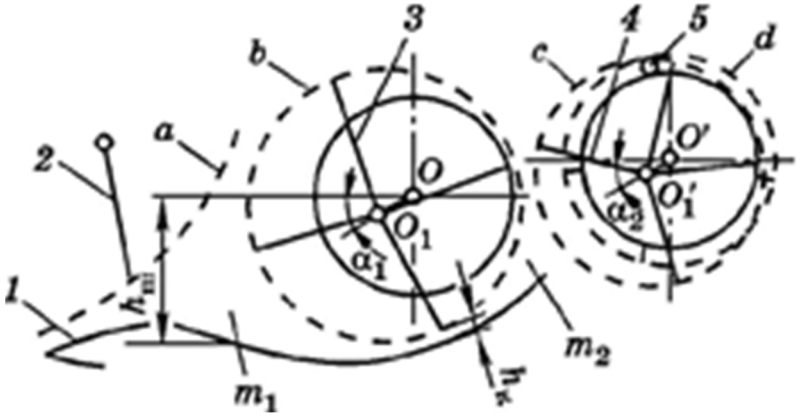


Рис. 7.19. Траєкторії кінців пальців мотовила (*a*), шнека (*b*), бітера проставки (*c*), планок плаваючого конвеєра (*d*):
1 — різальний апарат; *2, 3 і 4* — пальці, відповідно, мотовила, шнека, бітера; *5* — планка плаваючого конвеєра

Потужність, яка потрібна для урухомлення бітера проставки комбайна КЗС-9-1 становить 3,6 кВт, а конвеєра похилої камери — 2,2 кВт.

7.4. Обчісувальні пристрої

7.4.1. Типи і застосування обчісувальних пристроїв

Ідею хліборобів Давньої Галлії (77 р. н. е.) збирання хлібів методом обчісування колосків чи волоті не відкидали шукачі нового на кожному етапі розвитку зернозбиральних машин.

Так, у 1843 р. в Австралії запропонували комбайн (стрипер), в якому суцвіття хлібів обчісували гребінчастим пристроєм. У 1868 р. в Росії Власенко А.Р. виготовив і випробував комбайн такого самого типу. Це один із напрямів зниження витрат енергії на обмолот, зменшення травмування зерна та збільшення продуктивності комбайна.

Нині обчісувальні пристрої розміщують на жатці або комбайні. Вони є двох типів: з обчісуванням у потоці зрізаного хлібостою та на корені. Перші з них працюють за принципом обчісування коробочок льону на льонозбиральних комбайнах.

Жатки для збирання зернових культур методом обчісування суцвіття на корені мають ширину захвату 4,2; 4,8 і 6,0 м. Основним робочим органом такої жатки є барабан *2* (рис. 7.20*a*) діаметром 540 мм з частотою обертання 400…600 об/хв, на якому розміщено вісім рядів планок з пластмасових зубів *3* спеціального профілю.

Під час руху комбайна кожух *1* (регульований по висоті) нахиляє стебла, барабан, обертаючись за ходом годинникової стрілки, обчісує своїми зубами

колоски чи волоть і спрямовує їх на прогумований конвеєр *4*, а той шнеком *5* — у молотарку комбайна.

Порівнянні випробування такої і класичної жаток засвідчують, що втрати зерна під час збирання пшениці становлять відповідно 127 і 280 кг/га, ячменю — 80 і 300 кг/га. У разі збирання полеглих і зволожених хлібів різниця у втратах зменшується. Продуктивність комбайна збільшується з 9 до 16 т/год.

В інших конструкціях жаток з обчісуванням суцвіть на корені (рис. 7.20*б*) ворох підхоплюється повітряним потоком і спрямовується в молотильну камеру, а потім — у бункер чи візок, що причеплений до машини.

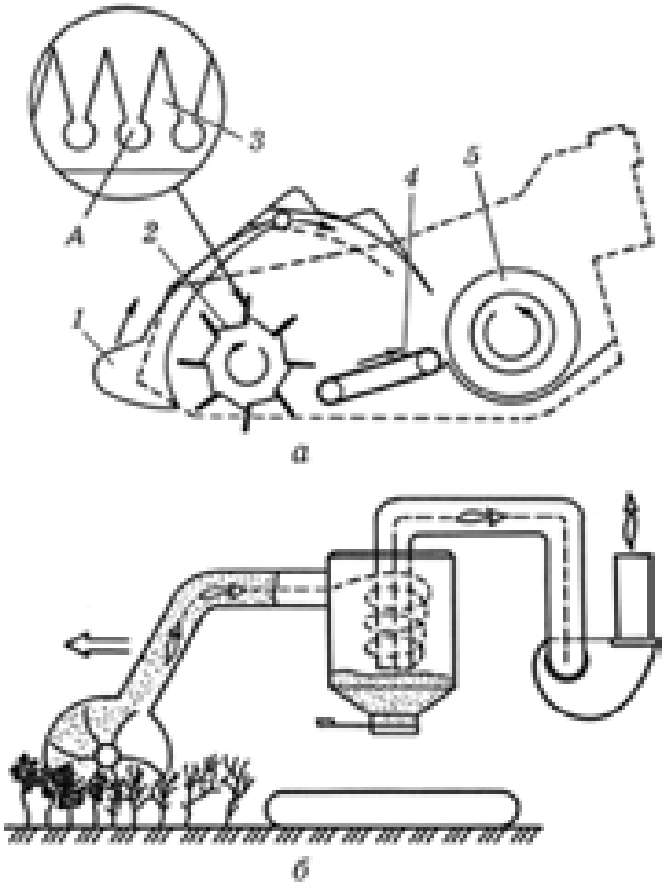


Рис. 7.20. Схеми обчісувальних пристроїв на корені:
а — з доробкою вороху в молотарці комбайна;
б — з доробкою вороху в пневмоінерційній системі;
1 — кожух; *2* — барабан; *3* — зуб планки; *4* — конвеєр; *5* — шнек;
А — комірка

Випробування обчісувальних пристроїв з обчісування колосків чи волоті на корені підтвердили можливість їх практичного застосування як у комбайновій, так і в індустріально-потоковій технологіях. Розробки, скеровані на зменшення втрат урожаю під час обчісування, пошуки ефективних засобів обмолоту і сепарацію обчісаного вороху та збирання обчісаних стебел є нині першочерговим завданням.

7.4.2. Основи теорії та розрахунку обчісувальних пристроїв

Траєкторія руху точок зуба обчісувального барабана аналогічна траєкторії точок руху ножів подрібнювального апарата косарки-подрібнювача. Тобто зуб обчісувального барабана здійснює складний рух (рис. 7.21): переносний зі швидкістю $v_м$ машини і відносний з кутовою швидкістю ω. Кожна точка зуба описує циклоїду.

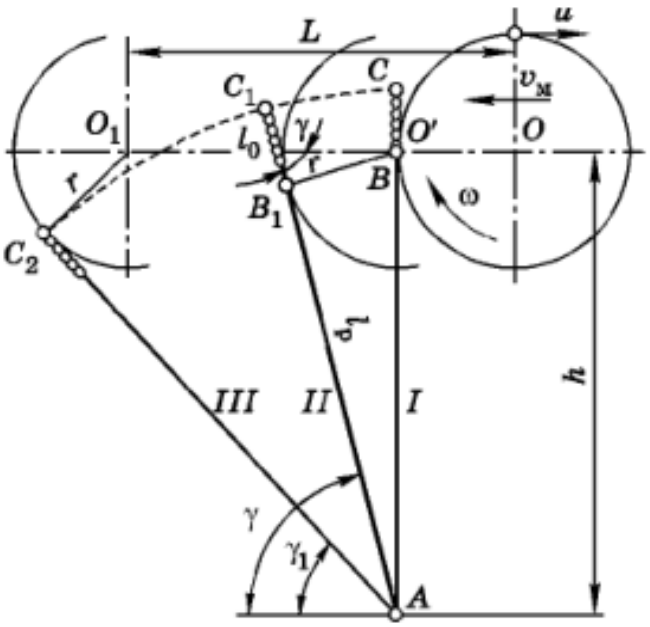


Рис. 7.21. Взаємодія пальців обчісувального барабана зі стеблами хлібостою

Оптимальна висота встановлення вала обчісувального барабана над рівнем поля. Розглянемо взаємодію зубів із стеблами в зоні обчісування. Під час руху машини обчісувальні зуби відокремлюють певну смугу рослин, що дорівнює відстані між ними. Переміщуючись між гранями зубів, стебла входять у комірку *A* (див. рис. 7.20). Коло радіусом *r* (рис. 7.21), яким рухається центр комірки планки барабана *2*, торкається прямостоячого стебла *AC* у точці *B* (положення I). Завдяки руху машини барабан відхиляє стебла за її ходом. При цьому точка стикання стебла з колом віддаляється від вершини колоса. Максимальне її віддалення відповідає точці B_1 (положення II). Потім точка дотику наближається до вершини колоса. Обчісування продовжується до положення III.

Довжину l_0 зони обчісування, яка дорівнює довжині відрізка B_1C_1 , можна визначити з геометричних передумов:

$$l_0 = B_1C_1 = (l_p — h)/(\sin\gamma + r\operatorname{ctg}\gamma),$$

де *h* — висота установлення вала обчісувального барабана над рівнем поля.

Максимальна довжина $l_{0\ max}$ зони обчісування залежить від кута γ, який визначають із залежності $cos\ \gamma = r/h$. Враховуючи наведені залежності, маємо

$$l_{0\max} = l_p - (h^2 - r^2)/\sqrt{h^2 - r^2}\,. \qquad (7.50)$$

Довжина $l_{0\ max}$ зменшується зі збільшенням h. Із зменшенням h прочісується не тільки колос завдовжки $l_к$, а й значна довжина стебла. Ось чому в обчісаному вороху міститься багато незернової частини врожаю.

Обчісувальний барабан має так взаємодіяти зі стеблами, щоб $l_{0\ max} = l_к$, тобто $\varepsilon = l_{0\ max}/l_к = 1$.

Тоді оптимальна висота установлення вала барабана над рівнем поля, тобто яка відповідає $\varepsilon = 1$, дорівнюватиме:

$$h_0 = \sqrt{\left(l_p - l_k\right)^2 + r^2}\,. \qquad (7.51)$$

Число зубів обчісувального барабана, що діють на колос у межах його довжини, істотно впливає на якісні показники обчісувального пристрою. Зі збільшенням їх кількості знижуються втрати зерна від недообчісування. Так, у разі втрат $\delta \le 0{,}5\ \%$ число зубів становить 8—15. Більші значення відповідають обчісуванню колосових культур, менші — рису.

Число зубів m залежить від шляху L, який проходить машина від початку дії на колос (положення *I*) до кінця обчісування (положення *III*), за якого

$$\cos\gamma_1 = (hr + l_p\sqrt{l_p^2 - h^2 + r^2})/(l_p^2 + r^2)\,.$$

Із рис. 7.21 маємо:

$$L = l_p\cos\gamma_1 + r(1 - \sin\gamma_1)\,. \qquad (7.52)$$

Тоді m визначаємо за залежністю

$$m = \frac{Lnz}{v_M}, \qquad (7.53)$$

де n — частота обертання барабана; z — кількість планок на барабані; $v_м$ — швидкість машини.

Кінематичний режим роботи λ обчісувального барабана — це відношення колової швидкості и центра комірки барабана до швидкості машини, тобто $\lambda = u/v_M$. Оскільки $u = 2\pi nr$, $v_м$ визначимо із залежності (7.53), то отримаємо:

$$\lambda = \frac{2\pi mr}{(Lz)}. \qquad (7.54)$$

Експериментальні дослідження показують, що зі збільшенням кінематичного режиму роботи поліпшується чистота обчісування, проте збільшуються втрати зерна внаслідок розкидання його обчісувальним барабаном, а також засміченість вороху незерновою частиною врожаю. За нерівномірного за довжиною і полеглого стеблостою слід зменшувати висоту h і збільшувати λ.

Мінімальні втрати зерна через недообчісування $\delta \leq 0{,}5\ \%$ і частка соломистих частин в обчісаному вороху $\psi = 0{,}25…0{,}35$ відповідають кінематичному режиму роботи $\lambda = 5…10$.

7.5. Підбирачі

7.5.1. Типи і застосування підбирачів

Підбирачі призначені для підбирання валків рослинної маси під час збирання зернових і кормових культур та льону. Їх поділяють на барабанні з пружинними пальцями, барабанні з жорсткими пальцями, що ховаються, полотенно-пальцьові та ланцюгово-пальцьові.

Барабанний підбирач з пружинними пальцями (рис. 7.22*а*) застосовують переважно під час підбирання трав і зернових культур.

Під час підбирання щільного валка зернових культур такий підбирач працює незадовільно: пальці надмірно відхиляються, ударна дія на масу збільшується (можливий вимолот зерна).

Під час роботи підбирача в зоні підбирання ролики кривошипів перекочуються по колу *abb*, а в зоні передачі маси на транспортувальний пристрій — на напрямній доріжці *bda* спеціального профілю.

Барабанний підбирач з жорсткими пальцями, що ховаються (рис. 7.22*б*), добре працює під час підбирання валків, у яких стебла переплутані. Його застосовують переважно для підбирання трести льону, а механізм — у шнеках жаток і бітерах проставок.

Під час роботи такого підбирача його барабан *9* вічками *8* веде за собою пальці *7*.

Оскільки втулки пальців обертаються на колінчастій осі *6*, геометрична вісь якої зміщена відносно осі барабана, пальці плавно виходять із барабана і ховаються в ньому, описуючи траєкторію.

Полотенно-пальцьовий підбирач (рис. 7.22, *в*) застосовують під час підбирання валків зернових культур, особливо легкообмолочувальних — бобових, круп'яних, насінників трав тощо, адже полотно уловлює зерна, що осипались.

Ланцюгово-пальцьовий підбирач (рис. 7.22, *г*) найчастіше застосовують під час підбирання трав із пресуванням, копнуванням і подрібненням. Вони більш стійко виконують технологічний процес порівняно з полотенно-пальцьовими. Пальці такого підбирача шарнірно з'єднані з ланцюгом і мають кривошипи з роликами, які переміщуються вздовж напрямної доріжки спеціального профілю.

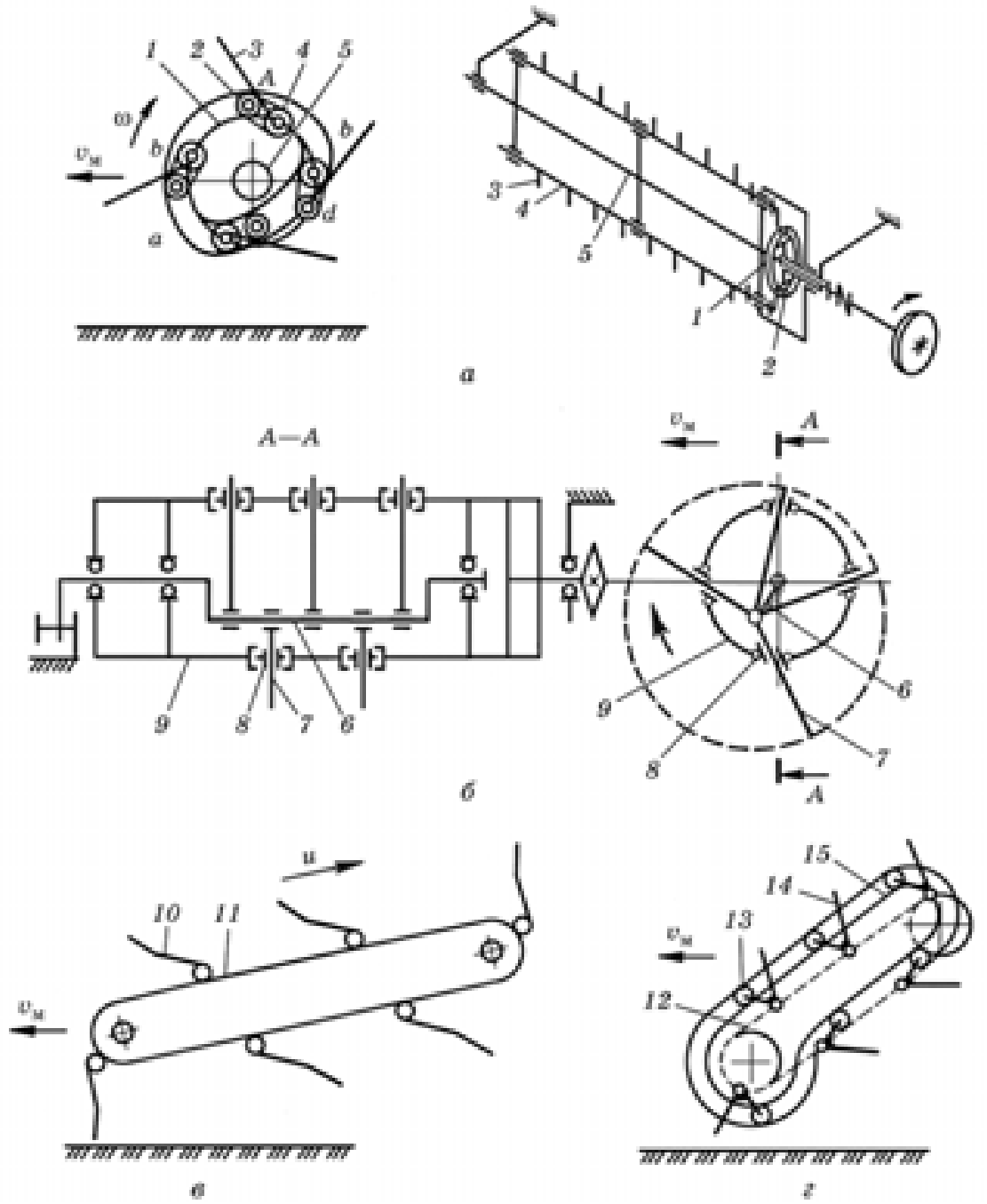


Рис. 7.22. Схеми підбирачів:

а — барабанного з пружинними пальцями;
б — барабанного з жорсткими пальцями, що ховаються;
в — полотенно-пальцьового; *г* — ланцюгово-пальцьового;
1 — бігова доріжка; *2* — ролик кривошипа; *3* — палець;
4 — граблина; *5* — центральний вал; *6* — колінчаста вісь; *7* — палець;
8 — вічко; *9* — барабан; *10* — палець; *11* — конвеєр; *12* — ланцюг;
13 — ролик; *14* — палець; *15* — напрямна доріжка

7.5.2. Основи теорії та розрахунку підбирачів

Підбирач з пружинними пальцями. Траєкторія абсолютного руху кінцевої точки пальця. Рівняння руху кінцевої точки *A* пальця (рис. 7.23*а*) в системі координат *xOy*

$$x_A = r\sin\omega t + v_M t;\ y_A = r\cos\omega t, \qquad (7.55)$$

де r — відстань від центра барабана O до кінця пальця; ωt — кут повороту барабана; $v_м$ — швидкість машини; t — час, за який барабан повернеться на кут ωt.

Залежності (7.55) є рівняннями циклоїди, траєкторія якої має вигляд *I*.

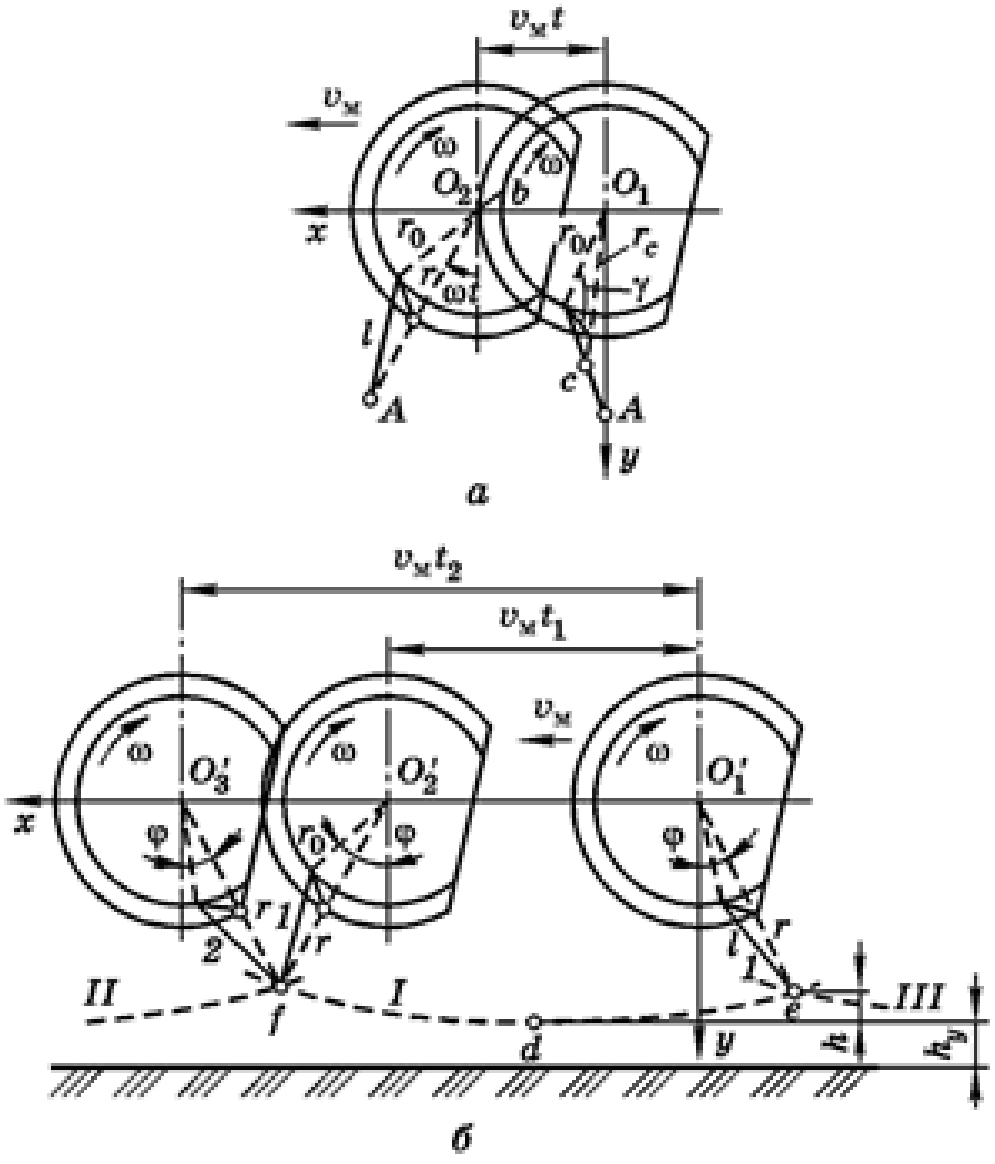


Рис. 7.23. Схема переміщення (*а*)
і траєкторія пружинного пальця підбирача (*б*):
1 і 2 — пальці; *I, II і III* — траєкторії

Кінематичний режим роботи. Нехай траєкторії *I*, *II* і *III* перетинаються в точках *e i f* (рис. 7.23*б*).

Підбирання валка без втрат відбувається за умови:

$$h + h_y \le H, \tag{7.56}$$

де h — відстань уздовж вертикалі від нижньої точки d циклоїди до точок e i f перетинання суміжних циклоїд; h_y — мінімальна відстань між поверхнею поля і циклоїдою; H — відстань від поверхні поля до нижнього рівня валка.

Умова (7.56) виконується за співвідношення параметрів і режиму роботи підбирача і визначається з таких міркувань.

Координата x_A кінця пальця *1*, що переміщується на циклоїді *I*, дорівнює:

$$x_A = r\sin\varphi + v_M t_1, \tag{7.57}$$

де φ — кут повороту барабана.

У точку *f* доходить кінець пальця *2*, що розміщується на суміжному вала, який рухається траєкторією *II*. Для пальця *2* координата:

$$x_A = v_M t_2 - r\sin\varphi, \tag{7.58}$$

де t_2 — час повороту барабана на кут β між граблинами.

Оскільки $2\varphi = \omega t_1$, $\beta = \omega t_2$ то із залежностей (7.57) і (7.58) знайдемо:

$$\frac{\omega \cdot r}{v_M} = \frac{\beta - 2\varphi}{2\sin\varphi}. \tag{7.59}$$

Із рис. 7.23 бачимо, що $r - h = r\cos\varphi$. Визначивши звідси $\sin\varphi$ і φ, позначивши $2\pi/\beta = z$ (де z — кількість граблин з пальцями), $\frac{\omega r}{v_M} = \lambda$ та використавши залежності (7.56) і (7.59), отримаємо залежність для визначення кінематичного режиму роботи λ підбирача:

$$\lambda \ge \frac{\frac{\pi}{2} - \arcsin\dot{\alpha}}{\dot{\alpha}}, \tag{7.60}$$

де $\dot{\alpha} = \sqrt{\frac{2(H - h_y)}{r} - \frac{(H - h_y)^2}{r^2}}$

Аналіз залежності (7.60) показує, що для зменшення висоти h гребеня потрібно збільшувати показник λ кінематичного режиму роботи. Проте збільшення λ призводить до розриву валка і підвищення сили удару пальців за масою. За незначних λ валок скупчується перед барабаном підбирача, що небажано. Щоб валок не розривався і не скупчувався, горизонтальна складова абсолютної швидкості середини пальця (точка *c*, рис. 7.23*а*) у верхньому його положенні ($cos\omega t = -1$) має дорівнювати нулю. Продиференціювавши перше рівняння залежностей (7.55), отримаємо:

$$\frac{dx_C}{dt} = \omega r_C \cos\omega t + v_M. \tag{7.61}$$

Тоді за $\cos \omega t = -1$ отримаємо $r_c = v_м/\omega$. Із рис. 7.23 бачимо, що

$$r_C = \sqrt{\frac{l^2}{4} + r_0^2 - lr_0 \cos\gamma}; r = \sqrt{l^2 + r_0^2 - 2lr_0 \cos\gamma}\,.$$

Замінивши r у співвідношенні $\lambda = \omega r/v_м$, дістанемо:

$$\lambda = \sqrt{2 + \frac{\omega^2}{v_M^2\left(\frac{l^2}{2} - r_0^2\right)}} \quad . \tag{7.62}$$

Умови (7.60) і (7.62) виконуються за $1{,}5 \le \lambda \le 2{,}5$. Якщо маса 1 м довжини валка менша ніж 3 кг і хлібна маса занадто суха (вологість 12 %), то краще брати менші значення λ. Зі збільшенням швидкості машини ($v_м > 5$ км/год) значення λ зменшують.

Частота обертання граблин барабана підбирача. Обмолот колосків під час підбирання і можливі при цьому втрати зерна визначають зусиллям ударного імпульсу, з яким пальці діють на валок. Зусилля залежить від швидкості удару.

Із залежностей (7.55) і (7.59) маємо залежність для визначення абсолютної швидкості ua удару кінцями пальців по масі

$$u_a = v_M\sqrt{1 + 2\lambda\cos\varphi + \lambda^2}\,. \tag{7.63}$$

Найбільше значення швидкості ua буде за $\cos\varphi = 1$. Тоді

$$u_a = v_M(1 + \lambda) \quad . \tag{7.64}$$

Абсолютна швидкість u_a не має бути більшою від допустимої швидкості $u_д$ удару по масі, тобто $u_a \le u_д$. Звідси

$$\lambda \le u_Д/(1 + \lambda)\,. \tag{7.65}$$

Оскільки $\lambda = \frac{u}{v_M}$, $u = 2\pi nr$, то частота обертання пальців

$$n \le \frac{u_Д - v_M}{2\pi r}\,. \tag{7.66}$$

Крок підбирача. Довжину валка, що підбирається одним рядом пальців барабана, визначають кроком S_z (за аналогією з мотовилом):

$$S_z = \frac{2\pi r}{\lambda z} \quad , \tag{7.67}$$

де z — кількість граблин барабана.

Подача і частота обертання центрального вала підбирача. Подача — це крок S_z або шлях, який проходить машина за час входу в стерню або виходу із неї пальців двох суміжних граблин, тобто $S_z = v_M t_1$.

Якщо підбирач має одну граблину, то t_1 є часом одного оберту вала барабана: $t_1 = 60 / n$, де n — частота обертання вала барабана, об/хв. Якщо підбирач має z граблин, то $t_1 = \frac{60v_M}{nz}$, тоді подача, м,

$$S_Z = \frac{60 v_M}{nz}, \tag{7.68}$$

де $v_м$ — швидкість машини, м/с; n — частота обертання, об/хв:

$$n = \frac{60 v_M}{S_Z z}. \tag{7.69}$$

Експериментальні дослідження показують, що для барабанних підбирачів із пружинними пальцями для підбирання валків зернових культур $S_z \le 280$ мм; $n = 72…90$ об/хв; $z = 4$; $\lambda = 1{,}5…2{,}5$.

Барабанний підбирач з жорсткими пальцями, що ховаються. ***Функціональна залежність між кутом повороту α барабана і кутом φ повороту пальця***. Барабанний підбирач з жорсткими пальцями, що ховаються (див. рис. 7.22*б*), можна подати у вигляді кінематичної схеми (рис. 7.24).

Умови роботоздатності такого механізму: $OC > OO_1$; $O_1B > OC$.

Тоді у відносному русі точка C описує траєкторію (коло) радіусом r, а точка B — радіусом R.

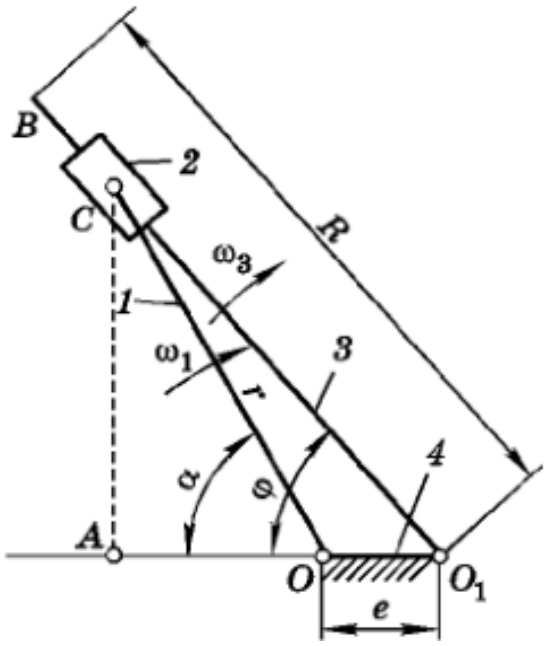


Рис. 7.24. Кінематична схема підбирача з жорсткими пальцями, що ховаються:
1 — барабан; *2* — вічко; *3* — палець; *4* — колінчаста вісь

Із рис. 7.24 бачимо, що

$$AC = r\sin\alpha; AC = AO_1 tg\varphi. \tag{7.70}$$

Оскільки $AO_1 = AO + e$, а $AO = r\cos\alpha$, то $AC = (r\cos\alpha + e)tg\varphi$. Тоді із рівнянь (7.70) матимемо $r\sin\alpha = (r\cos\alpha + e)tg\varphi$. Позначивши $e/r = k$, отримаємо

$$\varphi = arctg\,\frac{\sin\alpha}{\cos\alpha + k}. \tag{7.71}$$

Кутова швидкість пальця. Диференціал функції $d\varphi$ рівняння (7.71) дорівнює добутку похідної функції $\dot{\varphi}$ за аргументом α на диференціал аргументу $d\alpha$, тобто

$$d\varphi = \dot{\varphi}(\alpha)d\alpha\,. \qquad (7.72)$$

Поділивши ліву і праву частини рівняння (5.146) на dt, тобто $\frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}(\alpha)\frac{d\alpha}{dt}$, взявши похідну $\dot{\varphi}(\alpha)$ та беручи до уваги, що $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_3$ — кутова швидкість пальця, а $\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1$ — кутова швидкість барабана, матимемо залежність для визначення кутової швидкості пальця підбирача

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{1 + k\cos\alpha}{1 + 2k\cos\alpha + k^2}\,. \qquad (7.73)$$

Лінійна швидкість кінцевої точки пальця дорівнюватиме $u_B = \omega_3 R$.

Як показують розрахунки, для такого механізму характерним є те, що кутова ω_3 і лінійна u_B швидкості пальця — величини змінні (рис. 7.25).

Крім того, ці параметри можна змінити, не змінюючи кутової швидкості ω_1 веденої ланки (барабана), а змінивши лише співвідношення ексцентриситету e і радіуса r барабана, тобто $e / r = k$ (графіки *а і б* на рис. 7.25).

Таку закономірність використовують не тільки в підбирачах, пальцьових механізмах шнеків і бітерів, а й у ротаційних різальних апаратах з вертикальною віссю обертання роторів косарок. Це пов'язано з тим, що в таких апаратах мають бути значні лінійні швидкості тільки в зоні різання, а в зоні холостого ходу ножі не мають стикатися зі зрізаною масою.

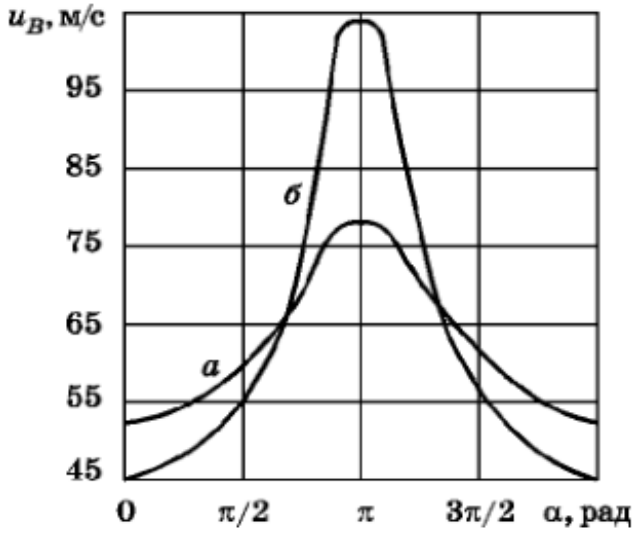


Рис. 7.25. Графіки залежності лінійної швидкості кінцевої точки пальця від кута повороту барабана, за R = 0,3 м; ω_1 = 209 с$^{-1}$:
а — $k = e/r$ = 0,05/0,25 = 0,2 м;
б — $k = e/r$ = 0,05/0,125 = 0,4 м

У підбирачах e = (0,45...0,55)r. Менші значення відповідають підбирачам для трав, більші —для льону. Кінематичний режим роботи підбирача для трав λ = 1,2...2,0.

Методика визначення λ аналогічна барабанному підбирачу з пружинними пальцями.

Полотенно-пальцьовий підбирач має закономірності робочого процесу аналогічні стрічковим конвеєрам, установленим до горизонту під певним кутом.

Щодо кінематичного режиму λ роботи, то його визначають за формулою:

$$\lambda = \frac{l_z}{S_z} \ , \qquad (7.74)$$

де l_z = 230…270 — відстань між поперечними рядами пальців, що встановлені на полотні, мм; $S_z \le 200$ мм — крок підбирача, якому відповідає λ = 1,0…1,1.

7.6. Молотильно-сепарувальні пристрої

7.6.1. Типи молотильно-сепарувальних пристроїв

Молотильно-сепарувальні пристрої (МСП) призначені для вимолоту зерна із колоса чи волоті та видалення вимолоченого зерна із грубого вороху.

Ще задовго до появи жатних машин для скошування хлібів було запропоновано машини для обмолоту і сепарації. Так, у 1629 р. італієць Джіованні Бранка створив машину із шести котків, які мали рифлі і які урухомлював вітряк. У 1665 р. російські майстрові А. Терентьєв і М. Крик придумали, «як водою хліб молотити». Молотильний пристрій мав ступи і ціпи, які урухомлювало колесо, що оберталося під дією води. У 1775 р. шотландець А. Мейкль створив молотильний барабан із тригранними дерев'яними билами, що обертався з частотою 800…900 хв$^{-1}$. Дещо пізніше він доповнив його пальцьовим соломотрясом. Із 1785 р. уже застосовували перші молотарки з бильними барабанами. Зубовий молотильний апарат і клавішний соломотряс у 1831 р. запропонували американці Тернер і Моффіт. У 1850 р. В.І. Віраскін створив повітрорешітний очисник (вентилятор і решета). З 1865 р. Московський завод сільськогосподарських машин випускав молотарки із зубовими молотильними апаратами, клавішними і пальчастими соломотрясами та повітрорешітними очисниками.

У 1828 р. було видано один із перших патентів на комбайн (Америка), який урухомлювали на полі за допомогою 30—40 коней, а його робочі органи — від ходових коліс. Жатка комбайна мала різальний апарат, мотовило і конвеєр.

У 1843 р. в Австралії, а в 1868 р. у Росії (А.Р. Власенко) було випробувано зернозбиральні комбайни, на жатках яких, замість різальних апаратів, використовували обчісувальні.

Нині найширше застосовують поперечно-потокові (барабанні) і роторні МСП.

Поперечно-потокові МСП мають барабан, що обертається, і нерухоме підбарабання. Вісь обертання барабана перпендикулярна до напрямку руху вороху із похилої камери. За конструкцією вони є бильні (рис. 7.26*а*—*в*) і штифтові (рис. 7.26*г*,*д*).

Хлібну масу, що подається до барабана транспортувальними пристроями (плаваючим конвеєром або приймальним бітером), захоплюють били (штифти) і переміщують у молотильному регульованому зазорі між билами (штифтами) і підбарабанням.

Частоту обертання барабана також регулюють. У зазорі від удару бил (штифтів) по колосу чи волоті й протягування їх зерно вимолочується і частина його просіюється крізь отвори підбарабання. Роботі молотильного апарата (барабан — підбарабання) сприяють приймальний *1* і відбійний *3* бітери. Відбійний бітер гальмує грубий ворох (солома, зерно, збоїни, полова), що виходить із молотильного зазору, завдяки чому він спрямовується на початок соломотряса (соломовідокремлювача) і вимолочене зерно частково сепарують на очиснику.

Деякі МСП, наприклад, комбайн КЗС-9-1, приймального бітера не мають. У поперечно-потокових МСП молотильний зазор на вході і на виході регулюють одночасно або тільки на вході, або тільки на виході. Регулювання здійснюють важільним механізмом вручну, за допомогою електродвигуна з редуктором (комбайн КЗС-9-1 «Славутич») або гідроциліндрами.

У поперечно-потокових МСП молотильний зазор на вході і на виході регулюють одночасно або тільки на вході, або тільки на виході. Регулювання здійснюють важільним механізмом вручну, за допомогою електродвигуна з редуктором (комбайн КЗС-9-1 «Славутич») або гідроциліндрами.

Частоту обертання барабана регулюють клинопасовим варіатором вручну, за допомогою гідроциліндра або електродвигуном.

Поперечно-потокові МСП є також двобарабанними (рис. 7.26*в*,*д*). Причому перший і другий барабани можуть бути бильними або перший штифтовий, а другий бильний. Між барабанами встановлено проміжний бітер *7*, який розміщують у верхньому положенні (рис. 7.26*д*) або у нижньому (рис. 7.26*в*). Такі МСП застосовують на комбайнах для збирання зволожених хлібів та рису.

Штифтові барабани і підбарабання інтенсивніше, ніж бильні, вимолочують зерно, особливо за його підвищеної вологості. Проте вони менш універсальні, інтенсивніше перебивають солому, внаслідок чого збільшують навантаження на очисник збоїною (перебитою на частинки солому). Це потребує вдосконалення очисника з метою підвищення пропускної здатності.

Розглянуті МСП, як правило, працюють в єдиному процесі з клавішними соломотрясами і повітрорешітними очисниками.

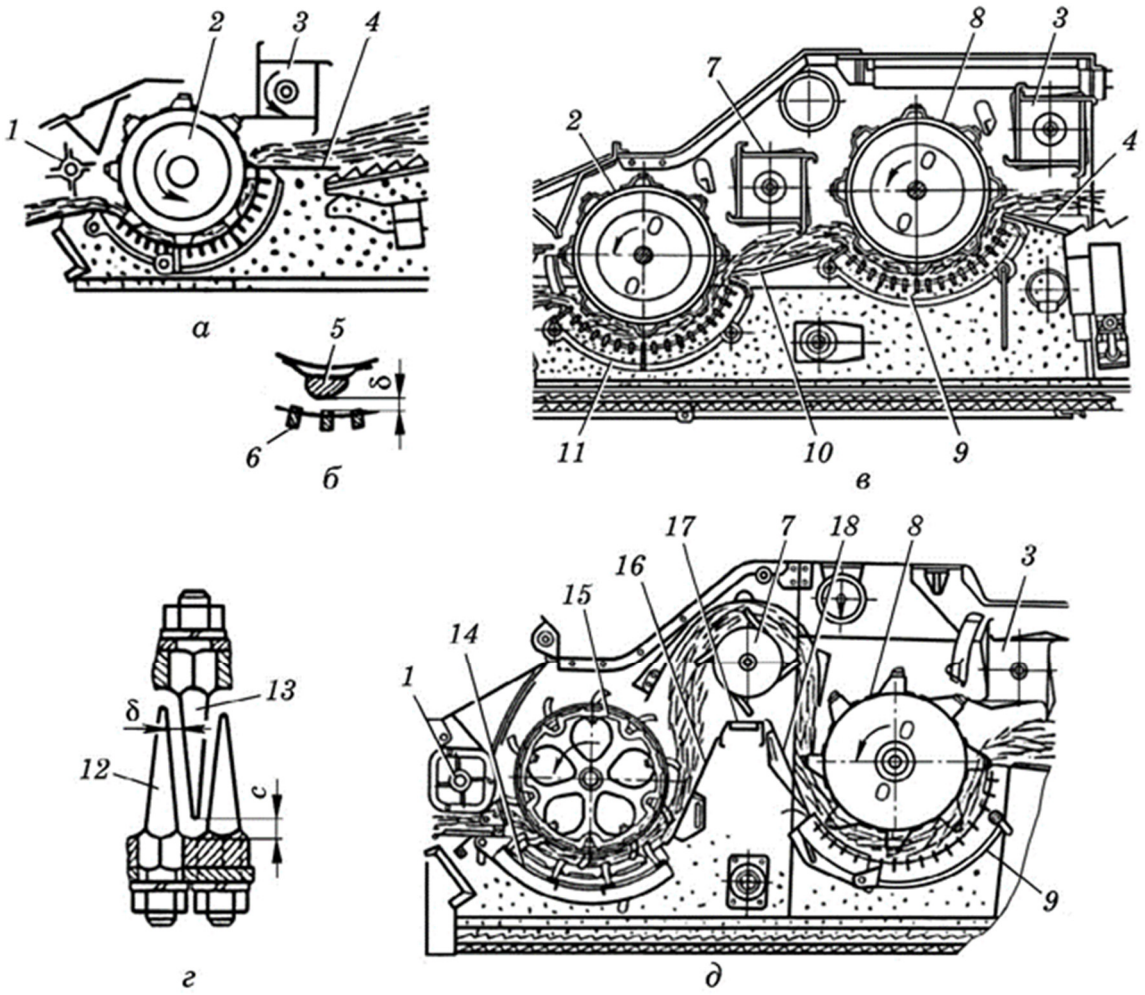


Рис. 7.26. Схеми поперечно-потокових МСП молотарок комбайнів:
а — однобарабанний, з бильним барабаном; *б* — замірювання зазорів у бильному апараті; *в* — двобарабанний, з двома бильними барабанами; *г* — замірювання зазорів у штифтовому апараті; *д* — двобарабанний, з першим штифтовим і другим бильним барабанами й верхнім розміщенням проміжного бітера; *1* — приймальний бітер; *2* — бильний барабан; *3* — відбійний бітер; *4* — пальцьова решітка; *5* — било барабана; *6* — планка підбарабання; *7* — проміжний бітер; *8* — другий бильний барабан; *9* і *11* — підбарабання; *10* і *17* — сепарувальні решітки; *12* — штифт підбарабання; *13* — штифт барабана; *14* — підбарабання штифтове; *15* — штифтовий барабан; *16* і *18* — напрямні щитки

Молотарки, оснащені такими МСП, називають класичними, або традиційними. Молотарки комбайнів зарубіжних фірм із поперечно-потоковим МСП мають такі особливості.

Фірма **New Holland** встановлює за молотильним барабаном *1* (рис. 7.27*а*,*з*) два сепарувальних барабани *2* і *3* та відбійний бітер *4*.

Фірма **Deutz-Fahr** (рис. 7.27*б*) сепарувальний барабан *3* виконала регульованим за висоти, щоб зменшити подрібнення соломи.

На комбайнах фірми **MDW** (рис. 7.27*в*) використовують трибарабанні МСП, які мають молотильний і два сепарувальних барабани. За даними фірми, застосування трибарабанних МСП дало можливість на 20 % підвищити пропускну здатність молотарки порівняно з МСП, який має молотильний барабан і відбійний бітер.

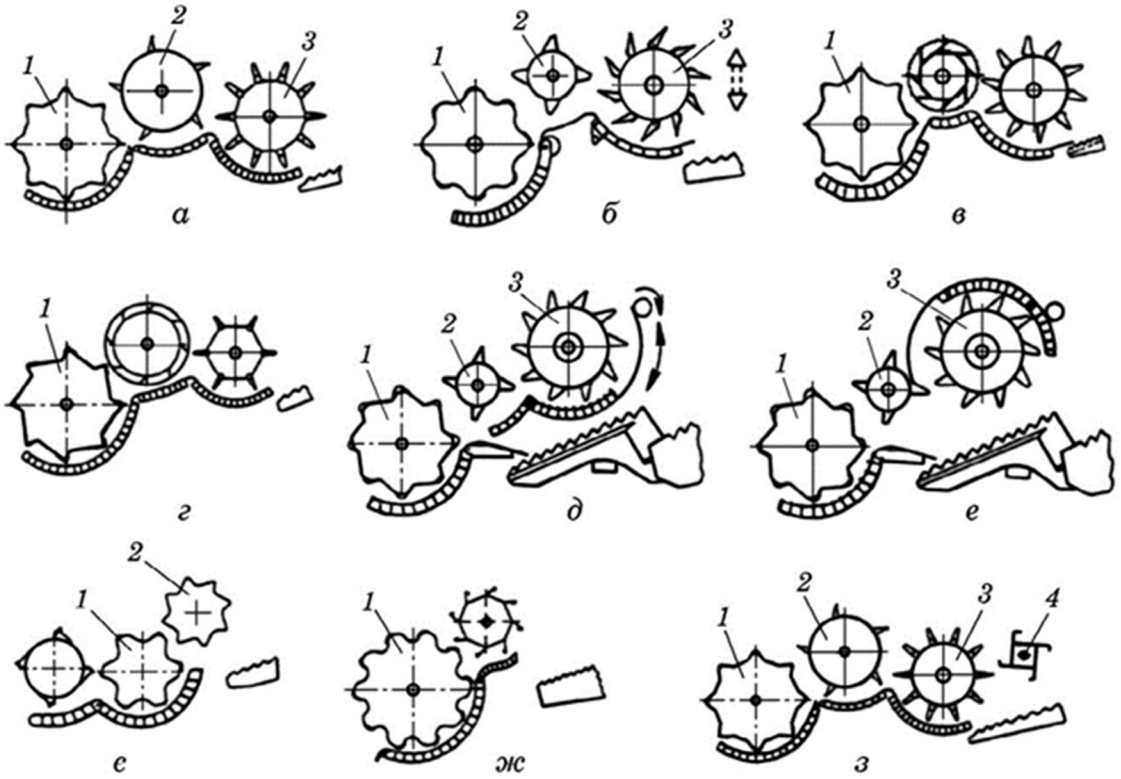


Рис. 7.27. Схеми поперечно-потокових МСП молотарок комбайнів зарубіжних фірм:
а, з — New Holland; *б* — Deutz-Fahr; *в* — MDW; *г* — Massey Ferguson; *д, е* — Fiatagri; *є* — Claas, Sampo-Rosenlew ; *ж* — John Deere

Комбайни фірми **Massey Ferguson** (рис. 7.27*г*) мають майже таку саму схему МСП, як і комбайни фірми MDW.

Фірма **Fiatagri** (рис. 7.27*д*) над соломотрясом установила два сепарувальних барабани *2* і *3* за молотильним барабаном. При цьому між барабаном 3 і підбарабанням передбачено регулювання зазору 25…40 мм. За потреби підбарабання можна демонтувати або розмістити над барабаном (рис. 7.27*е*). Оригінальність такої конструкції полягає у тому, що встановлення двох сепарувальних барабанів не змінює довжини клавіш соломотряса, обмолот і сепарація можуть відбуватись як в інтенсивному, так і в звичайному режимах, коли підбарабання демонтоване. Таке технічне вирішення забезпечує гнучкість виконання робіт у разі переходу на збирання малосоломистих і спеціальних культур.

Фірма **Claas** (рис. 7.27*є*) розробила МСП, в якому перед молотильним барабаном *1* встановлено барабан-прискорювач. Принцип роботи МСП такий. Барабан-прискорювач, обертаючись з частотою 80 % від частоти обертання молотильного барабана (280…1500 $хв^{-1}$), захоплює масу, що подається конвеєром похилої камери зі швидкістю 3 м/с, надає їй швидкості 12 м/с і спрямовує масу в молотильний зазор між барабаном і підбарабанням. Молотильний барабан діаметром 450 мм і максимальною швидкістю 35,5 м/с надає хлібній масі швидкості 20 м/с, обмолочує її і спрямовує грубий ворох до барабана *2*. Цей барабан, обертаючись з частотою 68 % від частоти обертання молотильного барабана, зменшує швидкість вороху до 9 м/с і спрямовує його на клавіші соломотряса. Завдяки такій конструкції МСП і його кінематичним характеристикам створюється тонкий шар хлібної маси, що розміщується в зазорах між барабанами і підбарабаннями, і збільшуються відцентрові сили. Унаслідок цього зерно, що вільно знаходиться в колосі чи волоті, сепарується через підбарабання (кут обхвату 84°) барабана-прискорювача, а остаточно вимолочується і сепарується молотильним барабаном і підбарабанням (кут обхвату 151°). Молотильно-сепарувальний пристрій такого типу сепарує близько 90 % зерна порівняно з 70 % за класичною схемою, а це загалом зменшує навантаження на соломотряс і підвищує пропускну здатність молотарки.

Фірма **Sampo-Rosenlew** випускає комбайни, у яких МСП має систему попереднього обмолоту TS (Twin Separation — подвійна сепарація) — це два барабани, перший виконує попередній обмолот, його діаметр — 400 мм, кут обхвату — 105º і площа сепарації — 0,62 $м^2$, а другий барабан — основний, має діаметр 500 мм і 8 бил. Частота обертання обох барабанів однакова (600—1300 $хв^{-1}$). Колова швидкість барабана попереднього обмолоту за рахунок меншого діаметра становить 80% від колової швидкості основного барабана, тому до 40 % обмолоту виконує барабан попереднього обмолоту.

Фірма **John Deere** (рис. 7.27*ж*) виготовляє системи обмолоту і сепарації комбайнів, що складається з двох молотильних барабанів діаметром 660 і 450 мм, частоту обертання яких регулюють. Такий МСП забезпечує «м'який» обмолот, тобто зерно менше пошкоджується.

Таким чином, удосконалення поперечно-потокових МСП комбайнів «Славутич», «Скіф» і комбайнів зарубіжних фірм спрямовані на зменшення навантаження на соломотряс, а отже, на збільшення пропускної здатності молотарки.

Роторні МСП за механіко-технологічними властивостями обмолоту хлібної маси і сепарації грубого вороху можна поділити на дві групи: роздільно-агрегатні та моноблокові.

Молотарки з роздільно-агрегатними МСП створюють, як правило, на основі класичної схеми. Вони замість клавішного мають роторні

соломотряси грубого вороху двох типів: з поперечно-потоковим і аксіально-потоковим роторами.

Моноблокові МСП забезпечують обмолот хлібної маси і сепарацію грубого вороху в одно- чи двороторному робочому органі з аксіальною (рис. 7.28*а*,*б*) або тангенціальною (рис. 7.28*в*) подачею.

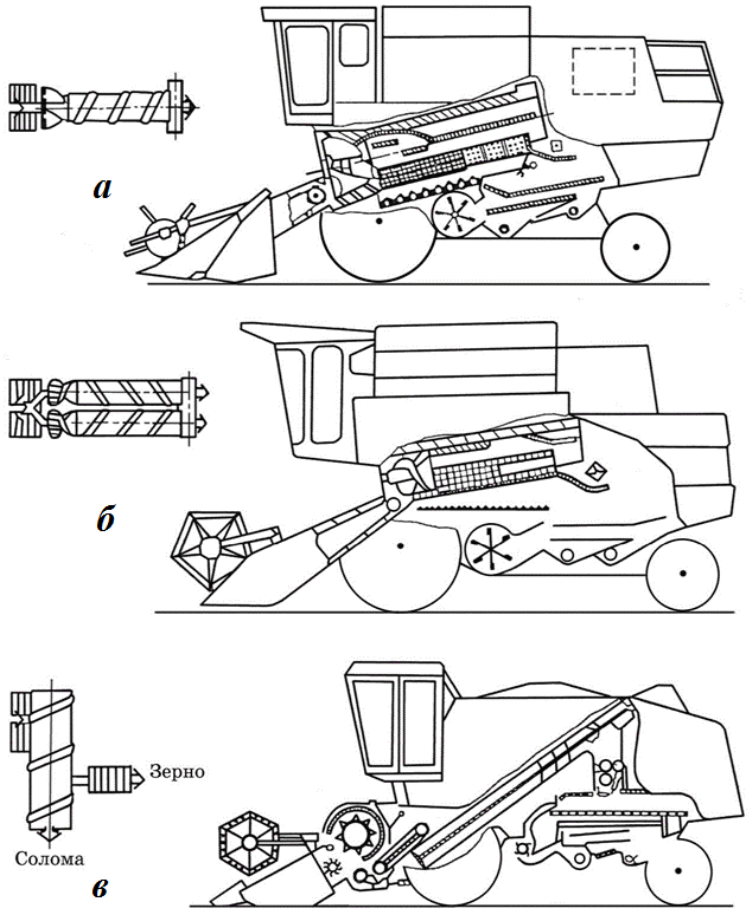


Рис. 7.28. Схеми молотарок комбайнів з моноблоковим МСП:
а — одноротoрний з аксіальною подачею; *б* — двороторний з аксіальною подачею; *в* — одноротoрний з тангенціальною подачею

Аксіально-роторний моноблоковий МСП має ротор, який обертається в нерухомому кожусі або з частотою 10…20 хв$^{-1}$.

Будову ротора показано на рис. 7.29. На вхідній частині кожух виконано конічним без отворів, а в молотильно-сепарувальній — повністю або частково (кут 120…270°) у нижній зоні решітчастим з довгастими або прямокутними отворами. У таких МСП зазор між билами і кожухом та частоту обертання ротора також регулюють.

Процес роботи відбувається так. Лопаті ротора захоплюють хлібну масу, що надходить із жатної частини, і переміщує її до молотильно-сепарувальної частини. Маса рухається на гвинтовій поверхні. Зерно вимолочують і просіюють крізь отвори кожуха, а грубий ворох потрапляє в сепарувальну зону.

Шлях, який маса проходить у молотильному зазорі, більший, ніж шлях у бильному чи штифтовому МСП.

Завдяки цьому забезпечується достатній вимолот зерна за зазорів, які в 3—4 рази більші, ніж у барабанних пристроях. Крім того, травмування зерна зменшується в 2—3 рази. Якість обмолоту висока не тільки для колосових, а і для бобових, кукурудзи, соняшнику, круп'яних та інших культур.

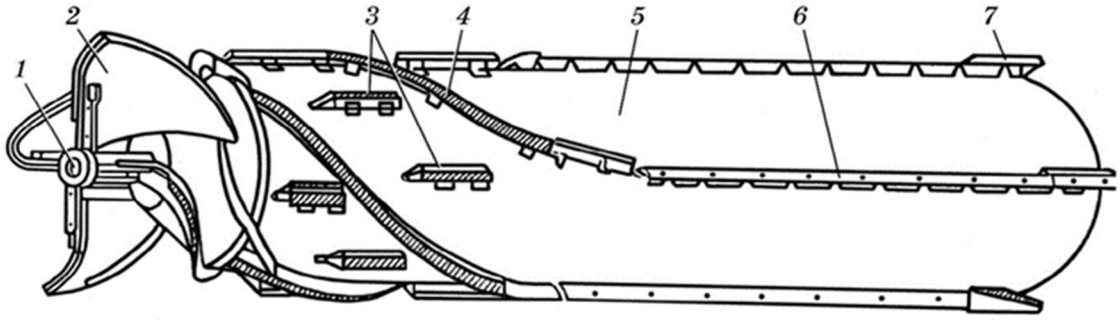


Рис. 7.29. Аксіальний ротор комбайна КЗСР-9 «Славутич»:
1 — хрестовина; *2* — лопать; *3* — прямолінійні била з рифлями; *4* — криволінійне било з рифлями; *5* — пустотілий циліндр; *6* — пряме гладеньке било; *7* — планка

Характерним для моноблокових роторних МСП є те, що ротор, маючи значний момент інерції, компенсує негативний вплив на якість роботи молотарки нерівномірності подачі хлібної маси.

Створення ефективних моноблокових роторних МСП із тангенціальною подачею (див. рис. 7.28*в*) хлібної маси дає змогу відійти від традиційного компонування комбайна і створити на їхній основі блоковомодульні зернозбиральні комплекси на базі універсальних енергозасобів, наприклад КЗС-10 «Полесье-Ротор» (Білорусь). Жатну частину МСП такого комплексу змонтовано на енергозасобі, а очисник і бункер зерна — на причепленому автономному візку, що спирається на свої колеса. Випробування свідчать про високу агротехнологічну і економічну ефективність такого типу збиральних машин.

7.6.2. Основи теорії та розрахунку молотильно-сепарувальних пристроїв

Переміщення хлібної маси у молотильно-сепарувальному зазорі. Швидкість руху стебла з колосом чи волоттю вздовж дуги підбарабання в барабанних пристроях залежить від властивостей хлібної маси, товщини її шару, параметрів і режимів роботи пристроїв, довжини стебел, їх орієнтації тощо.

У початковій частині підбарабання на довжині дуги 100…150 мм швидкість колоса, що надходить у молотильний зазор спереду комля,

становить 3…6 м/с. У наступних ділянках дуги колос рухається з наростаючою швидкістю, середнє значення якої на виході із зазору досягає 20 м/с. Комлі стебел під час подачі колосом уперед переміщуються вздовж підбарабання з більшою швидкістю. Якщо стебла подаються комлем за ходом вперед, то швидкість колоса як на вході в зазор, так і на виході з нього більша, ніж під час подачі колосом за ходом вперед.

Сукупність стебел, що рухаються в зазорі, утворюють потік, складові якого в заданому перерізі мають різну швидкість переміщення. Швидше рухаються ті стебла, які найбільше віддалені від входу. Отже, швидкість потоку стебел у будь-якому перерізі відрізнятиметься від швидкості колоса і стебла. Значення її змінюється залежно від подачі хлібної маси і взаємного розміщення барабана відносно підбарабання.

Так, за діаметра барабана 600 мм, швидкості бил 30…31 м/с, подачі 5 кг/с і ширини молотарки 1200 мм швидкість потоку стебел у молотильному зазорі збільшується від входу до виходу з 8 до 18 м/с. Середня швидкість становить 12 м/с. При цьому на початку дуги на 10 мм ширини підбарабання знаходиться в середньому близько двох стебел, а на виході — тільки одне.

В аксіально-роторному МСП потік стеблової маси переміщується гвинтовою лінією з наростаючим кроком, здійснюючи приблизно 1,5 оберти. Під час подачі 10 кг/с швидкість потоку становить 14…15 м/с, а його осьова складова — 3…5 м/с.

Кількість ударів бил по колосу. У МСП зерно обмолочується внаслідок удару бил або штифтів по колосках (волоті) і їх протягування в молотильному зазорі.

Кількість z ударів билами по колосу під час його переміщення в молотильному зазорі визначимо з таких міркувань.

Нехай било *1* (рис. 7.30) зустрічає вершину колоса на початку підбарабання (кожуха) у точці *A*. За час *t* колос переміститься з точки *A* в точку *C* на відстань $l_Д$ дуги підбарабання з середньою швидкістю $u_{ср}$. За цей час било *1* переміститься з положення *I* у положення *II* на відстань $l_б$. Тоді кількість ударів бил, що діють на колос, можна визначити за залежністю:

$$z = \frac{l_0}{S_б} + 1, \qquad (7.75)$$

де $l_0 = l_б - l_Д - l_к$ — шлях, який проходить било *1* відносно колоса, що рухається; $l_к$ — довжина колоса; $S_б$ — крок бил чи планок (див. залежність (7.77)).

Замінивши $l_б = u_б \cdot t$, $l_Д + l_К = u_{ср} t$,

де $u_б$ — лінійна швидкість бил барабана (ротора), отримаємо:

$$z = \frac{(l_Д + l_к)u_б}{(S_б u_{ср})} - \frac{(l_Д + l_к)}{S_б + 1}. \qquad (7.76)$$

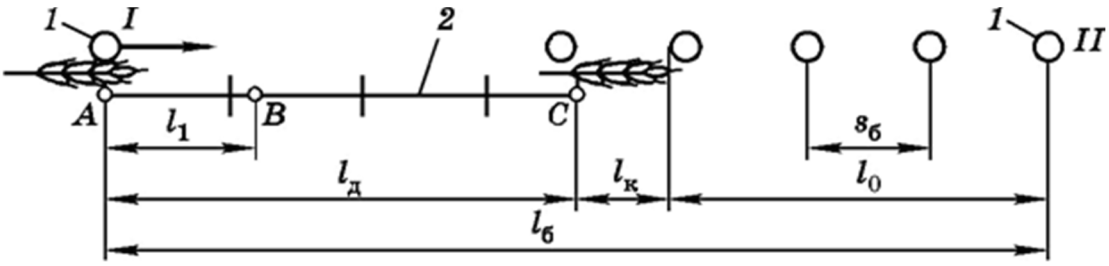


Рис. 7.30. Схема до розрахунку кількості ударів билами по колосу:
1 — било; *2* — підбарабання;
I і II — положення била

Із аналізу залежності (7.76) випливає, що кількість ударів бил по колосу більша, що вища лінійна швидкість бил $u_б$ і довша $l_Д$ дуга підбарабання (кожуха). Зі збільшенням швидкості переміщення $u_{ср}$ стеблової маси кількість ударів бил зменшується.

Так, за діаметра барабана 600 мм, довжини дуги підбарабання 780 мм і частоті обертання барабана 900…1000 хв$^{-1}$ по колосу вдаряють 13—15 бил. У межах першої планки підбарабання по колосу наноситься 30…40 % ударів від загальної кількості ударів у молотильно-сепарувальному зазорі. У результаті цього біля першої планки вимолочують 85…95 % зерна. У вхідній частині аксіально-роторного МСП лопаті ротора наносять 15—20 ударів, вимолочуючи 95 % зерна під час подачі хлібної маси 10 кг/с.

Довжину бильного (штифтового) барабана визначає ширина молотарки. У сучасних комбайнах вона становить 900...1660 мм.

Діаметр бильного барабана сучасних молотарок D = 450…800 мм. На барабані встановлюють парне число бил: 6, 8, 10, 12. Барабани діаметром 550, 600 мм мають 8, а діаметром 800 мм —10 бил.

Била закріплюють на підбильниках на однаковій відстані (крок бил) між ними. Крок $S_б$ бил залежить від їх кількості M на барабані, тобто:

$$S_б = \frac{\pi \cdot D}{M}. \qquad (7.77)$$

Кут обхвату барабана підбарабанням α (рис. 7.31) зумовлюють кути α_1 входу бил у зону молотильного зазору і α_2 виходу із нього.

Що більший кут α_1, то менша швидкість потоку хлібної маси в молотильному зазорі, завдяки чому підвищуються обмолот і сепарація зерна, але підвищується подрібнення зерна і перебивання соломи. Зі збільшенням кута α_1 погіршується захоплювання маси билами. Для спрямування потоку маси в молотильний зазор за $\alpha_1 > 45°$ установлюють приймальний бітер,

який має лінійну швидкість на кінцях лопатей до 8 м/с. У комбайна КЗС-9-1 «Славутич» кут α становить 126°, тобто барабан викидає грубий ворох у вертикальному положенні. Для відокремлення вороху і спрямовування його під оптимальним кутом на клавіші соломотряса призначений відбійний бітер. Лопаті бітера обертаються з лінійною швидкістю 18 м/с, ударяють по вороху і виділяють із нього вимолочене зерно (3…5 %) у межах пруткової решітки, яка є продовженням дуги підбарабання. Збільшення кута α_2 понад 90° призводить до перекидання вороху в зону входу, що підвищує ймовірність забивання молотильного зазору.

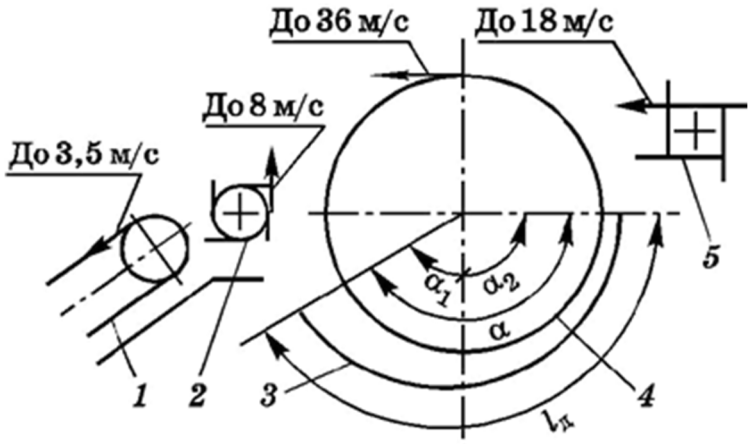


Рис. 7.31. Кінематичні та геометричні параметри поперечно-потокового МСП:
1 — похилий конвеєр; *2* — приймальний бітер; *3* — підбарабання; *4* — барабан; *5* — відбійний бітер

У сучасних МСП кут обхвату $\alpha = 96…151°$. Довжина дуги $l_д$ підбарабання залежно від діаметра барабана і кута обхвату його підбарабанням впливає на якісні показники МСП, як показано на рис. 7.32.

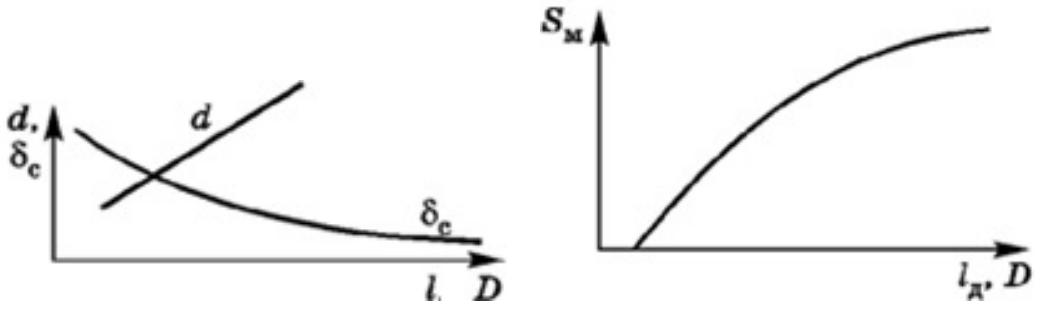


Рис. 7.32. Залежність коефіцієнтів сепарації $S_м$, недомолоту δ_c і подрібнення зерна d від довжини дуги підбарабання $l_Д$ і діаметра барабана *D*

Комбайн КЗС-9-1 «Славутич» має D = 700 мм, α = 126°, q = 9 кг/с; комбайни класичної схеми, типу КЗС-9-1 «Славутич», — «John deere 8820» — D = 560 мм, α = 106°, q = 7 кг/с і «Dominator 106» — D = 450 мм, α = 117°, q = 7,4 кг/с.

У комбайнах з двобарабанними МСП зерно вимолочується краще, його більше сепарується крізь отвори підбарабань, зменшується подача зерна на соломотряс. Проте під час збирання хлібів невеликої вологості (8…12 %) збільшується маса збоїн. Це призводить до перевантаження соломотряса і очисника. Під час роботи на вологих і забур'янених хлібах отвори підбарабань забиваються. Крім того, двобарабанні МСП більш металомісткі і енергоємні. Потужність на привод барабанів і проміжного бітера у 1,4—1,6 раза більша, ніж за одного барабана.

Діаметр штифтових барабанів по планках становить d_0 = 450…610 мм, а по вершині штифтів:

$$d = d_0 + 2h,$$

де $h \approx 70$ — робоча довжина штифта, мм.

Кількість планок M на барабані дорівнює 6, 8, 10 і 12. Штифти розміщують на гвинтових лініях у місцях перетину їх із планками. Число заходів k гвинтової лінії дорівнює 3, 4, 5 і 6 і має бути кратним кількості планок. Напрямок гвинтових ліній на розгортці (рис. 7.33) штифтового барабана визначають їхнім кроком:

$$t = M \cdot a_k,$$

де a_k — відстань між суміжними слідами штифтів (a_k = 28 мм, якщо штифти шаблеподібні, a_k = 44 мм — клиноподібні).

Відстань між штифтами на планці

$$b = \frac{M}{k \cdot a_k}.$$

Довжину барабана l по кінцях планок вибирають, враховуючи ширину молотарки. Тоді відстань між крайніми слідами штифтів:

$$l_1 = l - 2\Delta l,$$

де Δl — відстань від кінця планки до крайнього сліду штифтів (Δl = 18 мм, якщо штифти шаблеподібні, Δl = 22 мм — клиноподібні).

На одному сліду проходить стільки штифтів, скільки є заходів k гвинтової лінії.

Тоді кількість штифтів на барабані:

$$z = k \cdot (\frac{l_1}{a_k} + 1). \qquad (7.78)$$

Кількість штифтів z має бути кратною кількості планок M. Розгортку штифтового барабана за M = 12 і k = 4 зображено на рис. 7.33. Діаметр

ротора аксіально-роторних МСП у молотильно-сепарувальній зоні становить D = 550…710 мм.

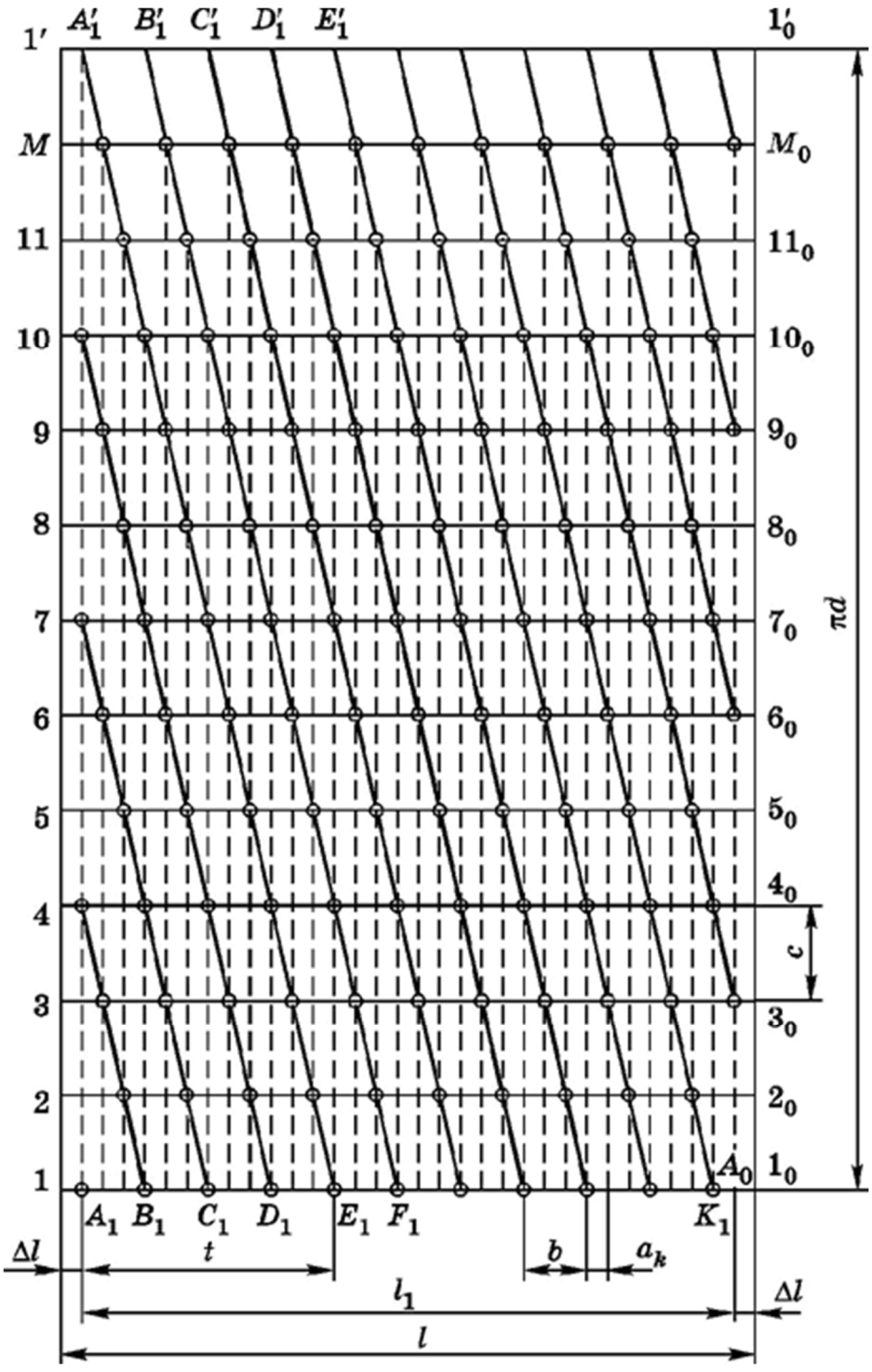


Рис. 7.33. Розгортка штифтового барабана

У пристроях з двома роторами, діаметр кожного ротора дещо менший — D = 440 мм. Найбільший діаметр лопать має у вхідній частині ротора, він у 1,3—1,4 раза більший від зазначеного діаметра D. Зі збільшенням діаметра

ротора збільшується довжина траєкторії руху хлібної маси у молотильно-сепарувальному зазорі. Завдяки цьому підвищується кількість ударів бил по масі, а отже, і якість обмолоту. Збільшується також площа решітчастої поверхні кожуха, що призводить до підвищення сепарації зерна, що зрештою підвищує пропускну здатність молотарки.

У комбайнах з пропускною здатністю q = 8…12 кг/с діаметр ротора становить 700…770 мм, за q = 5…6 кг/с — D = 550…650 мм, а довжина ротора до 3100 мм. У комбайні КЗСР-9М «Славутич» D = 770 мм, а довжина ротора — 3100 мм, за q = 12 кг/с.

Орієнтація подачі хлібної маси і регулювання МСП. Стебла з колосом чи волоттю, які потрапляють до молотильного зазору, набувають різного положення відносно напрямку потоку подачі. Вони подаються колосом «по ходу вперед», «по ходу назад», поперечно потоку і змішано (рис. 7.34). Це залежить від стану хлібостою і конструктивного виконання транспортувальних органів жатної частини комбайна.

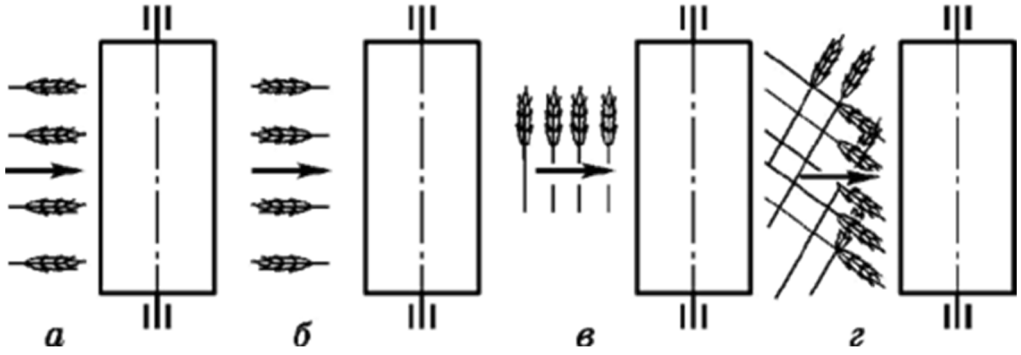


Рис. 7.34. Схеми подачі хлібної маси в МСП:
а — колосом «по ходу вперед»; *б* — колосом «по ходу назад»;
в — поперечно потоку; *г* — змішано

Експериментальні дослідження свідчать, що під час подачі колосків «по ходу назад» недомолот і подрібнення зерна збільшуються, а сепарування — зменшується. Це пояснюється тим, що колос надходить до молотильного зазору зі значно більшою швидкістю, ніж під час подачі колоса «по ходу вперед». За поперечної подачі колоса значно погіршуються показники роботи поперечно-потокових МСП; коефіцієнт недомолоту збільшується у 4—7 разів і схід зерна в соломовідокремлювач — у 3 рази. Для аксіально-роторних МСП шлях колосків у молотильно-сепарувальному зазорі у 4,5—5,5 рази більший, ніж для поперечно-потокових. Тому показники роботи такого МСП істотно не змінюються від орієнтації подачі хлібної маси.

Отже, під час роботи комбайна, особливо з поперечно-потоковим МСП, потрібно забезпечувати подачу хлібної маси колосками «по ходу вперед». При цьому влаштування між різальним апаратом і шнеком жатки

стрічкового конвеєра в окремих комбайнах фірми Massey Ferguson можна вважати виправданим.

Щоб забезпечити максимальну продуктивність комбайна в разі втрат, які не перевищують допустимих значень (недомолот $\delta_c \leq 5$ %, подрібнення зерна $d \leq 2$ % для продовольчого зерна і $d \leq 1$ % для насіння), передбачено регульовані параметри МСП. Крім того, такі параметри впливають ще на втрати зерна, яке не відокремив соломовідокремлювач (соломотряс).

Регульованими параметрами МСП є частота обертання n барабана (ротора) і зазори c і δ (див. рис. 7.26*б,г*) між билами барабана і планками підбарабання та між штифтами барабана і підбарабання. Оптимальні значення частоти обертання і зазорів вибирають за два етапи. Попередньо такі параметри встановлюють залежно від культури, що збирається, згідно з табл. 7.3. Остаточно МСП налагоджують у полі пошуком оптимальних значень під час контрольних проходів.

Максимальної продуктивності можна досягти, враховуючи закономірності, наведені на рис. 7.35.

Таблиця 7.3

Параметри попереднього налагодження молотильно-сепарувальних пристроїв

Культура	Лінійна швидкість бил $u_б$, м/с, залежно від МСП		Зазор δ, мм	
	Барабанно-дековий	Аксіально-роторний	Било барабана — планка деки	Било ротора — планка кожуха
Пшениця, овес	30…32	32…36	16…18 (4…6)*	40 (26)
Жито, ячмінь	25…30	30…34	16…18 (4…6)*	40 (26)
Рис	-	27…31	-	-
Соняшник	13…15	14…17	18 (6…8)	40 (30)
Просо	21…24	23…27	16…18 (6…8)	40 (20)
Круп'яні	15…18	18…20	18 (7…9)	40 (15)
Кукурудза	10…12	12..15	22…24 (8-10)	40 (20)

*У дужках наведено зазори на виході, а без дужок — на вході.

Потужність для урухомлення барабана (ротора) складається з потужності на його холостий хід N_x і обмолот N_0, тобто:

$$N = N_x + N_0. \tag{7.79}$$

Потужність холостого ходу, потрібна для подолання тертя у вальницях $a_x \cdot u_б$ і опору барабана повітрю $b_x \cdot u_б^3$, становить:

$$N_x = a_x \cdot u_б + b_x \cdot u_б^3, \tag{7.80}$$

де a_x і $б_x$ — коефіцієнти, що характеризують відповідно тертя і аеродинамічний опір барабана повітрю; $u_б$ — лінійна швидкість барабана, м/с.

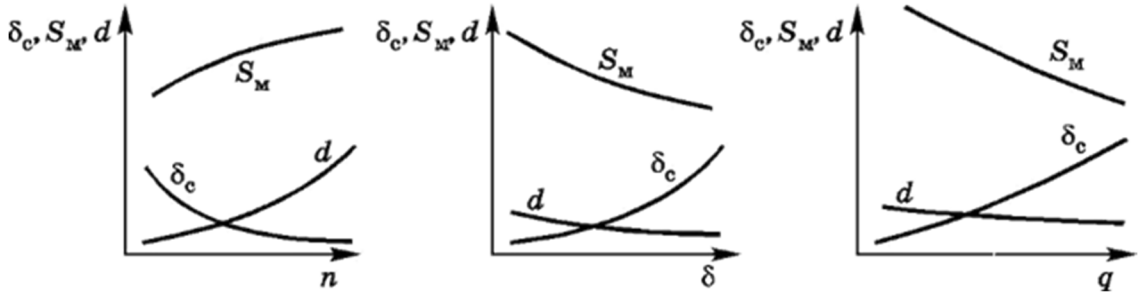


Рис. 7.35. Залежності коефіцієнтів недомолоту δ_c, сепарації S_M і подрібнення d від частоти обертання *n* барабана і середніх зазорів δ між билами і планками підбарабання та подачі q

Для штифтового барабана a_x = 5,0…5,5 Н, а для бильного a_x = 0,85…0,90 Н на кожні 100 кг маси барабана (ротора). Цей коефіцієнт є силою тертя у вальницях, зведеною до бил (штифтів).

Коефіцієнт b_x = 0,055…0,090 Н с^2/м^2, зумовлює опір барабана повітрю, який залежить від форми складових частин барабана (ротора) їх розміщення, густини повітря.

Потужність холостого ходу барабана незначна і становить 2…3 кВт. Для аксіально-роторного пристрою

$$N_x = a_x \cdot u_p + b_x^{'} \cdot u_p^3 + b_x^{''} \cdot u_p^3, \qquad (7.81)$$

де $b_x^{'} u_p^3$ — потужність потрібна для подолання опору повітря руху лопатей у вхідний частині ротора ($b_x^{'}$ =0,09..0,10 Н·с^2/м^2); $b_x^{''} \cdot u_p^3$ — потужність, потрібна для подолання опору повітря у циліндричній частині на 1 м довжини ротора ($b_x^{''}$= 0,03…0,04 Н·с^2/м^2).

Потужність обмолоту N_0, потрібна для подолання опору від взаємодії бил або штифтів з хлібною масою, визначають як добуток середнього колового зусилля *P* на билах барабана (ротора) або штифтів на лінійну швидкість $u_б$ барабана або ротора:

$$N_0 = P \cdot u_б. \qquad (7.82)$$

Для визначення середнього колового зусилля на билах барабана (ротора) експериментально встановлено таку залежність:

$$P = a_0 \cdot q + b_0 \cdot q^2 \ , \qquad (7.84)$$

де a_0, b_0 — коефіцієнти, які враховують сорт і стан культури, що обмолочується, її вологість, молотильні зазори, кут обхвату тощо; q — подання хлібної маси в молотарку.

Різні МСП мають такі значення коефіцієнтів a_0, b_0: барабанно-декові — a_0 = 100…120 Н (кг/с)$^{-1}$ і b_0 = 8…10 Н (кг/с)$^{-2}$; аксіально-роторні — a_0= 120…160 Н (кг/с)$^{-1}$ і b_0 = 8…15 Н (кг/с)$^{-2}$.

Менші значення відповідають хлібній масі за вологості 8…10 %, а більші — 25…35 %. Загальна потужність, потрібна для урухомлення барабана (ротора), зростає з підвищенням вологості маси.

Із залежностей (7.79) — (7.83) випливає, що потужність, потрібна для урухомлення барабана, становить:

$$N = a_x \cdot u_б + b_x \cdot u_б^3 + (a_0 + b_0 \cdot q) q \cdot u_б. \qquad (7.84)$$

Для ротора:

$$N = a_x \cdot u_p + b_x^{'} \cdot u_p^3 + b_x^{''} \cdot u_p^3 + (a_0 + b_0 \cdot q) q \cdot u_p. \qquad (7.85)$$

Для комбайна КЗС-9-1 «Славутич» під час подачі хлібної маси q = 8 кг/с потужність, за якої барабан урухомлюють (на холостий хід і обмолот), становить 45…60 кВт.

Для аксіально-роторних МСП моноблокових, за q = 10 кг/с N = 80…130 кВт, тобто такі МСП споживають у 1,5—2,0 рази більше енергії на 1 кг зерна, ніж барабанно-декові (класичної схеми). Проте за класичних схем для надання бітерам і соломотрясам енергії потрібна ще потужність 7…9 кВт.

7.7. Соломовідокремлювачі

7.7.1. Типи соломовідокремлювачів

Соломовідокремлювачі від грубого вороху відокремлюють зерно, полову, збоїни і спрямовують їх на очисник, а солому — в пристрій комбайна для збирання незернової частини врожаю (НЗВ).

За принципом дії соломовідокремлювачі поділяють на соломотряси і роторні соломовідокремлювачі.

Соломотряси є клавішні (рис. 7.36*а*), платформні та конвеєрні (рис. 7.36*б*).

Клавішні соломотряси підкидають, розпушують і розтягують грубий ворох. Вони є з трьома, чотирма, п'ятьма і шістьма клавішами. Корпус кожної клавіші шарнірно з'єднано з двома колінчастими валами однакового радіуса r колін (див. рис. 7.36*а*). Коліна AB і CD паралельні, а відстані $AD = BC$, тобто вали і клавіша утворюють чотириланковий паралелограмний механізм $ABCD$. У такому механізмі клавіша здійснює плоскопаралельний рух, і кожна її точка переміщується по колу радіусом r. Коліна валів двох суміжних клавіш зміщені одне відносно одного на певний кут.

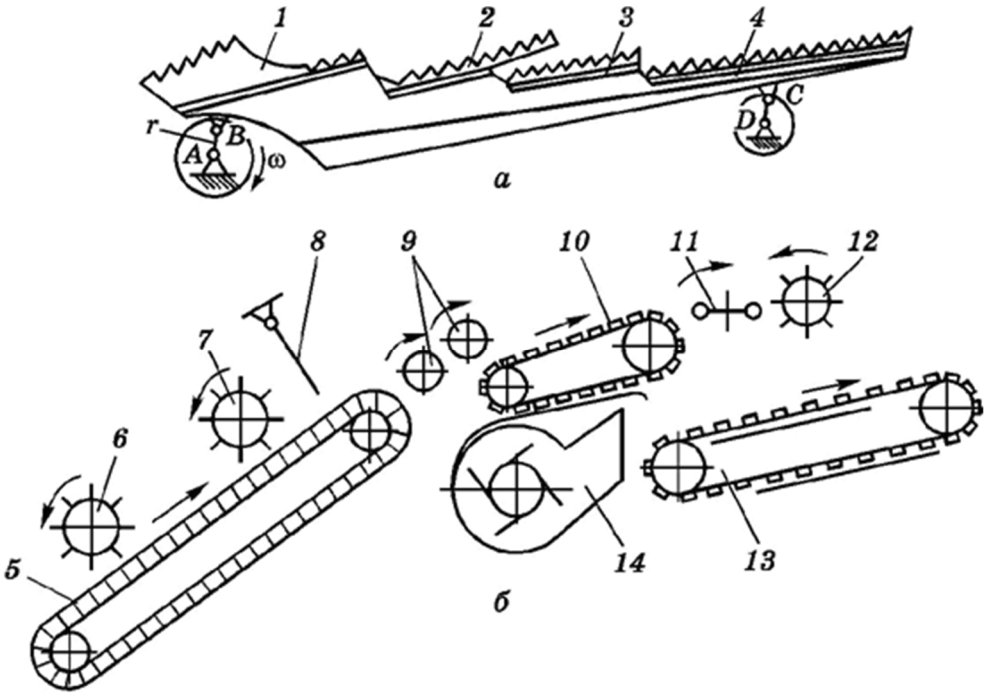


Рис. 7.36. Схеми соломотрясів:
а — клавішного двовального; *б* — конвеєрного; *1* — гребінка; *2* — граблина; *3* — решітчаста поверхня; *4* — корпус клавіші ; *5* — конвеєр вороху; *6 і 7* — бітери; *8* — секційний фартух; *9* — пікери; *10 і 13* — короткий і довгий конвеєри *11* — двопрутковий бітер; *12* — відбійний бітер; *14* — вентилятор

Клавішні соломотряси добре сепарують грубий ворох колосових культур з безостим колосом під час роботи на рівному рельєфі. На остистих культурах отвори клавіш забиваються, що призводить до втрат зерна, які, крім того, збільшуються, якщо комбайн працює на схилах. Якісні показники роботи таких соломотрясів знижуються під час подання хлібної маси понад 4,5 кг/с на 1 м ширини молотарки.

Клавішні соломотряси (відомі з 1831 р.) добре сепарують грубий ворох колосових культур з безостим колосом під час роботи на рівному рельєфі. На остистих культурах отвори клавіш забиваються, що призводить до втрат зерна, які, крім того, збільшуються, якщо комбайн працює на схилах. Якісні показники роботи таких соломотрясів знижуються під час подання хлібної маси понад 4,5 кг/с на 1 м ширини молотарки.

Платформні соломотряси працюють за таким самим принципом, що й клавішні. Основна їх відмінність полягає у тому, що кілька клавіш об'єднано в одну платформу із зворотно-поступальним рухом. Нині в молотарках зернозбиральних комбайнів їх не застосовують.

Конвеєрні соломотряси розчісують, розтягують і розпушують грубий ворох. З 1929 р. їх застосовували в причіпних комбайнах «Комунар» та С-1, а в 1947—1957 рр. — на причіпних комбайнах С-6.

Порівняно з клавішними соломотрясами вони складніші за будовою, енергоємні й інтенсивно перебивають солому, внаслідок чого решета очисника перевантажують, особливо на сухому хлібостої.

Роторні соломовідокремлювачі за механіко-технологічними властивостями сепарації поділяють на дві групи: роздільно-агрегатні та моноблокові.

Роздільно-агрегатні соломовідокремлювачі створюють, як правило, на основі класичної схеми молотарки, в якій замість клавішного соломотряса встановлено ротори двох типів. Перший із них — з поперечно-потоковими п'ятьма або вісьмома роторами (рис. 7.37*а*) або з одним ротором (рис. 7.37*б*), а другий — з аксіально-потоковим одним або двома роторами.

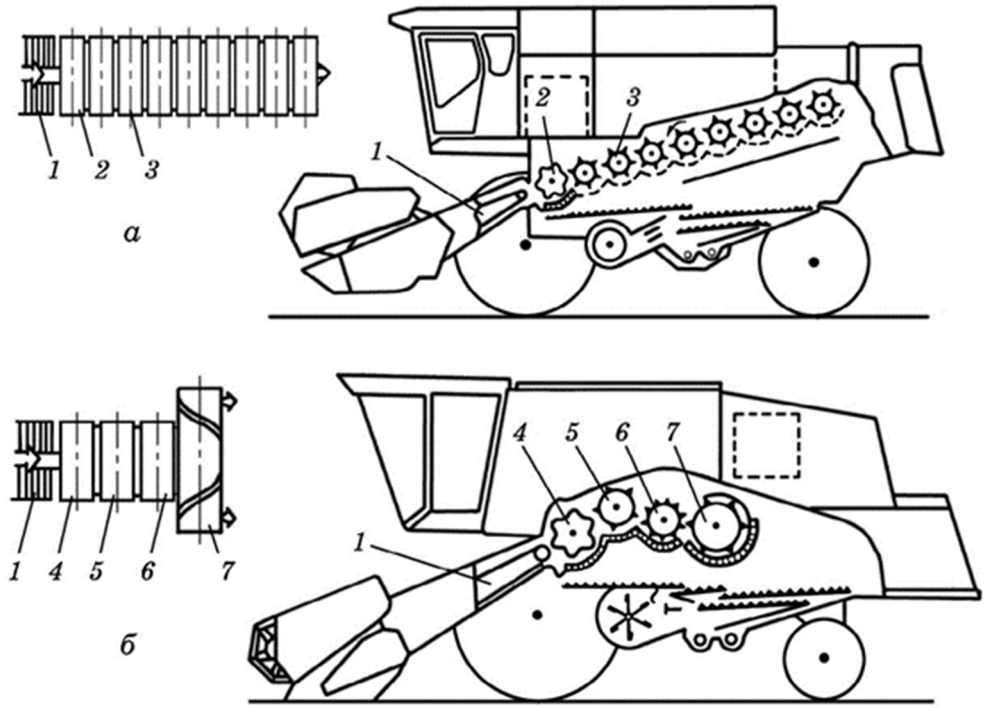


Рис. 7.37. Схеми роздільно-агрегатних поперечно-потокових роторних соломовідокремлювачів:

а — вісьмироторний; *б* — одноротoрний; *1* — конвеєр похилої камери; *2 і 4* — молотильні барабани; *3* — ротор соломовідокремлювача; *5* — проміжний бітер; *6* — роторний сепаратор; *7* — ротор соломовідокремлювача

Моноблокові соломовідокремлювачі розміщено в одному агрегаті з молотильним апаратом. Вони мають спільний ротор і кожух, у якому солома відокремлюється від дрібного вороху частиною одного ротора або двох з аксіальною (див. рис. 7.28*а*,*б*) або тангенціальною подачею (див. рис. 7.28*в*).

Роторні соломовідокремлювачі працюють за принципом розчісування, удару і розтягування грубого вороху.

Роздільно-агрегатні соломовідокремлювачі з поперечно-потоковими роторами (див. рис. 7.37*а*) порівняно із соломотрясами краще працюють на

схилах та під час збирання довгостеблових хлібів підвищеної вологості. Однак за сухого хлібостою через інтенсивне перебивання соломи очисник перевантажується, а під час збирання зволожених і забур'янених хлібів отвори решітчастих поверхонь, які встановлено під роторами, часто забиваються, що зумовлює збільшення втрат зерна.

Роздільно-агрегатні і моноблокові аксіально-роторні та поперечно-потоково-роторні соломовідокремлювачі інтенсивно відокремлюють зерно як під час роботи на горизонтальних ділянках, так і на схилах. Такі пристрої компактні, нечутливі до нерівномірності подання хлібної маси в молотарку. Проте вони енергоємні і значно перебивають солому, якщо її вологість низька, або утворюють джгути, якщо хліба зволожені.

7.7.2. Основи теорії та розрахунку соломовідокремлювачів

Кінематичний режим роботи клавішного соломотряса. Під кінематичним режимом роботи *K* розуміють відношення відцентрового прискорення $\omega^2 r$ точок клавіш до прискорення вільного падіння *g*, тобто

$$K = \frac{\omega^2 \cdot r}{g}, \qquad (7.86)$$

де ω — кутова швидкість колінчастого вала клавіш; *r* — радіус коліна.

Цей показник залежить також від кута α нахилу клавіші до горизонту, кута повороту коліна $\varphi = \omega \cdot t$ та коефіцієнта *f* тертя грубого вороху по клавіші. Функціональну залежність між цими параметрами можна визначити за силовою схемою, наведеною на рис. 7.38.

Маємо елемент клавіші, нахиленої до горизонту під кутом α, який приводиться в коливальний рух кривошипом (колінчастим валом) радіусом *r* у момент його повороту на кут $\varphi = \omega \cdot t$. На часточку, що розміщується на гребені в точці *A*, діють сили ваги mg часточки і відцентрова сила $m \cdot \omega^2 \cdot r$. Розкладемо силу mg на дві складові $m \cdot g \cdot \cos\alpha$ і $m \cdot g \cdot \sin\alpha$ відповідно до напрямків осей *y* і *x*. Як результат наявності останніх виникнуть нормальна реакція *N* і сила тертя *F*.

Спроектувавши всі сили на осі *x* і *y*, отримаємо рівняння рівноваги часточки

$$\left.\begin{aligned} \sum x &= N - m \cdot g \cdot \sin\alpha - m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\varphi = 0, \\ \sum y &= F - m \cdot g \cdot \cos\alpha + m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin\varphi = 0 \end{aligned}\right\} . \qquad (7.87)$$

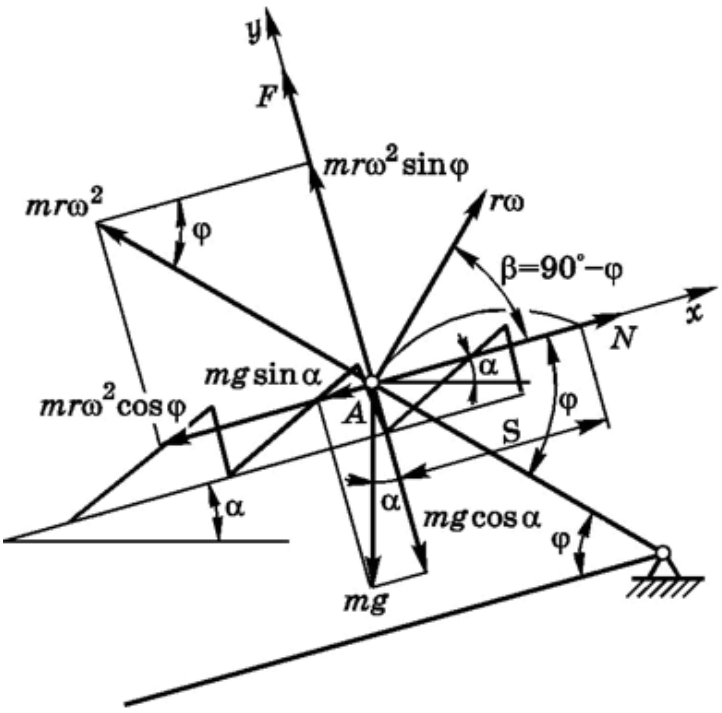


Рис. 7.38. Сили, що діють на часточку вороху на клавіші соломотряса

Із рівнянь (7.87) матимемо:

$$N = m \cdot g \cdot \sin\alpha + m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\varphi,$$

$$F = m \cdot g \cdot \cos\alpha - m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin\varphi.$$

Оскільки $F = f \cdot N$, то

$$F = m \cdot g \cdot \cos\alpha - m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin\varphi = f(m \cdot g \cdot \sin\alpha - m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\varphi).$$

Після перетворень отримаємо:

$$K = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{f\sin\alpha - \cos\alpha}{-(\sin\varphi + f\cos\varphi)}. \qquad (7.88)$$

Залежність (7.88) розкриває геометричний зміст показника кінематичного режиму. Експериментальні дослідження свідчать, що за $K > 2{,}3$ (рис. 7.39) втрати зерна соломотрясом збільшуються. Як бачимо з рис. 7.39, для клавішних соломотрясів оптимальне значення $K = 2{,}2$. За такого кінематичного режиму швидкість вороху на соломотрясі $u_B = 0{,}35\ldots0{,}40$ м/с.

Зі збільшенням швидкості u_B зменшується товщина шару вороху, але зменшується час знаходження його на соломотрясі. У разі зменшення товщини шару сепарація збільшується. Внаслідок тривалішої обробки вороху на соломотрясі сепарація також підвищується.

Під час роботи комбайна слід дотримуватись оптимального кінематичного режиму роботи соломотряса, тобто, завантажуючи молотарку, не перевантажувати дизель і не занижувати його швидкісний режим.

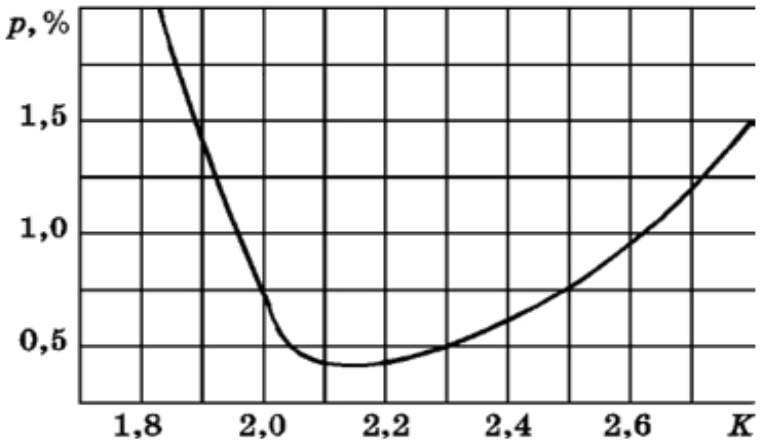


Рис. 7.39. Зміна втрат зерна за клавішами соломотряса залежно від показника кінематичного режиму роботи

Довжина клавіші соломотряса. Під час руху клавіші в напрямку осі *x* (див. рис. 7.38) часточка вороху, впираючись у стінку сходинки, рухається разом з нею *y* тому самому напрямку. За певного кута повороту коліна часточка відривається від стінки зі швидкістю ωr під кутом β і підкидається вгору. Під час вільного польоту часточка опускається на клавішу на відстані *S*.

$$S = \omega \cdot r \cdot \cos\beta \cdot t,$$

де *t* — час польоту часточки. Вважатимемо, що час польоту дорівнює часу одного оберту коліна, тобто $\phi = \omega t = 2\pi$, звідки $t = 2\pi / \omega$

Оскільки $\beta = 90^0 - \varphi$, а $\cos(90 - \varphi) = \sin\varphi$, матимемо:

$$S = \omega r \cos\varphi \frac{2\pi}{\omega}. \qquad (7.89)$$

Значення $\sin\varphi$ можна визначити з таких міркувань. У момент, коли часточка відривається від сходинки, нормальна реакція $N = 0$, а отже, і сила тертя $F = 0$. Тоді з другого рівняння (7.87) отримаємо $mg\cos\alpha = m\omega^2 r\sin\varphi$, звідки

$$\sin\varphi = \frac{g \cdot \cos\alpha}{\omega^2 \cdot r} = \frac{\cos\alpha}{K}. \qquad (7.90)$$

Тоді, враховуючи залежності (7.89) і (7.90), отримаємо

$$S = 2\pi \cdot r \frac{\cos\alpha}{K}. \qquad (7.91)$$

Експериментальні дослідження свідчать, що для повного відокремлення зерна із грубого вороху таких відстаней *S* на довжині клавіші має бути $z = 30…50$. Тоді довжина L_K клавіші соломотряса

$$L_K = S \cdot z \cdot \psi, \qquad (7.92)$$

де ψ = 0,7 — коефіцієнт, який ураховує ступінь стисливості купок вороху, що накладаються одна на одну внаслідок суміжних кидків.

Комбайн КЗС-9-1 «Славутич» має довжину клавіші — L_K= 4350 мм, SR-2035 Sampo Rosenlev — L_K = 3830 мм, SR-3085 «SUPERIOR» — L_K = 4700 мм; MF -7240 ACTIVA (MasseyFerguson) — L_K= 5100 мм; T-550 John Deere — L_K = 3250 мм, John Deere-9560i — L_K = 4600 мм; 5680 H Deutz Fahr — 5000 мм.

Як результат експериментальних досліджень установлено, що зі збільшенням довжини клавіш втрати зерна за соломотрясом зменшуються, але за $L_K \geq$ 4500 мм зменшення втрат незначне (рис. 7.40). Ось чому комбайни з поданням хлібної маси q = 8…10 кг/с, мають L_K= 4000…4400 мм.

Ширина соломотряса. Вона зумовлюється переважно довжиною барабана. В існуючих конструкціях комбайнів ширина соломотряса B_C = 850…1680 мм, причому за q = 5…10 кг/с, B_C = 200…1680 мм. Так, комбайн Скіф 280 Superior має B_C = 1350 мм, КЗС-9-1 «Славутич» — B_C = 1500 мм, КЗС-812 «Палессе» GS812» — B_C = 1200 мм.

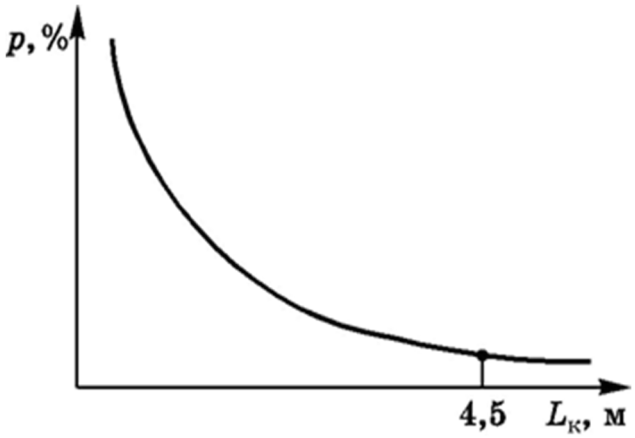


Рис. 7.40. Зміна втрат зерна за соломотрясом залежно від довжини клавіші

Щодо кількості клавіш, то їх може бути 3, 4, 5 і 6. Так, у комбайні КЗС-812 «Палессе» GS812» — 4, КЗС-9-1 «Славутич» клавіш — 5, а у — Скіф 280 Superior — 6.

Товщина *h* шару вороху на соломотрясі. Об'єм вороху, що безперервно знаходиться на соломотрясі під час його роботи, залежить від його геометричних параметрів, тобто

$$V = L_k \cdot B_c \cdot h\,. \tag{7.93}$$

Об'єм вороху, що надходить на соломотряс за одиницю часу,

$$V' = \frac{0{,}75 \cdot q}{\gamma},$$

де q — подання хлібної маси до молотарки; γ — об'ємна вага вороху.

Час t перебування вороху на соломотрясі можна визначити із залежності

$$L_к = v_{ср} \cdot t .$$

Тобто

$$t = \frac{L_k}{v_{ср}},$$

де $v_{ср}$= 0,35…0,45 — середня швидкість руху вороху по соломотрясу, м/с.

Тоді об'єм V вороху, що безперервно знаходиться на соломотрясі, можна подати так:

$$V = V' \cdot t = \frac{0{,}75q}{\gamma} \cdot \frac{L_K}{v_{ср}} . \qquad (7.94)$$

Прирівнявши залежності (7.93) і (7.94) остаточно отримаємо:

$$L_k \cdot B_c \cdot h = \frac{0{,}75q}{\gamma} \cdot \frac{L_K}{v_{ср}} . \qquad (7.95)$$

Кінематичний режим роботи аксіально-роторного соломовідокремлювача зумовлюється кутовою швидкістю ротора і кожуха та їхніми діаметрами. Зі збільшенням кутової швидкості ротора збільшуються інерційні сили і сили ударного імпульсу, які діють на ворох. Це призводить до підвищення сепарації зерна із вороху, проте зростає навантаження на очисник через надмірне подрібнення соломи.

Рекомендовані показники K кінематичного режиму для аксіально-роторних соломовідокремлювачів такі: пшениця і жито — 270…350; овес — 240…310; кукурудза — 38…60; рис — 200…270; круп'яні культури — 87…110.

Більші значення K вибирають під час збирання вологих важкообмолочуваних сортів.

Наявність у соломовідокремлювачі кожуха, що обертається (10…20 хв$^{-1}$), унеможливлює забивання його отворів рослинними рештками, що сприяє збільшенню відокремлення зерна із вороху, а загалом — зменшенню втрат зерна за молотаркою.

Якість роботи соломовідокремлювача будь-якого типу характеризується коефіцієнтами S_c сепарації й інтенсивності сепарації μ_c зерна і грубого вороху.

Коефіцієнт сепарації залежить від типу, параметрів і режиму роботи соломовідокремлювача, а також від властивостей вороху. Його визначають за залежністю:

$$S_c = \frac{m_в}{m_н}, \qquad (7.96)$$

де $m_в$ — маса зерна, що відокремилась із соломовідокремлювача; $m_н$ — маса зерна, що надійшла на соломовідокремлювач.

Інтенсивність сепарації характеризує коефіцієнт:

$$\mu_c = \frac{m_в}{m_н \cdot f_c}, \tag{7.97}$$

який показує, що частка вимолоченого зерна виокремлюється з 1 м^2 площі f_c робочої поверхні соломотряса.

Середні значення коефіцієнта інтенсивності сепарації:

▪ для клавішного соломотряса:

$$\mu_c = \frac{2{,}7...3{,}0}{q}, \tag{7.98}$$

▪ для аксіально-роторного соломовідокремлювача:

$$\text{за } \alpha = 180^o \quad \mu_c = \frac{4{,}8...4{,}9}{q}, \tag{7.99}$$

$$\text{за } \alpha = 360^o \quad \mu_c = \frac{6{,}0...6{,}3}{q}, \tag{7.100}$$

де α — кут обхвату ротора кожухом, на якому розміщена решітчаста поверхня.

7.8. Очисники зерна молотарки зернозбиральних комбайнів

Очисник — відповідальний робочий орган молотарки зернозбирального комбайна. Від якості його роботи залежить не тільки чистота зерна в бункері, а й втрати зерна за молотаркою.

Ворох, що надходить із МСП і соломовідокремлювача, різний за своїм складом. Він містить 55…80 % зерна і 45…20 % полови, збоїн недомолочених колосків, неорганічних та інших домішок. Такий ворох називають дрібним.

7.8.1. Типи, параметри і режим роботи очисників зерна

Очисник призначений для відокремлення із дрібного вороху зерна за допустимих втрат вимолоченого зерна в полові не більше ніж 0,3 %. При цьому чистота зерна в бункері має бути: для хлібних злаків не нижче ніж 97 %, круп'яних, бобових культур і насіння трав — 95 %.

Очисник будь-якої молотарки має, як правило, складові елементи, які показано на рис. 7.41.

Стрясна дошка *1* приводиться в коливальний рух з частотою $n = 4{,}2…4{,}5$ с$^{-1}$ механізмами *ABCDEF*. Точки дошки рухаються криволінійними траєкторіями (горизонтальна амплітуда $A_г = 52…57$ мм і вертикальна $A_в = 23…30$ мм). Робоча поверхня дошки ступінчаста.

Це дає можливість вороху переміщуватися в напрямку до решіт і розшаровуватися на два потоки: внизу потоку скупчується основна маса зерна, а вгорі — збоїни і полова. Характер руху вороху на стрясній дошці змінюється від крену молотарки, що підвищує втрати зерна в полові під час роботи на схилах. На вологих і забур'янених хлібах робоча поверхня дошки

залипає. Таких недоліків не мають шнекові конвеєри. Проте вони не розшаровують ворох на два потоки, а подають його на решета змішаним потоком.

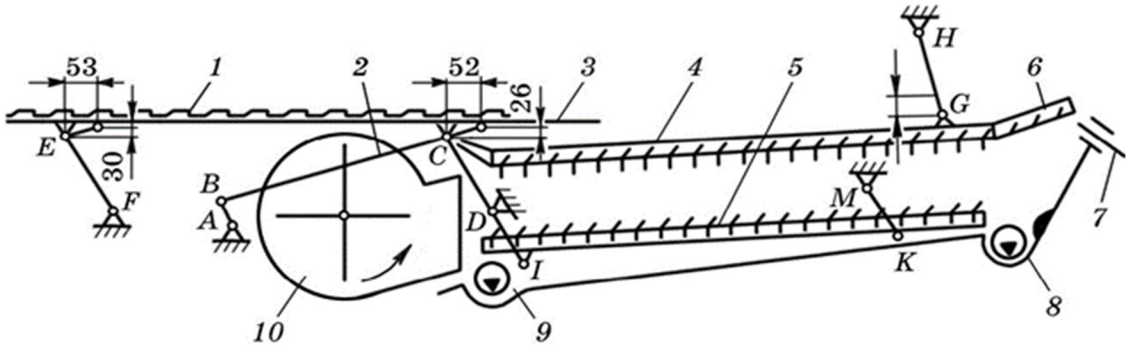


Рис. 7.41. Схема повітрорешітного очисника молотарки:
1 — стрясна дошка; *2* — механізм приводу; *3* — пальцьова решітка; *4 і 5* — решета; *6* — подовжувач верхнього решета; *7* — рухомий щиток; *8 і 9* —колосовий і зерновий шнеки; *10* — вентилятор

Решета *4* і *5* та вентилятор *10* розділяють ворох за розмірами і парусністю. В очисниках комбайнів для збирання колосових культур застосовують жалюзійні решета з регульованим кутом нахилу жалюзі. В кінці верхнього решета, як правило, встановлюють подовжувач, поверхня якого також жалюзійна і регульована. Подовжувач уловлює недомолочені колоски і зерно, не відокремлені верхнім решетом.

Застосування жалюзійних решіт зумовлюється необхідністю транспортування вороху і розшарування його на два потоки, як і стрясна дошка, а також їх високою продуктивністю.

Продуктивність решета залежить від виду культури, що очищається, площі F решета та питомого навантаження на решето q_F , тобто:

$$Q = \eta \cdot q_f \cdot F , \qquad (7.101)$$

де η — коефіцієнт, який залежить від виду культури, що очищають (η = 1 для пшениці; η = 0,75 для жита, ячменю, гороху; η = 0,55 для вівса, рису, гречки; η = 0,2 для конюшини, люцерни); $q_F \approx$ 1,5…2,5 кг/(м^2·с) — для жалюзійних решіт; $qF \approx$ 0,5…0,6 кг/(м^2·с) —для сортувальних решіт.

Площу решета *F* очисника визначають залежно від подання вороху на очисник $q_в$ і питомого навантаження на решето q_F , тобто

$$F = \frac{q_в}{q_F} . \qquad (7.102)$$

Подання вороху на очисник

$$q_в = \frac{q}{1 - \lambda \cdot k_o},$$

де q — подача хлібної маси до молотарки; λ — коефіцієнт соломистості (відношення маси соломи до всієї хлібної маси); k_0 — коефіцієнт, що характеризує роботу МСП і соломовідокремлювача, k_0= 0,6…0,9.

Ширину решета B_p вибирають відповідно до ширини соломотряса:

$$B_p = (0{,}9...0{,}95) \cdot B_c .$$

Комбайн КЗС-9-1 «Славутич» має площу решіт 4,4 м^2, Скіф 280 Superior — 4,5 м^2, а загалом площа решіт комбайнів, у тому числі селекційних, становить 1,75…7,5 м^2.

Для збирання кукурудзи зі збиранням зерностріжневої суміші замість жалюзійного решета встановлюють спеціальне хвилясте решето. Для збирання насіння трав замість нижнього жалюзійного решета монтують пробивне решето з діаметрами отворів 2,5…3,0 мм.

Параметри привода решіт. Верхнє решето урухомлює механізм *DCGH* (див. рис. 7.41) з амплітудою переднього кінця $A_г$ = 52…57 мм і $A_в$ = 23…26 мм, а заднього $A_г$ = 55…59 мм і $A_в$ = 24…32 мм.

Нижнє решето урухомлює механізм *DKIM* опозитивно нижньому (амплітуди $A_г$ = 30…40 мм і $A_в$ = 7…20 мм). Кут нахилу решіт до горизонту становить 0…2°, кут нахилу подовжувача до горизонту — 12…15°.

Відстань між жалюзями подовжувача беруть 12…15 мм, верхнього решета — 10…11, нижнього — 6…8 мм.

Кінематичний режим роботи решіт очисника

$$K = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} = 2{,}2...3{,}0 .$$

Вентилятор нагнітає повітряний потік на решета очисника. Найширше застосовують відцентрові вентилятори, а також осьові й діаметральні.

Для пшеничного дрібного вороху швидкість повітряного потоку над задніми і середніми частинами решіт має бути 3,8 м/с, а над передньою — 5,8 м/с. Характерною ознакою комбайнів є велика (до 1,6 м) ширина площі решіт, що обдуваються повітряним потоком. Внаслідок цього виникають певні труднощі щодо вирівнювання потоку за шириною. В окремих комбайнах, рівномірність повітряного потоку досягають застосуванням секційних вентиляторів (рис. 7.42). Такі вентилятори, крім рівномірності, мають ще й вищу продуктивність.

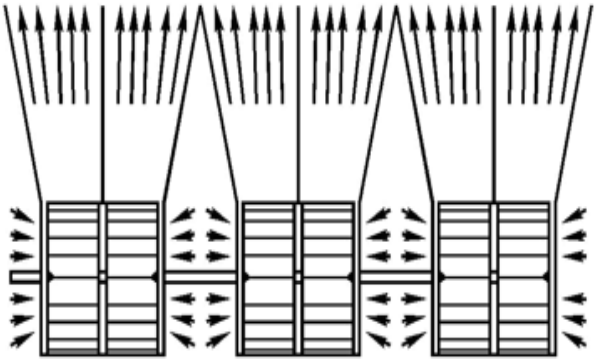


Рис. 7.42. Схема шестисекційного вентилятора очисника комбайна

Напрями вдосконалення очисників. З метою підвищення пропускної здатності очисників застосовують більш удосконалені очисники (рис. 7.43).

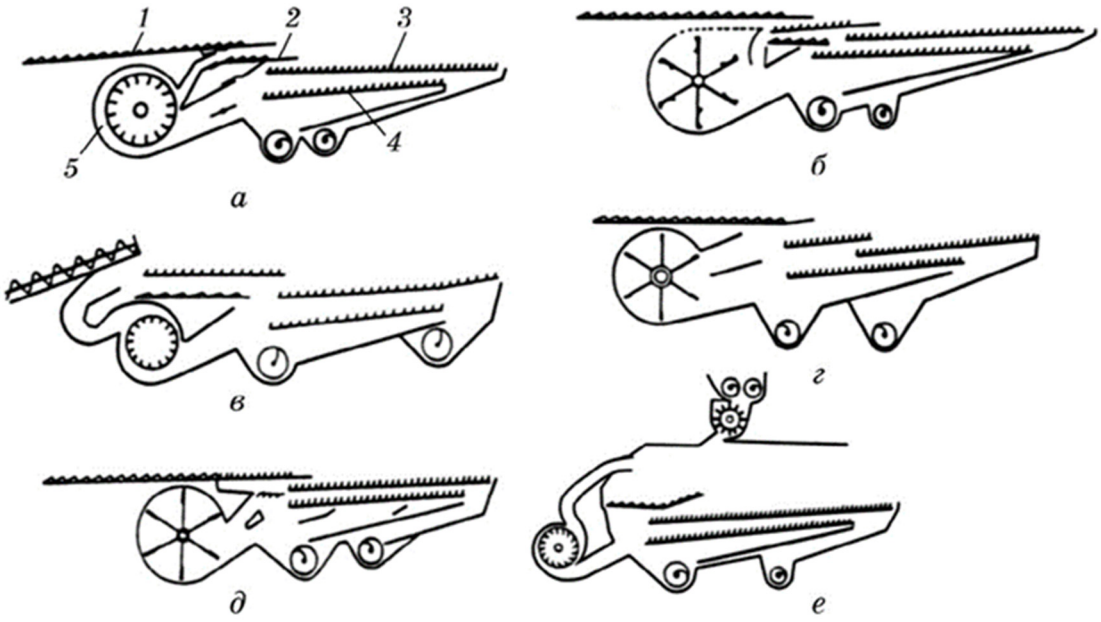


Рис. 7.43. Схеми повітрорешітних очисників комбайнів фірм:
а — Claas*; б* — New Holland; *в* — John Deere; *г* — MDW; *д* — Deutz-Fahr;
е — Fiatagri; *1* — стрясна дошка; *2* — додаткова стрясна дошка;
3 — верхнє решето; *4* — нижнє решето; *5* — вентилятор

Так, дрібний ворох попередньо збагачується зерном завдяки спрямуванню повітряного потоку на передочисник, який є додатковою стрясною дошкою *2* (рис. 7.43*а*), встановленою між основною стрясною дошкою *1* і верхнім решетом *3*, або додатковим решетом і додатковою стрясною дошкою (рис. 7.43*б*).

Фірма **John Deere** пропонує подавати ворох на додаткове решето шнеками (рис. 7.43*в*). Фірма **MDW** вирішує проблему підвищення пропускної здатності очисника встановленням третього решета (рис. 7.43*г*), а фірма **Deutz-Fahr** — вмонтуванням у стрясну дошку решета (рис. 7.43*д*). В очисниках комбайнів фірми **Fiatagri** попереднє очищення дрібного вороху від полови здійснюється прискореним поданням його роликами у повітряний потік (рис. 7.43*е*).

7.9. Домолочувальні пристрої

Із решіт очисника в колосовий шнек разом з недомолоченими колосками надходить частина зерна, полови і збоїни.

Подання дрібного вороху $q_к$ в колосовий шнек прямо пропорійна поданню хлібної маси q до молотарки, тобто:

$$q_k = K_П \cdot q\,, \tag{7.103}$$

де $K_П$ — коефіцієнт пропорційності, $K_П = 0{,}05\ldots0{,}10$.

Подання вільного зерна до колосового шнека не має перевищувати 1 % загального подання зерна. Недомолочені колоски мають максимально відокремлюватись очисником. Недомолот у полові не має перевищувати 0,1 %. Недомолочені колоски із шнека спрямовують на повторний обмолот колосовим елеватором.

7.9.1. Типи, параметри і режим роботи домолочувальних пристроїв

Колоски домолочуються, як правило, зазвичай МСП або в автономному колосодомолочувальному пристрої (КДП). Ворох, що домолочує основний МСП, подає до домолочувального барабана колосовий шнек, скребковий елеватор і розподільний шнек. Можливе подання в зону між барабаном і приймальним бітером або відбійним бітером, а також у площину вертикального діаметра барабана. В аксіально-роторних пристроях ворох надходить до вхідної частини ротора або до молотильно-сепарувальних зон.

Цій системі домолоту властиві такі недоліки: барабан або ротор недостатньо домолочує колоски (вимолот зерна близько 50…60 %) унаслідок змішування їх з основним потоком хлібної маси; до 25 % вільного зерна, яке повторно надходить із колосового елеватора на барабан чи ротор, подрібнюється.

Автономний КДП (рис. 7.44) встановлюють збоку молотарки комбайна, а продукти обмолоту виводять над стрясною дошкою очисника або над верхнім решетом. Автономні КДП є трьох типів: лопатеві, бильні та аксіально-роторні. Вимолот зерна автономним КДП вищий, ніж основним МСП.

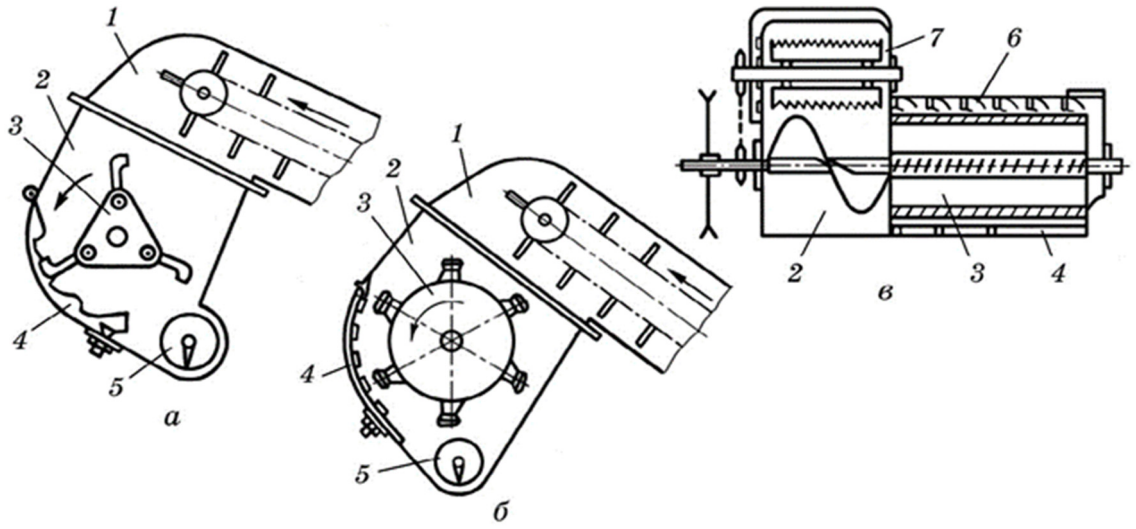


Рис. 7.44. Схеми автономних домолочувальних пристроїв:
а — лопатевий; *б* — бильний; *в* — аксіально-роторний; *1* — скребкові елеватори; *2* — корпус; *3* — ротори; *4* — деки з домолочувальними вставками; *5* — шнеки; *6* — гвинтові напрямні; *7* — бітер

Колосодомолочувальний пристрій комбайна КЗС-9-1 «Славутич» — бильний барабан з частотою обертання 686 об/хв.

Недоліком автономного КДП вважають додаткову втрату зерна в полові внаслідок повторного і одностороннього подання продуктів обмолоту на очисник.

Нині застосовують експериментальні КДП, які не тільки домолочують колоски, а й сепарують зерно із колосового вороху. Зерно і дрібні домішки надходять на очисник, а соломиста маса виходить із молотарки.

Швидкість ланцюга скребкового елеватора. Для розрахунку параметрів колосового шнека очисника і скребкового колосового елеватора передумовою є подання до нього вороху $q_к$ (див. залежність (7.103)).

Із умови безперервного процесу

$$q_k = Q, \tag{7.104}$$

де Q — продуктивність скребкового колосового елеватора, можна визначити швидкість ланцюга елеватора $u_е$.

Оскільки

$$Q = F \cdot u_е \cdot \rho \cdot \eta, \tag{7.105}$$

де F — площа скребка; ρ — щільність вороху; η — коефіцієнт заповнення скребка, $\eta = 0{,}5 \ldots 0{,}8$.

Враховуючи залежності (7.103) і (7.104), отримаємо

$$u_е = \frac{K_П \cdot q}{F \cdot \rho \cdot \eta}. \tag{7.106}$$

7.10. Бункери для зерна

7.10.1. Елементи конструкції і параметри бункерів для зерна

Бункери для зерна є одно- і двосекційними коробами та завантажувальними і вивантажувальними пристроями.

Завантажують зерно в короби шнеками, які розміщують горизонтально або з нахилом до горизонту. Вивантажують його також горизонтальними та похилим шнеками. Активність подання зерна будь-якої вологості до горизонтального шнека забезпечує вібраційна установка завдяки коливанню її вібролиста з великою частотою (20…30 Гц) та амплітудою до 3 мм. Вібролист урухомлюють гідровібратори, якими керують з кабіни. Вивантажувальні шнеки вмикають у роботу за працюючої молотарки або безпосередньо від дизеля, коли інші робочі органи молотарки не працюють. Найефективніше вивантажувати зерно із бункера, не зупиняючи комбайн. Проте в існуючих схемах стикування комбайна і транспортувального засобу це не завжди можливо, тому, як правило, комбайн зупиняють. Щоб знизити витрати часу на вивантаження зерна, збільшують місткість бункера, застосовують змінні бункери-нагромаджувачі, причіпні візки до комбайна, а також високопродуктивні вивантажувальні пристрої. Місткість бункера

беруть такою, що дорівнює кратної місткості кузова основного засобу, який застосовують для транспортування зерна від комбайна.

Комбайни з пропускною здатністю хлібної маси від 5 до 14 кг/с мають бункери місткістю 3…10 м^3 і навіть 12 м^3. Продуктивність вивантажувальних пристроїв q таких бункерів становить 0,03…0,1 м^3/с (30…100 л/с), а витрати часу від 90 до 160 с. У комбайна КЗС-9-1 «Славутич», з пропускною здатністю хлібної маси 9 кг/с, продуктивність вивантажувальних шнеків становить 0,05 м^3/с (50 л/с), а місткість бункера 6,7 м^3, відповідно, у комбайнах Скіф-230 — 9,5 кг/с, 55 л/с і 6,7 м^3; Скіф-250 — 10 кг/с, 55 л/с і 8,5 м^3; Скіф-290 — 12 кг/с, 90 л/с і 10 м^3; Скіф-330 — 14 кг/с, 100 л/с і 12 м^3.

Слід мати на увазі, що зі збільшенням місткості бункера на 1 м^3 маса комбайна збільшується на 300…400 кг, а витрати потужності на його переміщення — на 2,5…3,5 кВт. Крім того, виникає потреба у підвищенні міцності рами і агрегатів ходової частини, стійкості комбайна тощо.

7.10.2. Тривалість заповнення і розвантаження бункера

Час, протягом якого заповнюється бункер, залежить від подання $q_з$, тобто:

$$t_з = \frac{\rho_з \cdot \varepsilon_б \cdot V_б}{q_з}, \qquad (7.107)$$

де $\rho_з$ — щільність зерна в бункері; $V_б$ — місткість бункера; $\varepsilon_б$ — коефіцієнт заповнення бункера, $\varepsilon_б \approx 0{,}9$.

Тривалість вивантаження зерна із бункера:

$$t_з = \frac{\rho_з \cdot \varepsilon_б \cdot V_б}{q_в}, \qquad (7.108)$$

де $q_в$ — продуктивність вивантажувального пристрою.

7.11. Продуктивність і пропускна здатність зернозбирального комбайна

Продуктивність за годину основного часу, га/год, зернозбирального комбайна визначають за залежністю:

$$W = 0{,}1B \cdot v_M, \qquad (7.109)$$

де B — ширина захвату жатки, м; $v_м$ — швидкість комбайна, км/год.

Для випадку, коли B = 6 м, а $v_м$ = 6 км/год,

$$W = 0{,}1 \cdot 6 \cdot 6 = 3{,}6 \text{ га/год}.$$

Якщо врожайність зерна, наприклад, $Q_з$ = 48 ц/га, то продуктивність комбайна по зерну за годину основного часу становитиме:

$$W = 0{,}1 \cdot B \cdot v_M \cdot Q_з = 0{,}1 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 48 = 172{,}8 \text{ ц/год} = 17{,}28 \text{ т/год} = 4{,}8 \text{ кг/с}.$$

Отже, 3,6 га/год; 172,8 ц/год; 17,28 т/год; 4,8 кг/с — це продуктивність комбайна за годину чистої роботи за заданого режиму роботи (B = 6 м; $v_м$ = 6 км/год).

Змінну продуктивність, га/зміну, комбайна визначають за залежністю:

$$W_3 = 0{,}1 \cdot B \cdot v_M \cdot T \cdot \tau, \qquad (7.110)$$

де T — тривалість зміни, год; τ — коефіцієнт використання часу зміни.

Пропускна здатність *q* молотарки комбайна — це кількість хлібної маси, що проходить через молотарку за одиницю часу за співвідношення зерна до соломи за масою 1 : 1,5 (коефіцієнт соломистості $\beta_0 = 0{,}6$), а втрати ρ зерна за молотаркою не перевищують 1,5 %, подрібнення зерна $\delta_з \leq 2$ % і чистота бункерного зерна не менше ніж 97 %.

За еталон беруть збирання прямостоячої пшениці продовольчого і фуражного призначення з вологістю зерна 15…18 %, маса 1000 зернин дорівнює 40 г, довжина зрізаних стебел 70…90 см, засміченість не більше ніж 5 %.

Подання хлібної маси, кг/с, до молотарки визначають за залежністю

$$q_1 = \frac{B \cdot v_M \cdot Q}{360}, \qquad (7.111)$$

де Q — врожайність зерна і соломи, ц/га:

$$Q = Q_3 + Q_3 \cdot \beta, \qquad (7.112)$$

де $Q_з$ — врожайність зерна, ц/га; β — частка соломи за масою відносно врожайності зерна.

За співвідношення зерна до соломи за масою 1 : 1,5; $\beta = 1{,}5$, тобто за врожайності зерна $Q_з = 48$ ц/га та $\beta = 1{,}5$, врожайність зерна і соломи згідно із залежністю (6.38)

$$Q = 48 + 48 \cdot 1{,}5 = 120 \text{ ц/га},$$

а коефіцієнт соломистості

$$\beta_0 = \frac{Q_3 \cdot \beta}{Q} = \frac{48 \cdot 1{,}5}{120} = 0{,}6.$$

За умови безперервного процесу і його якості пропускна здатність молотарки q має дорівнювати поданню q_1, кг/с (див. залежність (6.37)), тобто

$$q = q_1 = \frac{B \cdot v_M \cdot Q}{360}. \qquad (7.113)$$

Із залежності (7.110) випливає, що комбайн може мати продуктивність за годину чистої роботи $W = 3{,}6$ га/год за урожайності зерна $Q_з = 48$ ц/га і соломи $Q_c = 72$ ц/га та режиму роботи $B = 6$ м і $v_м = 6$ км/год, якщо пропускна здатність його молотарки

$$q = \frac{6 \cdot 6 \cdot 120}{360} = 12 кг/с.$$

Слід зазначити, що будь-який комбайн може сприйняти подання хлібної маси більшу, ніж його оптимальна пропускна здатність. Однак треба мати на увазі, що втрати зерна при цьому за молотаркою становитимуть більше ніж 1,5 % (рис. 7.45).

Проблеми щодо підвищення продуктивності комбайна. Із залежностей (7.110) і (7.113) випливають такі можливі шляхи підвищення продуктивності комбайна.

Ширина захвату жатки. Нині розроблено жатки, які мають ширину захвату — 8,6 м, для комбайна КЗС-9-2 «Скіф-230» (Україна); 9 м, для комбайна 8570 (Канада); 9,1 м, для комбайна TR-97 (США) тощо. Тобто, існує технічна можливість збільшити продуктивність комбайна завдяки збільшенню ширини захвату його жатки. А фактично вона становить 5…6 м. Це пов'язано з низьким рівнем агротехніки: значна нерівномірність поверхні поля, недостатнє застосування неполеглих сортів зернових культур, засміченість хлібостою бур'янами тощо. Практикою доведено, що зі збільшенням засміченості хлібостою за масою на 10 % продуктивність комбайна знижується на 12 %.

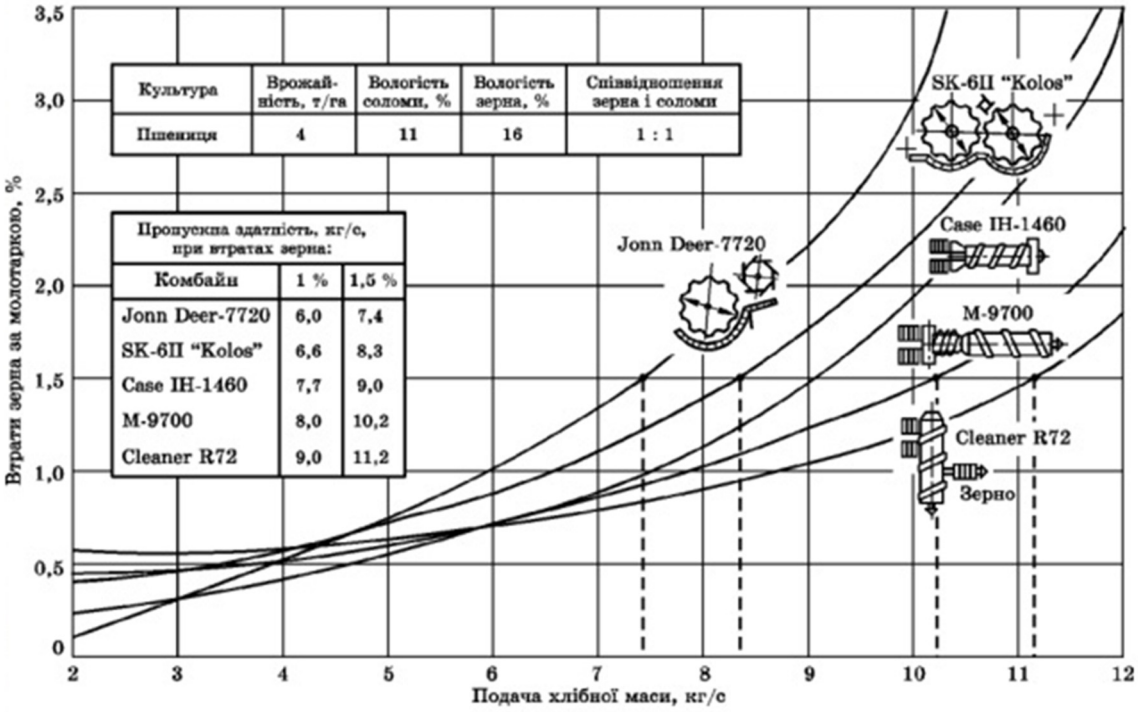


Рис. 7.45.Залежність втрат зерна за молотаркою від подання маси для різних типів комбайнів

Швидкість комбайна — також один із чинників підвищення продуктивності. Сучасні високопродуктивні комбайни оснащені гідрооб'ємним приводом ведучих коліс, які можуть забезпечити плавну зміну робочої швидкості до 10 км/год і більше. Однак використанню великих швидкостей перешкоджають низький рівень агротехніки і кліматичні умови. Крім того, встановлено, що за швидкості комбайна понад 1,8 м/с збільшуються втрати зерна за жаткою і підбирачем, зменшується напрацювання комбайна на відмову, порушується режим роботи соломовідокремлювача і очисника, ускладнюється керування робочим

процесом і підвищується втомлюваність комбайнера. Слід мати на увазі, що для комбайнів масою 8…9 т у діапазоні 3…8 км/год збільшення швидкості на 1 км/год додатково підвищує витрати потужності двигуна на 3,7…4,4 кВт.

Тривалість часу роботи комбайна протягом доби може значно підвищити його продуктивність. Тому конструктори приділяють належну увагу, зокрема, освітленню, комфортним кабінам, системам контролю технологічного процесу.

Коефіцієнт використання часу зміни — дуже важливий чинник підвищення продуктивності комбайна. Залежно від технічного рівня, стану комбайна і рівня організації комбайнового збирання τ = 0,6…0,8, тобто він пов'язаний з експлуатаційними і організаційними простоями.

Рівень експлуатаційних простоїв свідчить про технологічну і технічну надійність комбайна. Ось чому цьому питанню приділяють належну увагу, особливо фірми дальнього зарубіжжя.

Організаційні простої, як правило, пов'язані зі способами збирання зернових культур, місткістю бункера, кваліфікацією комбайнера і майстрів наладників тощо. Їх частка в загальних простоях комбайна значна.

Місткість бункера намагаються вибирати кратною вантажності транспортного засобу. В сучасних комбайнах вона становить 2…12 м^3. При цьому значну увагу приділяють підвищенню продуктивності вивантажувальних пристроїв зерна із бункера.

Наявність подрібнювача на комбайні з розвантаженням НЗВ у причеплений візок знижує продуктивність комбайна на 25 %. В Україні 70…85 % площі збирають саме таким способом. В Англії 60 % площі збирають з подрібненням НЗВ, але вона розкидається по полю.

Наявність копнувача знижує продуктивність комбайна на 20 %. В Україні на 15…20 % площі застосовують копицеву технологію, тоді як у США на 90 % площі переважає валкова технологія збирання НЗВ з пресуванням у паки чи рулони, а в Німеччині — на 40 % площі.

Груповий спосіб збирання хлібів значно зменшує простої комбайнів унаслідок чекання транспортних засобів, а також скорочується час на усунення несправностей.

Кваліфікація комбайнера істотно впливає на сезонний виробіток комбайна. У комбайнерів зі стажем роботи вісім років і більше сезонний виробіток на комбайн удвічі більший, ніж у комбайнерів зі стажем роботи один чи два роки.

Одним із важливих шляхів підвищення продуктивності комбайна є підвищення пропускної здатності його молотарки (див. залежність (7.113)), тобто

$$\frac{360 \cdot q}{Q} = B \cdot \nu_M .$$

Підвищити пропускну здатність молотарки можна, зменшивши втрати за нею.

Проблеми щодо підвищення пропускної здатності молотарки. Допустимі втрати зерна за молотаркою за нормальних умов збирання не повинні перевищувати 1,5 %. Із них 0,8 частини припадає на соломовідокремлювач і 0,2 — на очисник. Експериментальні й теоретичні дослідження свідчать, що втрати зерна за молотаркою зменшуються, якщо підвищувати сепарувальну здатність підбарабання, соломотряса, очисника, а також збільшувати їхні геометричні розміри.

7.11.1. Основні шляхи підвищення пропускної здатності молотарок

Молотильний апарат і МСП:

- збільшення кроку планок підбарабання: на вході більший, а на виході менший;
- застосування двофазного обмолоту;
- установлення перед молотильним барабаном барабана-прискорювача (комбайни Mega фірми Claas);
- застосування трибарабанних МСП (фірми Deutz Fahr, MDB);
- установлення в похилій камері жатної частини додаткового МСП;
- збільшення кута обхвату підбарабання з 105° і 127° до 140° і 151°;
- збільшення діаметра барабана з 450 до 550, 600, 700 і 800 мм;
- збільшення ширини підбарабання з 1200 до 1500, 1600, 1660 мм;
- забезпечення рівномірності завантаження МСП завдяки застосуванню автоматичного регулятора та клинових пасів на єдиній основі й пристроїв для автоматичного натягу пасів у варіаторах молотильного барабана тощо;
- застосування роторних МСП з аксіальним та тангенціальним поданням.

Соломотряс:

- встановлення регульованих щитків над клавішним соломотрясом і додаткових ворушилок з метою інтенсифікації процесу сепарації грубого вороху;
- збільшення довжини клавіші соломотряса з 2820 мм (Енисей 1200), 3830 мм (SR-2035 «Sampo Rosenlev») до 5100 мм (MF-7245 ACTIVA «MasseyFerguson») та ширини соломотряса з 1200 мм («Енисей 1200») до 1660 мм (М 8820, США);
- застосування замість клавішного соломотряса аксіальних і тангенціальних роторів тощо.

Очисник:

- застосування потужніших осьових, діаметральних і турбінних вентиляторів;
- використання трирешітних очисників або двох трирешітних очисників (комбайн Arcus «Fortschritt MDW»);

• збільшення площі решіт з 2,15 м^2 («Енисей 1200») до 6,5 м^2 (TF 46, США) тощо.

Таким чином, зменшення втрат зерна за молотаркою, а отже, збільшення пропускної здатності відбувається через конструктивні зміни робочих органів та збільшення їхніх геометричних розмірів. Причому останнє характерно для комбайнів класичної схеми.

Якщо пропускна здатність комбайнів за 40 років (1958—1998 рр.) зросла втричі (з 3 до 9 кг/с), а потужність двигуна збільшилась у 4,6 рази (з 46 до 220 кВт) і маса комбайна — у 2,4 рази (з 5650 до 14000 кг), та на сьогодні ці показники сягають — пропускна здатність — 14 кг/с, потужність двигуна — понад 400 кВт і маса — до 16000 (без жатки). Такі масивні машини не бажано застосовувати на полях. Ось чому не відкидаються пошуки альтернативних способів збирання зернових культур (обмолот на стаціонарі, обчісування суцвіть на корені) та розроблення нових технологічних схем комбайнів.

Типаж комбайнів. Відповідно до пропускної здатності комбайнів їх можна поділити на чотири класи: I клас — 3…4 кг/с, II — 5…6 кг/с, III — 8…9 кг/с і IV — 10…12 кг/с. Намолот зерна за номінальних умов збирання пшениці для кожного класу такий: I — 4,3…5,7 т/год; II — 7,2…8,6 т/год; III — 11,5…12,9 т/год; IV — 14,4…17,3 т/год.

Рекомендована урожайність зерна пшениці і ширина захвату жатки за швидкості комбайна $v_м$ = 1,8 м/с і співвідношення зерна і соломи за масою 1 : 1,5 відповідно до класу комбайна: I клас — до 22 ц/га (B = 4 м); II — 26 ц/га (B = 5 м) і 22 ц/га (B = 6 м); III — 33 ц/га (B = 6 м) і 29 ц/га (B = 7 м) і IV клас — 44 ц/га (B = 6 м) і 38 ц/га (B = 7 м).

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Характеристики зернових культур як об'єкта збирання.
2. Типи жаток. Агротехнічні вимоги до жаток.
3. Типи мотовил. Особливості процесу роботи.
4. Побудова траєкторії руху лопаті мотовила.
5. Що означає «кінематичний режим роботи мотовила» і на що він впливає?
6. Від чого залежить висота встановлення мотовила?
7. Від чого залежить оптимальний винос мотовила?
8. За яких умов визначають радіус мотовила?
9. Розрахунок основних параметрів транспортувальних пристроїв жаток.

10. Типи обчісувальних пристроїв. Особливості їх процесу роботи.

11. Розрахунок основних параметрів обчісувальних пристроїв.

12. Типи підбирачів. Особливості їх процесу роботи.

13. Розрахунок основних параметрів підбирачів.

14. Типи молотильно-сепарувальних пристроїв. Особливості їх процесу роботи.

15. Розрахунок основних параметрів бильного барабана.

16. Розрахунок основних параметрів штифтового барабана.

17. Аналіз схем подання хлібної маси до молотильно-сепарувальних пристроїв.

18. Типи соломовідокремлювачів та аналіз їх роботи.

19. Що означає «кінематичний режим роботи клавішного соломотряса» і на що він впливає.

20. Розрахунок параметрів клавішного соломотряса.

21. Що означає «кінематичний режим роботи аксіально-роторного соломовідокремлювача».

22. Якими показниками оцінюють якість роботи соломовідокремлювача і як їх визначають?

23. Типи очисників зерна зернозбиральних комбайнів та їх аналіз роботи.

24. Розрахунок параметрів решета.

25. Типи дообмолочувальних пристроїв. Аналіз їх роботи.

26. Розрахунок параметрів дообмолочувальних пристроїв.

27. Від яких чинників залежать розміри бункера зернозбирального комбайна?

28. Визначте час заповнення і вивантаження бункера.

29. Розрахунок продуктивності і пропускної здатності зернозбирального комбайна.

30. Шляхи підвищення пропускної здатності молотарок.

31. Шляхи підвищення продуктивності зернозбирального комбайна.

РОЗДІЛ 8
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА ЗЕРНО

8.1. Фізико-механічні властивості кукурудзи в період збирання

Вирощують кукурудзу, як правило, пунктирним способом з міжряддями 70, 90 і 140 см, найпоширенішим є міжряддя 70 см. Кількість рослин на 1 га становить 75…120 тис.

Висота і діаметр стебла кукурудзи, висота кріплення, розміри качанів, вологість окремих частин рослин і механічні властивості залежать від сорту та кліматичних умов у період росту і помітно відрізняються один від одного.

Висота рослин кукурудзи коливається від 1 до 4 м, висота кріплення качанів — 0,4…2,0 м, довжина качана — 30…50 см, маса — 100…300 г. Діаметр стебла кукурудзи на висоті 15 см від поверхні ґрунту — 15…40 мм. Вологість зерна в період збирання — 20…30 %. Маса зерна становить 75…80 % від маси качанів. Середня об'ємна вага качанів у обгортках 280…300 кг/м^3, без обгорток — 350…400 кг/м^3.

Характеристика кукурудзи істотно змінюється залежно від фаз стиглості. Фазу стиглості кукурудзи визначають за станом зерна:

а) молочна фаза стиглості характеризується виділенням рідини молочного кольору під час роздавлювання зерна;

б) молочно-воскова фаза характеризується виділенням рідини молочного кольору і пластичної маси під час роздавлювання зерна;

в) воскова фаза стиглості характеризується виділенням пластичної маси під час роздавлювання зерна, яка не розминається між вальцями, але легко розмазується ножем;

г) повна стиглість, за якої зерно стає твердим, від удару плющиться з утворенням тріщини і розпадається на куски під час розтирання між вальцями.

Фаза стиглості кукурудзи змінюється залежно від календарних строків розвитку рослин і кліматичних умов. Найкраще збирати кукурудзу (без застосування додаткових витрат на сушіння качанів) тоді, коли вологість зерна не перевищує 20 %. Вимолочене з качанів зерно добре зберігається в купах за вологості 13…14 %.

До механічних властивостей частин кукурудзяної рослини належать:

- зусилля різання стебла (за діаметра 30 мм на висоті 10 см від поверхні ґрунту становить від 220 до 600 Н);
- зусилля розриву стебла (мінімальне зусилля розриву для комлевої частини сухої рослини 1840 Н, для середньої частини — 1150 Н). Максимальне зусилля розриву стиглого стебла становить 5900 Н;
- зусилля відриву качанів кукурудзи від плодоніжки (для фази повної стиглості 300…1500 Н), під час згину зусилля зменшується в 3—4 рази;

• зусилля кукурудзяного стебла згину (залежить від діаметра стебла і його стиглості), середнє значення 150…450 Н;

• коефіцієнти тертя. Для кукурудзи найвищими є коефіцієнти тертя щодо гуми, найменшими — щодо фанери.

8.2. Особливості робочих органів кукурудзозбиральних машин

До основних робочих органів кукурудзозбиральних машин належать різальні апарати, пристрої для захоплення і подавання стебел, качановідокремлювальні, качаноочисні та стеблеподрібнювальні апарати.

Подільники та стеблепіднімачі призначені для піднімання полеглих стебел і підведення їх до відривних вальців.

Подавальні органи призначені для подавання зрізаних, а у деяких машинах і незрізаних стебел кукурудзи до відривних вальців. Вони повинні не відламувати качани, не пошкоджувати стебла, не відхиляти стебла у напрямку руху машини, а піднімати та подавати стебла на усіх робочих режимах комбайна і стану культури.

За способом дії піднімально-подавальні апарати поділяють на пасивні і активні (рис. 8.1*а* і 8.1*б*).

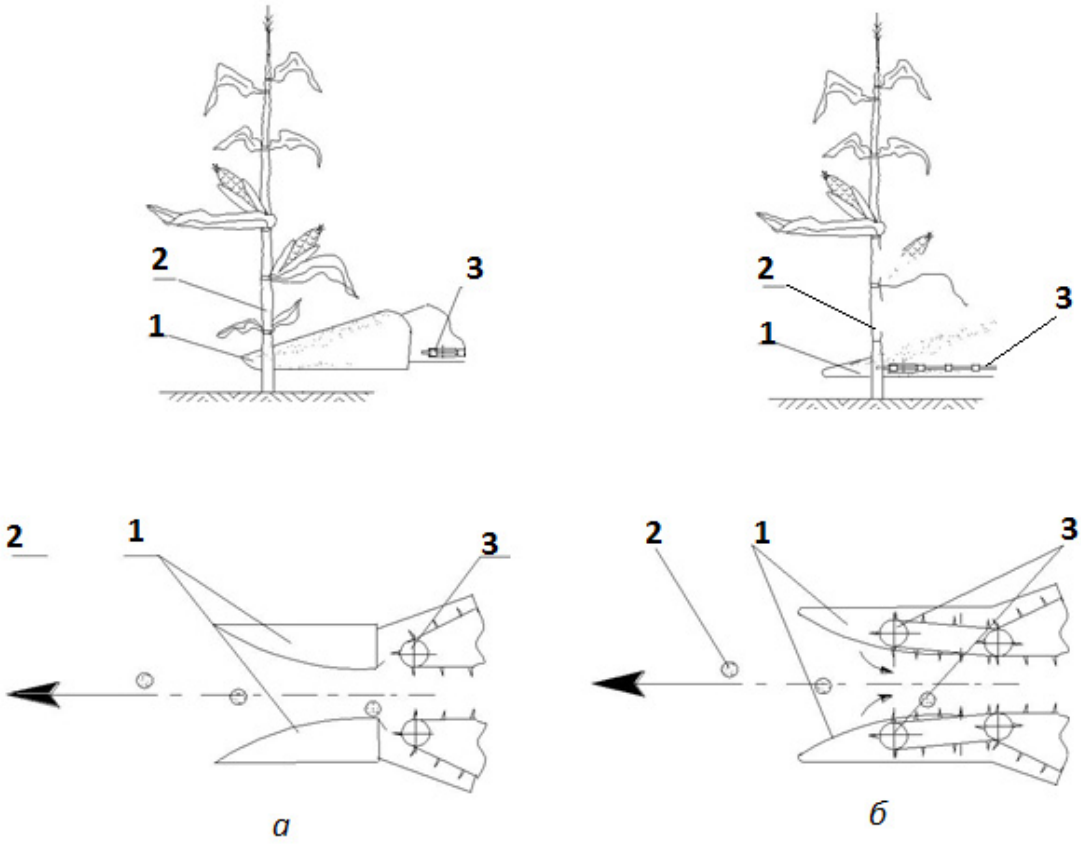


Рис. 8.1. Схема дії стеблопіднімачів:
а — пасивного мисового; *б* — активного ланцюгово-пальчастого;
1 — стеблопіднімач; *2* — стебло; *3* — елеватор ланцюгово-пальчастий

За конструкцією їх поділяють на мисові і ланцюгово-пальчасті. *Під час роботи пасивних мисів* (рис. 8.1*а*) стебла ковзають на поверхні і прямують до середини качановідривного апарата. Вони мають просту будову, якісно виконують роботу на швидкостях до 10 км/год за стоячих стебел. Однак, в умовах полеглості і забур'яненості, можливі втрати біологічного урожаю.

Активні стеблопіднімачі (рис. 8.1б) захоплюють пальцями стебла і підводять їх до відривного апарата. Якість роботи активних стеблопіднімачів залежить від відповідності швидкості руху їх пальців і руху комбайна.

8.3. Качановідривні апарати

Качановідривні апарати призначені для відділення качанів від стебел і передання їх для подальшої переробки. Вони не повинні пошкоджувати качани і стебла, але мати можливість змінювати режим роботи залежно від властивостей кукурудзи, а також подавати і стебла, і качани далі для переробки.

На практиці використовують відривні апарати качанів пікерного типу (рис. 8.2) і апарати стриперного типу (рис. 8.3).

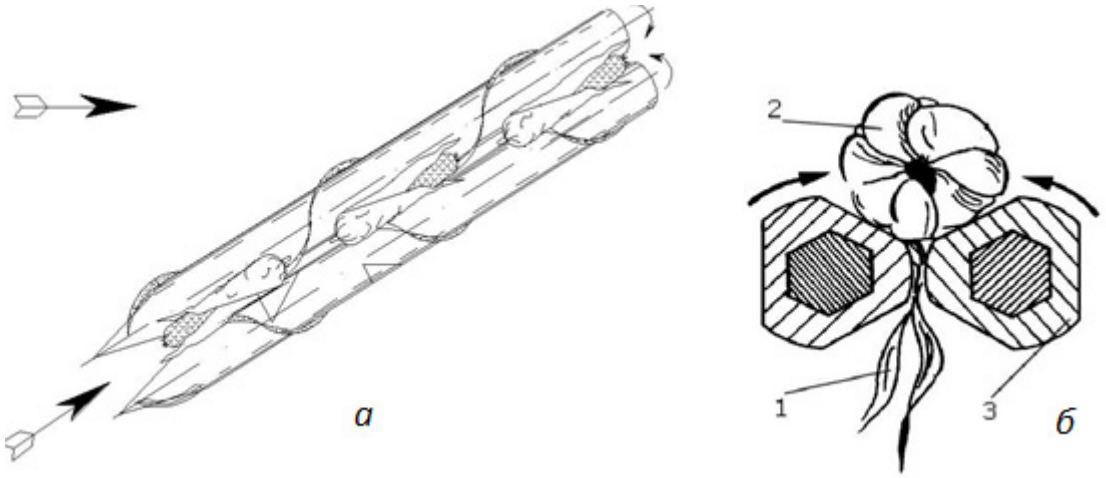


Рис. 8.2. Схема дії пікерного відривного апарата качанів:
а — вальці з навивкою; *б* — вальці тригранні; *1* — стеблова маса; *2* — відірваний качан; *3* — валець

Апарати пікерного типу складаються із двох вальців, які можуть мати гвинтову поверхню і обертаються у протилежному напрямку.

Для захоплювання стебел передні кінці вальців мають гвинтовий конус. Під час роботи вальці протягують стебла, подаючи їх до різального апарата, а качани відриваються, залишаючись на їх поверхні, і подаються гвинтовою поверхнею або елеватором до молотарки, очисника або до навантажувача качанів. Апарати пікерного типу, обертаючись з великою швидкістю, відривають качани активною поверхнею самих вальців, що призводить до

пошкодження качанів. Крім того, має місце забивання вальців під час роботи на полях з підвищеною вологістю та забур'яненістю, а регулювання режиму роботи обмежене. Ці апарати мають просту будову, але потребують високої культури землеробства.

Апарати стриперного типу (рис. 8.3) мають дві пластини *6* встановлені над вальцями *3*. Така будова відривного апарата дала змогу збільшити активність вальців і зменшити пошкодження качанів. Крім того, апарати стриперного типу налагоджуються на будь-який режим роботи.

Відокремлення качанів від стебел відбувається за допомогою сили, яку створює протягування стебел вальцями. Величина сили залежить від властивостей кукурудзи на час збирання і величини зазору між вальцями.

Відривні апарати качанів стриперного типу частково знімають обгортку качанів, збільшуючи, таким чином, ефективність очищення. Відривні апарати стриперного типу поширені практично в усіх країнах світу, завдяки універсальності стосовно будь-яких умов роботи.

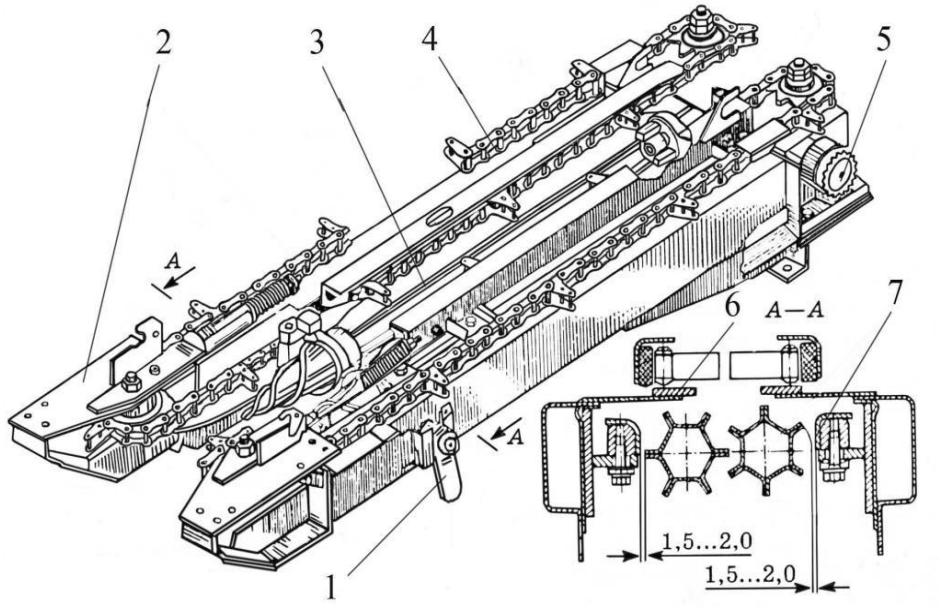


Рис. 8.3. Загальний вигляд качановідривного апарата стриперного типу:
1 — важіль регулювання зазору між вальцями; *2* — корпус відривного апарата качанів; *3* — відривні вальці; *4* — елеватор качанів ланцюгово-пальчастий; *5* — привід відривного апарата; *6* —відривні пластини; *7* — очисник вальців

На сьогодні, використовують відривні апарати качанів, які мають конструктивні зміни з метою зменшення сили відривання качанів, шляхом надання їм коливального руху, а також збільшення захоплювальної сили вальців розміщенням їх на різних рівнях (рис. 8.4).

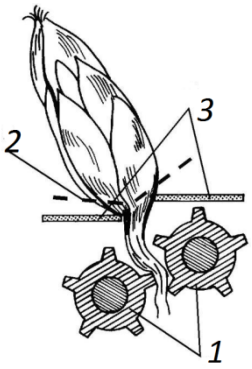


Рис. 8.4. Схема дії стриперного відривного апарата качанів з різнорівневими пластинами і тяговими вальцями:
1 — різнорівневі вальці; *2* — качан кукурудзи;
3 — різнорівневі відривні пластини

Оригінальною є конструкція відривного апарата качанів з тяго-різальними роторами, у якому силу відривання качанів створює різальний апарат стебел з нерухомими ножами *1* і рухомими протирізальними пластинами у вигляді пальчастого ротора *5* (рис. 8.5). Такі апарати виготовляють з одним тяговим ротором-протирізом (рис. 8.5) або двома (рис. 8.6).

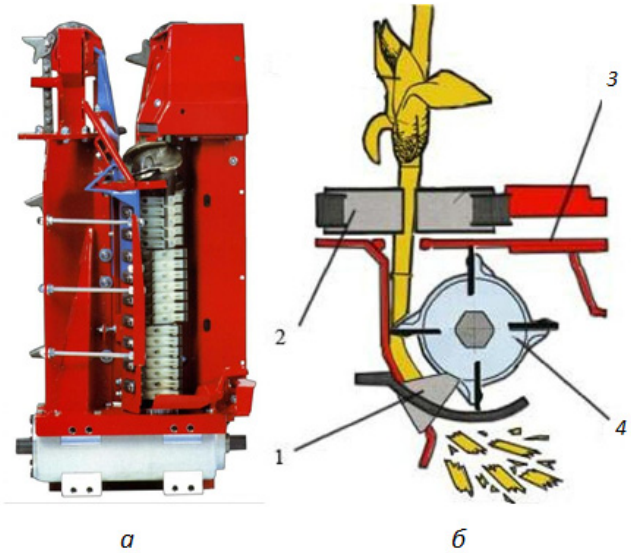
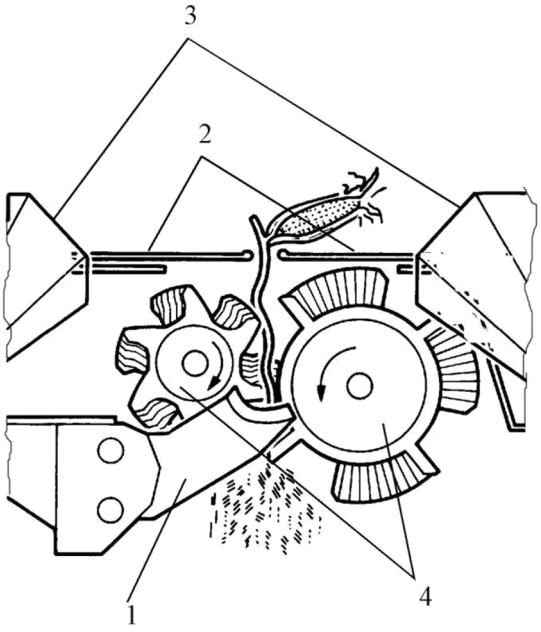
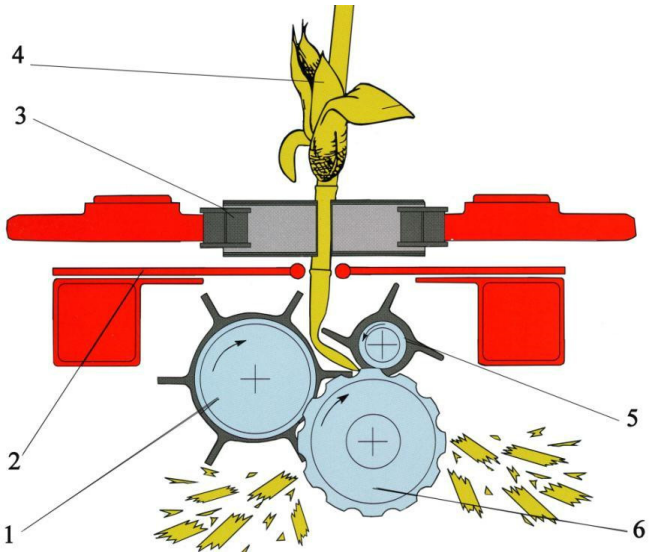


Рис. 8.5. Стриперний качановідривний апарат з одним тяговим ротором-протирізом і пасивними ножами:
а — загальний вид знизу; *б* — схема дії;
1 — ніж пасивний; *2* — елеватор качанів; *3* — відривні пластини;
4 — таговий ротор-протиріз



а



б

Рис. 8.6. Схема дії стреперного відривного апарата качанів з двома тяговими роторами:
а — з *протирізами і пасивними ножами*: *1* — пасивні різальні ножі; *2* — відривні пластини; *3* — стеблообтікачі; *4* — активні ротори-протирізи; *б* — з *протирізами і активними дисковими ножами*: *1* — тяговий ротор-протиріз великий; *2* — відривна пластина; *3* — ланцюгово-пальчастий елеватор качанів; *4* — кукурудза; *5* — тяговий ротор-протиріз малий; *6* — активний ніж-ротор

Два тягових ротори-протирізи забезпечують високу якість подрібнення стебел, що вигідно їх відрізняє від інших апаратів подібного призначення. Однак, вони використовують більше енергії.

Качаноочисні пристрої призначені для очищення качанів від обгорток і листостеблових домішок. Такі пристрої складаються з очисних апаратів, притискних і розподільних пристроїв.

Очисний апарат має вигляд батареї з кількох пар очисних вальців, які очищають ворох качанів від листостеблових домішок і відривають обгортки з качанів. Пара вальців, що обертаються назустріч один одному (рис. 8.7), захоплюють і відривають обгортки з качанів, що рухаються по вальцях, одночасно прокочують униз обгортки і листостеблові домішки.

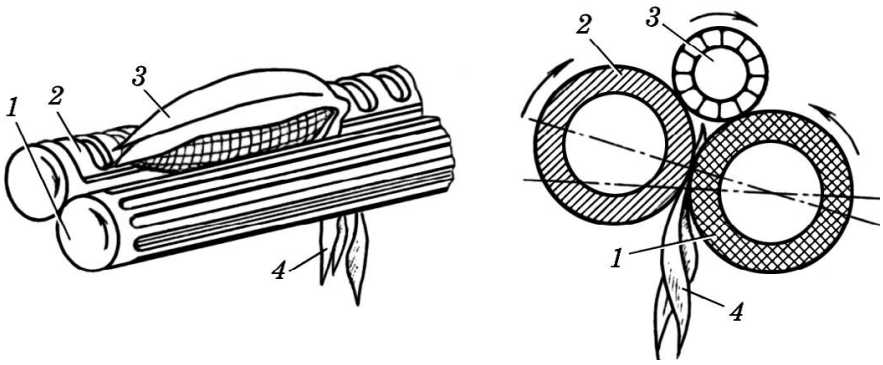


Рис. 8.7. Принцип дії качаноочисних вальців:
1 — очисний прогумований валець; *2* — металевий очисний валець;
3 — качан; *4* — відірвані обгортки

Щоб поліпшити процес захоплення обгорток, робочі поверхні суміжних вальців виготовляють з різних матеріалів, коефіцієнти тертя яких істотно відрізняються (наприклад, чавунні і обгумовані). Металеві вальці мають на робочій поверхні гвинтові реборди для ефективнішого переміщення качанів уздовж вальців.

8.3.1. Умови захоплення, протягування і відокремлення качанів вальцями

Для того щоб забезпечити процес відокремлення качанів, потрібно забезпечити надійне захоплення стебел відокремлювальними вальцями.

Для процесу захоплення стебел велике значення має співвідношення сил (рис. 8.8), які виникають у місці контакту стебел з вальцями. Стеблеподавальні робочі органи притискують стебла до вальців зусиллям P. У точках контакту на стебло з боку вальців діє нормальний тиск Q і сили тертя вальців по стеблу F.

Для захоплення стебел потрібно, щоб кут тертя становив

$$\varphi > a_c; \quad tg\varphi = f \geq tga_c, \tag{8.1}$$

де f — кут тертя вальця по стеблу.

Тоді горизонтальна складова рівнодійної R буде напрямлена в бік прокочування стебла і воно буде втягнуте в робочий зазор h між вальцями. При цьому захоплення стебел відбуватиметься за умови:

$$\alpha_c = \arccos\left[1 - \frac{(d_{kc} - h)}{D_в}\right], \quad (8.2)$$

де α_c — кут захоплення стебла вальцями; $D_в$ — діаметр відокремлювальних вальців.

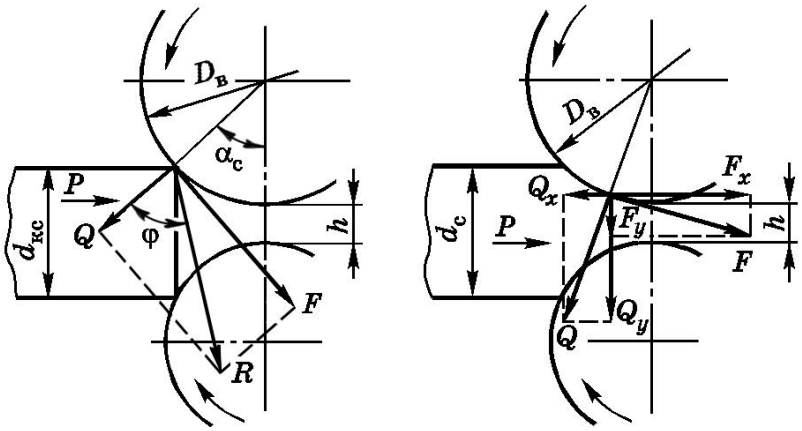


Рис. 8.8. Схема захоплення і протягування стебел вальцями

Під час обертання вальців горизонтальні складові нормального тиску Q_x і сила тертя F_x прокочують стебла, а вертикальні складові Q_y і F_y деформують (стискають) їх.

Якщо сила P незначна (стебла часто втрачають пружність або ламаються), то умовою прокочування стебла буде:

$$2F_x > 2Q_x . \quad (8.3)$$

Зусилля протягування (тяги) стебла $P_{пр}$ визначають за формулою:

$$P_{пр} = 2(F_x — G_x). \quad (8.4)$$

Дослідженнями встановлено, що зусилля захоплення і прокочування стебла зростає зі збільшенням діаметра вальців. Однак при цьому збільшується ймовірність пошкодження качанів, а інколи — захоплення і прокочування (разом із стеблами) дрібних і недозрілих качанів.

Умову відокремлення качанів у загальному випадку можна виразити так:

$$P_{пр} > P_{оп}, \quad (8.5)$$

де $P_{оп}$ — опір розриву плодоніжки.

Із урахуванням умов захоплення прокочування стебел і відокремлення качанів основні параметри для апарата з відокремлювальними вальцями можна визначити з виразу:

$$D_в < \frac{d_k - h}{1 - 1/\sqrt{1+f^2}}, \quad (8.6)$$

де $d_к$ — середній діаметр качана (з боку зустрічі з вальцями); h — робочий зазор між вальцями.

Гладенькі відокремлювальні вальці практично не можуть забезпечити стійку роботу качановідокремлювального апарата через ковзання стебла по вальцях. Щоб зменшити ковзання (буксування вальців), робочі поверхні вальців виготовляють активнішими (у вигляді зубців і рифів), тобто збільшують коефіцієнт тертя *f*.

Для розрахунків беруть зведений коефіцієнт тертя:

$$f_з = \mu f,$$

де μ — коефіцієнт зчеплення рифленої поверхні вальців із стеблом.

За даними досліджень, зведений коефіцієнт тертя відривних вальців по стеблах (залежно від профілю) становить $f_з = 0{,}45…1{,}0$.

Збільшення зазору *a* між вальцями сприяє поліпшенню захоплення стебла, проте одночасно збільшується ймовірність пошкодження качанів (явище закусування) і втрат зерна від лущення. Отже, зазор *a* зумовлює зворотний зв'язок між захоплювальною здатністю, з одного боку, і пошкодженням качанів, з іншого.

8.3.2. Пропускна здатність і швидкість обертання відривних вальців

Пропускною здатністю відокремлювальних вальців *q* вважають здатність вальців протягувати за одиницю часу максимально можливу кількість (за масою) стебел без порушення процесу, за повного відокремлення качанів від стебел і мінімального пошкодження їх.

Пропускну здатність пари відокремлювальних вальців можна виразити у загальному вигляді:

$$q_п = \frac{m_{ст}+m_k}{t} = \frac{cm}{t}, \qquad (8.7)$$

де $m_{ст}$, $m_к$ — маса прокатаних за час *t* відповідно стебла і качана; *c* — кількість одночасно прокочуваних вальцями стебел; *m* — маса одного стебла з качанами; *t* — час прокочування одного стебла.

Фактична кількість стебел, які прокочують вальці за одиницю часу, має бути меншою від пропускної здатності вальців і називається *подаванням стебел*.

Подавання стебел $g_п$ відокремлювальних вальців залежить від швидкості агрегату і врожайності:

$$g_п = \frac{v_a m}{3.6l} = \frac{v_a BQ}{3600z}, \qquad (8.8)$$

де $v_а$ — швидкість агрегату, км/год; *l* — відстань між стеблами в рядках, м; *B* — ширина захвату машини, м; *Q* — врожайність, ц/га; *z* — кількість русел машини.

Для забезпечення стійкої роботи потрібно, щоб

$$q \geq g_п$$

Час прокочування одного стебла *t*, с залежить від характеру подавання стебла у вальці та кінематичного режиму роботи вальців:

$$t = \frac{60kl_c\delta}{\pi D_0 n}, \qquad (8.9)$$

де k — коефіцієнт, який залежить від конструктивних особливостей; l_c — довжина стебла, що прокочується; δ — коефіцієнт буксування; D_0 — діаметр вальців по колу, що обкочує стебло; n — частота обертання вальців.

Колова швидкість вальців $$u_к = \pi D_o n/60. \quad (8.10)$$

Мінімальне пошкодження качанів відбувається за частоти обертання 950…1000 об/хв.

8.4. Очисники качанів від обгорток

8.4.1. Обґрунтування основних параметрів роботи очисників обгорток

Якість очищення качанів від обгорток залежить від багатьох чинників, зокрема від довжини і кількості пар очисних вальців, кута нахилу їх до горизонту і частоти обертання, активності робочої поверхні вальців та їхніх діаметрів, взаємного розміщення вальців у апараті, рівномірності завантаження очисних вальців і стану вороху. На якість очищення істотно впливають також вологість качанів і обгорток, засміченість вороху листостебловими домішками, на явність у вороху вже очищених (у процесі відривання) качанів і розпушеність обгорток на качанах.

Очисні вальці, виготовлені із матеріалів з вищим коефіцієнтом тертя між вальцем і качаном, забезпечують вищий ступінь очищення, хоча й зумовлюють більшу вилущеність зерна.

У сучасних очисних апаратах застосовують попарно, як правило, чавунні й обгумовані вальці. При цьому внаслідок різних коефіцієнтів тертя качан, рухаючись уздовж каналу, набуває обертального руху навколо своєї осі, поліпшує умови захоплення качана з усіх боків.

Профілі робочих поверхонь очисних вальців дуже різні. Найвищі показники роботи та продуктивності забезпечують апарати, в яких один із пари вальців чавунний з гвинтовими ребордами, а другий — обгумований з рифленою поверхнею.

8.4.2. Вибір розмірів і частоти обертання очисних вальців

У сучасних машинах зовнішній діаметр очисних вальців становить 60…80 мм. Як правило, обидва суміжні вальці мають однаковий діаметр. Більшість конструкцій вальців виготовляють діаметром 70 мм. Вальці меншого діаметра мають недостатню здатність захоплювати качани і, отже, менший ступінь очищення, хоча й менше пошкоджують качани. Вальці більшого діаметра — навпаки.

Довжину вальців вибирають за таких умов:

- забезпечення заданого ступеня очищення;
- конструктивного компонування, міцності й габаритних розмірів очисного апарата.

Довжина робочої поверхні очисних вальців становить 900…1100 мм. Зі збільшенням довжини ступінь очищення зростає значно менше, ніж пошкодження качанів, зумовлене збільшенням часу контакту качанів із поверхнею вальців.

Пропускна здатність очисних вальців зростає зі збільшенням кута нахилу вальців до горизонту. Кут нахилу вальців залежить від типу притискного пристрою. У разі використання притискних пристроїв пасивної групи вальці рекомендується встановлювати під кутом до горизонту 10…15°. Для притискних пристроїв активної групи — 30…35°.

Встановлено, що колову швидкість вальців потрібно вибирати 0,9…1,3 м/с. Зі збільшенням швидкості, як правило, збільшується пропускна здатність очисних вальців, але коли швидкість понад 1,1 м/с спостерігається збільшення пошкоджень початків і зерна. Подальше збільшення швидкості призводить до погіршення здатності вальців захоплювати і очищати качани.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Назвати основні фізико-механічні властивості кукурудзи в період збирання.
2. Які бувають фази стиглості кукурудзи?
3. Типи і застосування робочих органів кукурудзозбиральних машин.
4. Яка відмінність качановідривного апарата пікерного типу від стриперного?
5. Умови захоплення, протягування і відокремлення качанів вальцями.
6. Пропускна здатність і швидкість обертання відокремлювальних вальців.
7. Принцип дії качаноочисних вальців.
8. Основні параметри і режими роботи очисників обгорток.
9. Від яких чинників залежить якість очищення качанів від обгорток?
10. Як збільшити пропускну здатність очисних вальців?

РОЗДІЛ 9
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНА

9.1. Принципи очищення і сортування зерна

Зерновий матеріал після збирання врожаю є суміш, яка складається із зерен основної культури, насіння буряку та інших сільськогосподарських культур, домішок мінерального та органічного походження. Основна культура може містити здорові, пошкоджені, пусті та щуплі зерна.

У процесі очищення із зернової суміші видаляють сторонні домішки, а під час сортування зерна чистої культури її розділяють на сорти. Так, зерно сортують залежно від призначення: помелу, переробки на крупу або сівби. До якості кожної групи зерна ставлять особливі вимоги, які регламентують державні стандарти, базисні кондиції та агротехнічні вимоги. Як правило, зерно очищають і сортують одночасно.

9.2. Способи очищення і сортування зерна

Очищення та сортування зерна ґрунтуються на принципі різниці певних ознак, які характеризують зернову суміш. Такими ознаками є: геометричні розміри, аеродинамічні властивості, форма та стан поверхні, щільність, питома вага, електропровідність, колір тощо.

Поділ за розмірами. За розмірами зернові суміші поділяють на решетах, роликових поверхнях і трієрах. Геометричні розміри зерна визначають три розміри: довжина, ширина і товщина, причому довжину l вважають найбільшим розміром, ширину b — середнім і товщину c — найменшим (рис. 9.1).

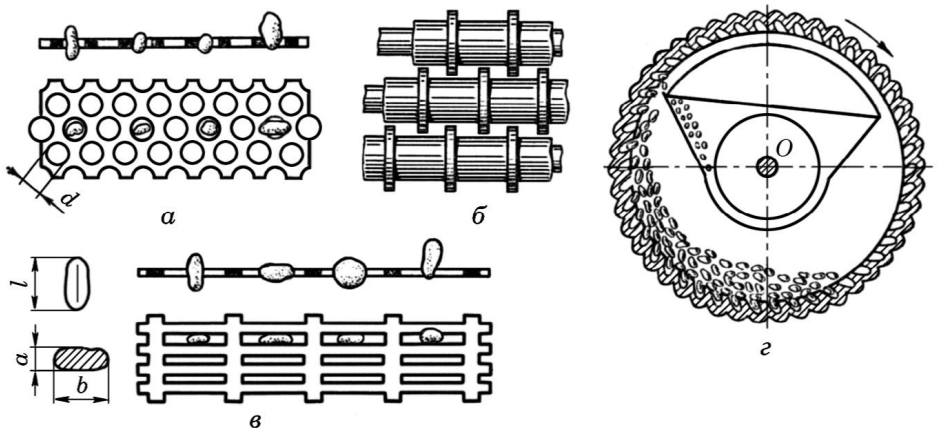


Рис. 9.1. Схема пристроїв для сортування зерна за розмірами:
а — решета з круглими отворами; *б* — роликові решета;
в — решета з продовгуватими отворами; *г* — комірковий трієр поверхні решета

За шириною зернові суміші поділяють на решетах з круглими отворами (рис. 9.1*а*) і роликовими поверхнями (рис. 9.1*б*). Зерно або домішки за шириною менші за розмір *d* отворів, тому проходять крізь них. Більші компоненти сумішей, які не пройшли крізь отвори, сходять з решіт. Компоненти суміші, які проходять крізь отвори, називають *проходом*, а які залишаються поверх решіт — *сходом*.

Ефективним поділ за шириною на решетах з круглими отворами буде тоді, коли зерно розміститься вздовж осі перпендикулярно до поверхні решета. Для цього решету потрібно надати вертикальних коливань. Якщо довжина зерна не перевищує його ширину більше ніж удвічі, то поділ добре відбувається на решетах з горизонтальними коливаннями.

На роликових поверхнях використовують фігурні ролики, які розміщують із постійним зазором між ними. Зерна переміщуються роликами і, потрапляючи в комірки, просіваються, розділяючись на фракції. Роликові поверхні застосовують у зерноочисних машинах для відокремлення великих домішок із зернової суміші.

За товщиною зерновий матеріал поділяють на решетах з продовгуватими отворами (рис. 9.1*в*). Для поділу за товщиною зернина на решеті має повернутися на ребро і розміститися вздовж отвору. Ця вимога забезпечується за горизонтальних коливань решіт.

За довжиною зернову суміш поділяють на коміркових трієрах (рис. 9.1*г*) і решетах з круглими отворами. Трієр є барабаном, на внутрішній поверхні якого нанесено комірки. Всередині трієра розміщено лотік і шнек. Барабан обертається відносно осі *О*. Зернову суміш засипають усередину трієра, при цьому довгі домішки не потрапляють у комірки і ковзають у трієрі, а короткі — западають у комірки, які піднімають і скидають у лотік, а потім шнек виносить з барабана.

Решета для сортування за довжиною виготовляють з круглими отворами. Над решетом, паралельно йому, встановлюють із зазором глуху площину. Зазор беруть більшим за максимальну довжину компонентів зернової суміші. Площина не дає змоги часточкам розміщуватися довгою віссю перпендикулярно до поверхні решета, тому крізь отвори не проходять часточки за шириною, а проходять лише ті, довжина яких менша від довжини отвору. Довгі компоненти суміші йдуть з решета сходом.

Поділ за аеродинамічними властивостями, тобто за критичною швидкістю, коефіцієнтом опору і коефіцієнтом парусності, відбувається в повітряному потоці.

Для поділу застосовують нагнітальний (рис. 9.2*а*) і всмоктувальний (рис. 9.2 *б*) повітряні потоки.

У нагнітальному повітряному потоці повітря відносить легкі домішки в різні положення залежно від їхніх аеродинамічних властивостей і маси. Важчі часточки і такі, що мають малий опір повітряному потоку, надходять у лотік *3*, легкі і з більшим опором — у лотік *4*.

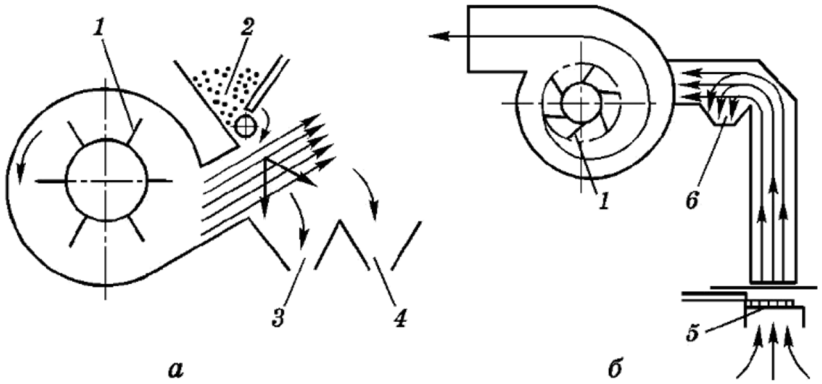


Рис. 9.2. Схема поділу зернової суміші за аеродинамічними властивостями:
А — у нагнітальному повітряному потоці; *б* — у всмоктувальному повітряному потоці; *1* — вентилятор; *2* — бункер; *3* і *4* — лотки; *5* — сітка; *6* — камера

У всмоктувальному повітряному потоці матеріал рухається на похилій сітці *5*. Повітря, яке всмоктує вентилятор *1*, проходить через зернову суміш, захоплює догори легкі домішки, частина з яких осідає в розширювальній камері *6*, де напір повітряного потоку зменшується, а легші виносяться за межі машини разом із повітрям.

Всмоктувальний повітряний потік довше діє на часточки, ніж напірний, тому зернову суміш поділяють ефективніше.

Поділ за формою і станом поверхні. Різницю властивостей поверхонь матеріалів широко використовують для очищення і сортування зернових сумішей.

На решетах із трикутними отворами (рис. 9.3*а*) зернові суміші поділяють залежно від форми компонентів. На таких решетах з пшениці можна виділити гречку, яка має трикутну форму, з тимофіївки — щавель дрібний та інше.

На гвинтових сепараторах-змійках (рис. 9.3, *б*) часточки також поділяють за формою. Кругліші зерна і часточки неправильної форми, які потрапляють на гвинтову поверхню сепаратора, рухаються на ній по-різному. Круглі часточки, перекочуючись, отримують більшу швидкість, а отже, вищу відцентрову силу. Вони викидатимуться через борт поверхні в лотік *I*. Більш плоскі часточки менше відходитимуть від осі площини і зійдуть у лотік *II*. Змійки можна застосовувати для поділу вико-вівсяної суміші на овес і вику та для відокремлення гороху від вівса.

На гірках з поздовжнім рухом полотна часточки поділяють за формою з урахуванням шорсткості їх поверхні. Гладенькі часточки круглішої форми (рис. 9.3*в*) скочуються донизу (лотік *I*), а більш плоскі шорсткі піднімаються полотном і потрапляють у лотік *II*. На гірках можна якісно очищати насіння буряку.

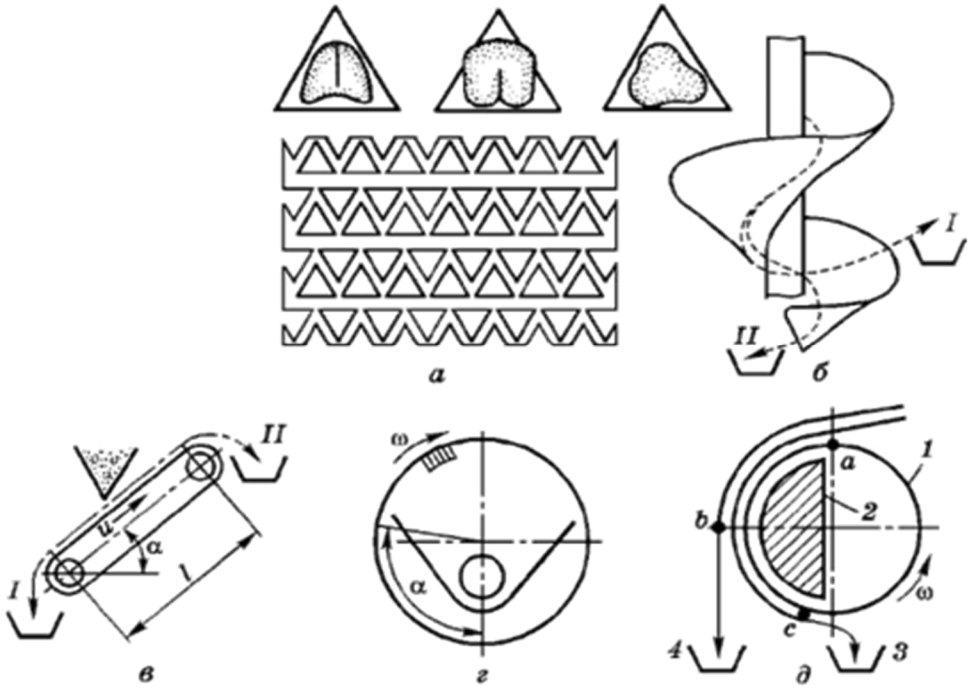


Рис. 9.3. Схеми пристроїв для сортування зерна за формою та станом поверхні:

а — решета з трикутними отворами; *б* — гвинтові сепаратори; *в* — поздовжні гірки; *г* — трієр із ворсистою поверхнею; *д* — електромагнітний сепаратор

В електромагнітних сепараторах (рис. 9.3*д*) використовують здатність шорсткого насіння деяких культур обволікатися металевим порошком. У таких пристроях суміш зерна з металевим порошком подають на циліндр *1*. Частина цього циліндра перебуває під дією магнітного поля, яке збуджує котушка *2*. Шорстке насіння таких культур, як повелика, гірчак рожевий, подорожник, а також пошкоджене насіння, до яких прилипнув порошок, утримується на більшій дузі циліндра, ніж гладенькі, тому вони надходять до лотка *3*, а гладенькі (насіння трав, льон) — до лотка *4*.

На трієрах з ворсистою поверхнею відокремлюють насіння вівсюга із вівса і пшениці, використовуючи шорсткість їх поверхні (рис. 9.3*г*).

Пневматично сортувальний стіл призначений для поділу насіння зернових культур за питомою вагою. Такий відбір дає змогу відокремити насіння з найбільш повною біологічною зрілістю, що сприяє підвищенню врожайності.

9.3. Фізико-механічні властивості зернових сумішей

9.3.1. Геометричні розміри насіння

Розмірними характеристиками вважають показники, що визначають змінність будь-якого розміру компонента, за яким проводиться поділ. Змінність розмірів визначають варіаційними рядами, або варіаційними кривими.

Варіаційний ряд складають у вигляді табл. 9.1, до якої заносять класи і частоту. Класи є проміжками, на які поділяють увесь діапазон зміни розміру.

Таблиця 9.1

Варіаційний ряд

Клас	1-й	2-й	3-й	…	*n*	Всього
Межа класів	$^{l}\text{min}\cdots l_1$	$l_1 \ldots l_2$	$l_3 \ldots l_4$	…	$^{l}n–1\cdots{}^{l}\text{max}$	—
Середнє визначення межі класів	$^{l}\text{ср}1$	$^{l}\text{ср}2$	$^{l}\text{ср}3$	…	$^{l}\text{ср}\ n$	—
Частота *m*, %	m_1	m_2	m_3	…	m_n	Σm_i
Частота *n*, %	n_1	n_2	n_3	…	n_n	100

Кожен клас визначають крайні значення розміру (межа класу) і середнє значення межі. Частота — кількість матеріалу в кожному класі. Її оцінюють абсолютним значенням за масою або числом, а також відсотками . Варіаційні криві розподілу вибраного розміру (наприклад, довжини *l*) мають вигляд графіка (рис. 9.4), по осі абсцис якого відкладено лінійні розміри, що відповідають середньому значенню межі класу, а по осі ординат — частоту (*m* або *n*, %) матеріалу в межах кожного класу.

Щоб побудувати варіаційний ряд або криву, потрібно зробити 300—500 замірів вибраного розміру (*l*) і розподілити отримані заміри за класами.

Для зернових культур класовий проміжок λ беруть 0,2; 0,3 і 0,4 мм відповідно до довжини *l* насіння. Визначивши максимальний $l_{\max}$ розмір і поділивши різницю $l_{\max} - l_{\min}$ на класовий проміжок λ, знаходять загальну кількість класів. Як правило, кількість класів становить не менше ніж 5.

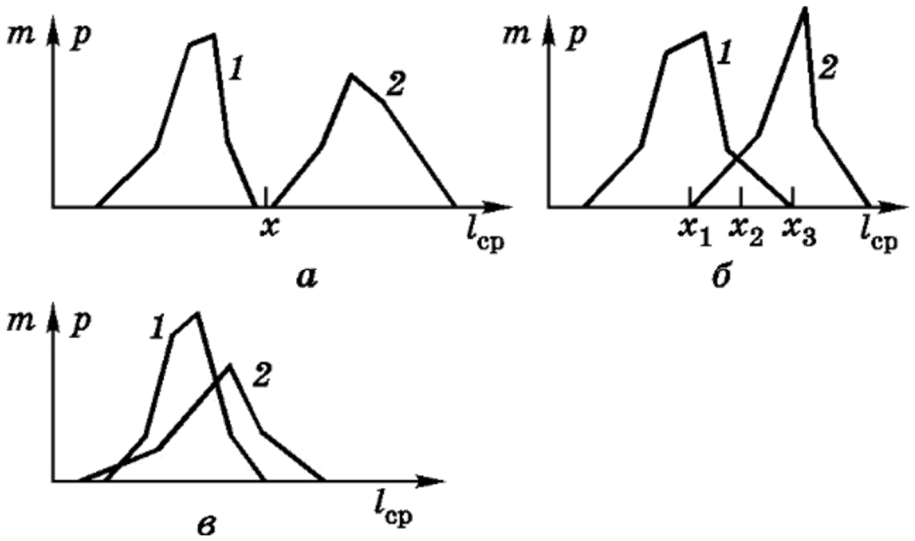


Рис. 9.4. Варіаційні криві:
а — можливий повний поділ; *б* — можливий частковий поділ;
в — поділ неможливий; *1* — перший компонент; *2* — другий компонент

Варіаційні ряди і криві можна порівняти за середньоарифметичною величиною $M_{ср}$ або за середньоквадратичним відхиленням σ.

Середньоарифметичну варіаційного ряду визначають за формулою:

$$M_{ср} = \frac{m_1 l_{ср1} + m_2 l_{ср2} + .. + m_n l_{ср\,n}}{\sum m_i} = \frac{\sum m_i l_{ср\,i}}{\sum m_i},$$

а середньоквадратичне відхилення — за виразом:

$$\sigma = \sqrt{\frac{(M_{ср} - l_{ср\,1})^2 m_1 + .. + (M_{ср} - l_{ср\,n})^2 m_{n\,1}}{\sum m_i}} = \sqrt{\frac{(M_{ср} - l_{ср\,i})^2 m_{i\,1}}{\sum m_i}}.$$

Зміна розмірів більшості компонентів підпорядкована закону нормального розподілу, який описується рівнянням:

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(M_{ср} - l)^2}{2\sigma^2}}.$$

З теорії ймовірності відомо, що за нормального розподілу розмірних характеристик у межах $M_{ср} \pm 3\sigma$ входить 99,7 % усієї кількості матеріалу, тобто можна вважати, що розміри матеріалу змінюються від мінімального $M_{ср} - 3\sigma$ до максимального $M_{ср} + 3\sigma$.

За варіаційними рядами або кривими, які характеризують відхилення розмірів, установлюють, за якою ознакою можна поділяти суміш, і визначають послідовність операцій, а також розраховують результати очищення.

Можливість поділу оцінюють за розміщенням варіаційних кривих основної культури і домішок. При цьому можливі такі випадки.

Повний поділ суміші відбувається тоді, коли криві *1* і *2* двох компонентів не перекривають одна одну (рис. 9.4*а*), а частковий — коли криві перехрещуються (рис. 9.4*б*). Поділ неможливий, якщо криві (рис. 9.4*в*) перекривають одна одну.

9.3.2. Аеродинамічні властивості зернових сумішей

До аеродинамічних властивостей компонентів зернової суміші належать критична швидкість $v_{кр}$, коефіцієнт опору повітря K і коефіцієнт парусності $K_{п}$.

Критична швидкість. Розглянемо можливий рух часточки у вертикальному повітряному потоці (рис. 9.5).

На часточку впливатиме сила тяжіння G і сила R дії повітряного потоку. Силу R можна знайти за формулою Ньютона:

$$R = K\rho F(v - u)^2 \qquad (9.1)$$

де $\rho_{п}$ — щільність повітря; F — площина проекції тіла на площину, перпендикулярну до напрямку дії повітряного потоку (переріз тіла); $v_{п}$ — швидкість повітряного потоку; u — швидкість руху тіла.

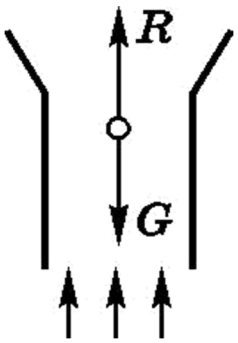


Рис. 9.5. Схема до визначення критичної швидкості

Під дією сили R і сили тяжіння $G = mg$ часточка рухатиметься донизу (коли $G > R$) або вгору (коли $G < R$). Для окремого випадку, якщо часточка перебуватиме у зваженому стані, $u = 0$ і $R = G$. Виходячи з цієї умови, визначаємо критичну швидкість:

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{G}{K\rho F}}. \qquad (9.2)$$

Коефіцієнт опору K залежить від форми тіла, його поверхні, стану повітряного середовища, в якому перебуває часточка, а також від швидкості руху повітря. Зі зростанням швидкості повітряного потоку коефіцієнт опору повітря K зменшується.

Коефіцієнт парусності $K_{\text{п}}$ можна визначити за такою залежністю:

$$K_{\text{п}} = \frac{9{,}8K\rho F}{G}. \qquad (9.3)$$

Розв'язавши вирази (9.2) і (9.3), отримаємо:

$$K_{\text{п}} = \frac{9{,}8}{v_{\text{кр}}^2}. \qquad (9.4)$$

Коефіцієнти K і $K_{\text{п}}$ перебувають у складній залежності як від параметрів тіла, так і від параметрів повітряного середовища, які важко визначити. Тому користуються непрямим методом підрахунку коефіцієнтів K і $K_{\text{п}}$ за критичною швидкістю, яку визначають експериментально.

За критичними швидкостями відповідно до виразів (9.2) і (9.4) визначають коефіцієнти K і $K_{\text{п}}$.

Критична швидкість $v_{\text{кр}}$ насіння зернових культур становить 8…15 м/с; коефіцієнт опору K = 0,04…0,30; коефіцієнт парусності $K_{\text{п}}$ = 0,07…0,15.

Оскільки критичні швидкості змінюються в значних межах, під час виконання технічних і експлуатаційних розрахунків їх визначають у кожному конкретному випадку експериментально .

9.3.3. Інші властивості зернових сумішей

Щільність. Часточки зернової суміші мають різну щільність. Зокрема, щільність насіння буряку значно відрізняється від щільності насіння культурних рослин. Якщо зерновій суміші надати стану невеликих, але частих коливань, то вона набуде властивості, подібної до властивості рідини.

За коливань часточки з меншою щільністю розміщуються на поверхні шару, а з більшою — опускаються.

Щільність зернових сумішей визначають у розчинах або суспензіях. Для утворення розчинів застосовують такі мінеральні добрива, як азотнокислий натрій ($\rho_м$ = 1,2•10^3 кг/м^3), азотнокислий амоній і азотнокислий натрій ($\rho_м$ = 1,15•10^3 кг/м^3), сірчаний амоній ($\rho_м$ = 1,3•10^3 кг/м^3).

Коефіцієнт тертя характеризує опір тертя, його значення змінюються залежно від морфологічних особливостей часточок, стану поверхні та вологості.

У табл. 9.2 наведено середні значення коефіцієнтів тертя зерна по металевій поверхні.

Таблиця 9.2

Коефіцієнти тертя зернових культур по металу

Культура	Коефіцієнт тертя по металу	
	Кочення	Ковзанням
Горох	0,035	0,0249
Вика	0,050	0,466
Овес	0,267	0,700
Вівсюг	0,166	0,840

Шорсткість насіння та їхня здатність обкутуватися порошком оцінюється його проникністю. На практиці використовують порошки, які відрізняються складом компонентів і тонкістю помелу.

Проникність порошку визначає коефіцієнт проникності:

$$K_{пр} = m_п/m_з,$$

де $m_п$ — маса порошку, яка прилипла до насіння; $m_з$ — маса зерна.

9.4. Робота плоских решіт

Робочий процес плоского решета передбачає: переміщення зернової суміші, рівномірний розподіл по поверхні решета; западання насіння в отвори решета і прохід крізь них тих, розміри яких менші від робочих розмірів отворів. Унаслідок цього зернову суміш поділяють на дві частини, або фракції: схід і прохід.

Під час проходження зернової суміші по решету кількість зерна на одиницю його довжини зменшується . Ступінь його зменшення залежить від розмірів зерна у вихідному матеріалі відокремлюваної фракції. На решетах, які відокремлюють великі домішки (колосові), під час сходу залишається 3…5 % від початкової кількості, на сортувальних — 30…70 %, а на підсівних — 95…97 %.

Як результат коливань решета в зерновій суміші відбувається перерозподіл часточок — найкрупніші випливають нагору, а дрібніші опускаються і контактують із площиною решета.

9.4.1. Умови переміщення матеріалу на решеті, що коливається

Кінематичні характеристики веденої ланки (рис. 9.6) кривошипно-шатунного механізму за невеликих значень відношення радіуса до довжини шатуна r / l можна виразити залежностями: переміщення $x = r(1-\cos\omega t)$; швидкість $v = r\,\omega\,\sin\omega t$; $v_{max} = r\omega$; прискорення $j = r\omega^2 \cos\,\omega t$; $j_{max} = r\omega^2$, де ω — кутова швидкість кривошипа.

Беручи ці характеристики для плоского решета, яке здійснює поздовжні коливання, розглянемо умови переміщення матеріалу на решеті (рис. 9.6).

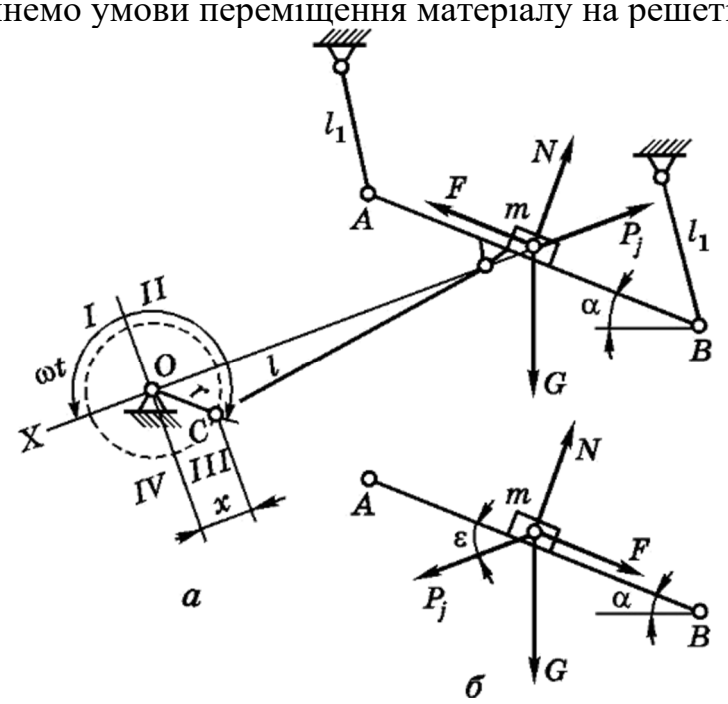


Рис. 9.6. Дія сил на часточку, яка розміщується на плоскій площині, що коливається:

а — рух часточки донизу по площині; *б* — рух часточки вгору по площині

Щоб розв'язати це завдання, вважатимемо, що: зерновий матеріал рухається, як і плоска частина; опір повітря істотно не впливає на рух матеріалу; коефіцієнт f опору переміщення матеріалу не залежить від товщини його шару і кінематичних чинників.

На часточку масою m, розміщену на плоскій площині AB, діють сила тяжіння $G = mg$, сила інерції $Pj = mr\,\omega^2 \cos\,\omega t$, реакція N і сила тертя F.

У положенні кривошипа в *III* і *IV* четвертях часточка може зміщуватися донизу по площині, а в *I* і *II* — вгору.

Донизу по площині решета часточка переміщуватиметься тоді, коли сума проекцій усіх сил у площині решета, що діють на часточку зліва направо, перевищуватиме силу тертя. Отже, умову переміщення матеріалу вниз по площині можна записати у вигляді:

$$G \sin\alpha + Pj \cos\xi > F = fN = f\,(G\cos\alpha - P_j \sin\xi),$$

або

$$mg\ sin\alpha + mj\ cos\xi > \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi}(mg\ \cos\alpha - mj\ sin\xi) \qquad (9.5)$$

де α — кут нахилу площини; ξ — кут між площиною і напрямком коливань; φ — кут тертя часточки матеріалу по площині.

Якщо зробити певні перетворення для «мертвих» положень площини, коли cosωt = 1, то отримаємо прискорення площини решета, яке забезпечує можливе переміщення часточки донизу:

$$J_{\text{вн}} = \omega^2 r > g\frac{\sin(\varphi-\alpha)}{\cos(\xi-\varphi)}. \qquad (9.6)$$

Умову переміщення матеріалу вгору по площині решета можна записати у такому вигляді:

$$Pj\cos\xi > G\sin\alpha + F,$$

або

$$mj\ cos\ \xi > mg\ sin\ \alpha + tg\ \varphi(mg\cos\alpha + mj\sin\xi) \quad (9.7)$$

звідки після перетворень для «мертвих» положень площини знаходимо потрібне прискорення:

$$J_{\text{вг}} = \omega^2 r > g\frac{\sin(\varphi+\alpha)}{\cos(\xi-\varphi)}. \qquad (9.8)$$

Часточка може відриватися від площини решета, якщо P_j спрямована зліва направо і реакція $N = 0$, тобто

$$N = mg\cos\alpha - mj\sin\xi = 0, \qquad (9.9)$$

звідки для аналогічних умов

$$J_{\text{від}} = \omega^2 r > g\frac{\cos\alpha}{\sin\xi}. \qquad (9.10)$$

Урахувавши відношення $k = \frac{\omega^2 r}{g}$, що є показником кінематичного режиму, можна отримати такі випадки руху часточки:

- спільний рух із площиною, коли

$$k_c < \frac{\sin(\varphi-\alpha)}{\cos(\xi-\varphi)};$$

- ковзання часточки донизу по решету

$$k_{\text{вн}} > \frac{\sin(\varphi-\alpha)}{\cos(\xi-\varphi)};$$

- ковзання часточки не тільки донизу, а й угору, коли

$$k_{\text{вг}} > \frac{\sin(\varphi+\alpha)}{\cos(\xi-\varphi)};$$

- *відривання часточки від площини решета, коли*

$$k_{\text{від}} > \frac{\cos\alpha}{\sin\xi}.$$

Для того щоб зерновий матеріал рухався по решету без відривання від площини з ковзанням угору і донизу, показник робочого кінематичного режиму $k_{\text{р}}$ має бути у такому співвідношенні:

$$k_{\text{від}} > k_{\text{р}} > k_{\text{вг}} > k_{\text{вн}}.$$

Кут тертя насіння зернових культур по сталі ϕ = 18...30°. Кут нахилу решіт має бути менший за це значення, щоб не відбувалося ковзання матеріалу по решету, коли воно нерухоме.

9.4.2. Умови проходження зерна крізь отвори решета

П е р ш а (основна) умова проходження зерна крізь отвори — вибір такого решета, яке має робочий розмір отворів (діаметр або ширину) більший, ніж відповідний розмір зерна.

Д р у г а умова пов'язана зі швидкістю переміщення зерна по решету. Кінематичний режим роботи решета має забезпечувати таку швидкість руху часточок по ньому, яка б не перевищувала певної межі. Швидкість відносного руху часточок має забезпечувати можливість западання їх в отвори решета.

Розглянемо випадок проходження часточки у вигляді шару діаметром 2*r* крізь продовгуватий отвір, завдовжки *l* решета, яке нахилене під кутом α до горизонту і здійснює поздовжні коливання (рис. 9.7).

Нехай часточка рухається, як тіло, кинуте з початковою швидкістю *v*. За малої швидкості досить великої довжини отвору решета часточка встигне пройти крізь нього. Якщо швидкість більша, а довжина отвору мала, то часточка в польоті може рухатися так, що не потрапить у отвір і буде відкинута внаслідок удару нижньою частиною в протилежний край отвору. У крайньому разі, часточка ще зможе пройти крізь отвір, якщо вона вдариться в край отвору точкою, яка лежатиме на рівні центра ваги.

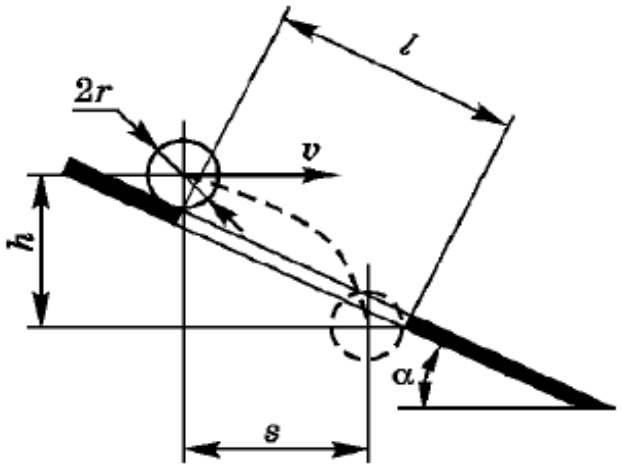


Рис. 9.7. Схема до визначення умов проходження зерна крізь отвори

При цьому, нехтуючи опором повітря і товщиною решета, можна записати два рівняння, які описують горизонтальне і вертикальне переміщення часточки:

$$s = l\cos\alpha - r = vt; \tag{9.11}$$

$$h = l\sin\alpha + r = \frac{gt^2}{2}. \tag{9.12}$$

Як результат спільного розв'язання рівнянь (9.11) і (9.12), знаходимо, що за заданих розмірів зерна, довжини отвору і кута нахилу решета відносна швидкість часточок, яка забезпечує проходження їх крізь отвори, має становити:

$$v \le (l\cos\alpha - r)\sqrt{\frac{g}{2(l\sin\alpha + r)}}\,.$$

Під час сортування пшениці відносна швидкість матеріалу на решеті, як правило, становить 0,35…0,45 м/с.

Вибираючи кінематичний режим, частоту коливань решета можна збільшувати до таких значень, за яких часточки встигатимуть западати в отвори.

9.4.3. Повнота розділення зерна і режим роботи решіт

Під час роботи решета, що коливається, із зернової суміші одні компоненти сходять з нього, а інші проходять крізь отвори («схід», «прохід»). Сходять більші компоненти, а проходять ті, товщина чи ширина яких менша, ніж розмір отвору решета (довгастого чи круглого).

Повноту розділення зерна $E_п$ визначають за формулою:

$$E_п = \frac{m}{m_i}100\%,$$

де m — маса домішок або фракцій, відокремлених решетом; m_i — маса домішок і некондиційних фракцій, які містяться у вихідному матеріалі.

Вміст домішок і некондиційних фракцій m_i у вихідному матеріалі оцінюють таким чином.

Відбирають 3—5 проб масою не менш, як 1200 г кожна. Проби обробляють на класифікаторі упродовж 15 хв. Визначають масу зерна, яка потрапила в кожний із класів, і масу m_i домішок.

Для решіт зерноочисних машин показник повноти розділення $E_п$ = 0,8 — для насіннєвого матеріалу з високою якістю розділення; $E_п$ = 0,65 — середньою; $E_п$ = 0,5 — низькою.

На роботу решета впливає його довжина. Графік зміни повноти розділення $E_п$ залежно від довжини L решета наведено на рис. 9.8.

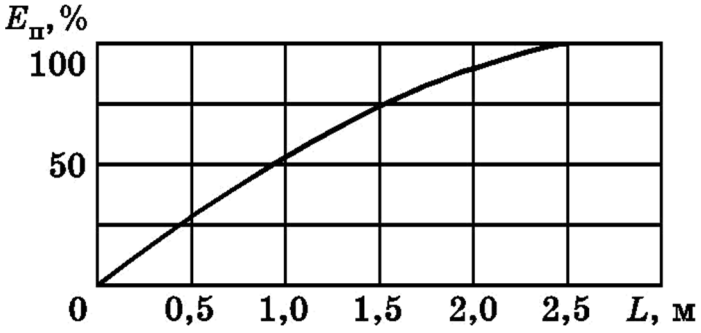


Рис. 9.8. Зміна показника повноти розділення за довжиною решета

Показник повноти розділення $E_п$ залежить від правильного підбору решіт, оптимального їх завантаження, довжини і вибраного кінематичного показника роботи.

9.4.4. Кінематичний режим роботи решіт

Характер руху зернової суміші на решеті залежить від показника кінематичного режиму *k,* кута нахилу решета α, напрямку коливань ξ і кута тертя матеріалу по робочій поверхні.

Із підвищенням кінематичного режиму до певної межі прохід часточок крізь отвори решета збільшується, що поліпшує розділення. Нахил решета у бік сходу зменшує відносний шлях руху матеріалу по ньому, а швидкість руху часточок до виходу зростає.

Якість роботи решіт залежить від швидкості переміщення матеріалу по ньому і від загального шляху, який проходить кожна окрема часточка. Зменшення відносної швидкості і збільшення шляху переміщення матеріалу поліпшує якість роботи решіт. З іншого боку, зменшення швидкості спричинює зниження продуктивності.

Ці чинники значною мірою залежать від властивостей культури та її засміченості. Згідно з дослідними даними рекомендовано такі режими роботи решіт (табл. 9.3).

Таблиця 9.3

Установлення і режими роботи решіт

Культура	Кінематичний режим роботи	Кут нахилу решета коливань, град	Кут напрямку коливань, град	Повнота розділення, %
Жито, пшениця	2,2…3,0	6…9	0…8	82…88
Горох	0,5…0,7	4…8	3…5	80…87
Льон	1,4…1,7	4…6	12	60…65
Трави	0,8…1,5	4…9	6	55…60

9.4.5. Навантаження на решета та їх продуктивність

Кількість зернової суміші, яка надходить на решето, впливає на повноту розділення та його продуктивність. Зі збільшенням навантаження повнота розділення погіршується, а продуктивність зростає.

Продуктивність решіт W пропорційна їхній площі $F_р$, тобто

$$W = q_0 F_р,$$

де q_0 — питоме навантаження на одиницю площі решета, кг/(с·м^2) (для комбайнових решіт q_0 = 1,5…2,5; для решіт попереднього очищення q_0 = 1,6…2,0; для сортувальних решіт q_0 = (0,5…0,6).

Найбільше питоме навантаження мають решета з більшою площею живого перерізу.

Відносний живий переріз решета μ_ρ є відношенням площі всіх отворів F_0 до загальної площі решета $F_\text{р}$:

$$\mu_\rho = \frac{F_0}{F_\rho}.$$

Продуктивність решета прямо пропорційна живому перерізу, який, проте, обмежений умовами міцності решета. Найбільший живий переріз мають жалюзні решета, тому вони найпродуктивніші.

9.5. Робота циліндричного трієра

Циліндричні трієри поділяють насіння за довжиною. Основним робочим органом трієра (див. рис. 9.1*г*) є коміркова поверхня, а робочим елементом — комірка. Циліндр установлюють під невеликим кутом до горизонту. Всередині нього розміщено жолоб. Під час обертання циліндра комірки захоплюють тільки те насіння, довжина якого менша за діаметр комірок. За певного кута повороту циліндра насіння або домішки під дією власної ваги випадає з комірок і потрапляє в жолоб, з якого назовні виносить шнек. Довше насіння, яке не вміщується в комірках або не утримується в них до того, поки вони не піднімуться вище від приймальної кромки жолоба, виходить із циліндра.

9.5.1. Теоретичні основи роботи трієра

Під час обертання трієрного циліндра зернова суміш поступово переміщується певним шаром з одного кінця до іншого. Комірки, проходячи під цим шаром, заповнюються короткими зернами, які потім виносяться в жолоб.

З робочою поверхнею циліндра контактують часточки нижнього шару. При цьому можливі два випадки: зерно потрапило в комірку; зерно розмістилося між комірками, тобто не потрапило до неї.

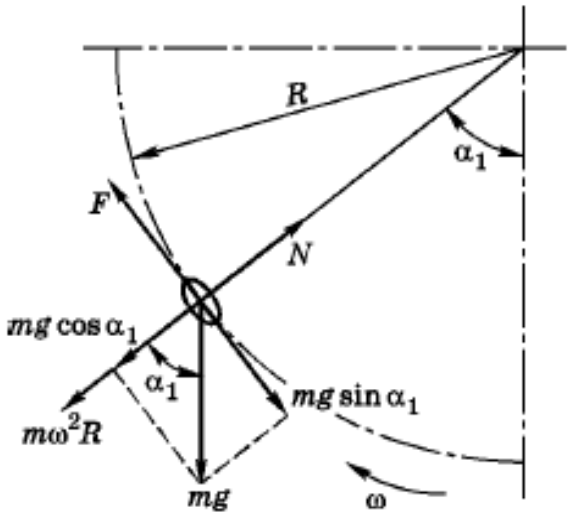


Рис. 9.9. Схема до визначення кута початку ковзання довгих домішок у трієрі

Під час обертання циліндра радіусом R за певного кута α_1 (рис. 9.9) зерна, які не потрапили до комірки, починають ковзати.

Визначимо кут початку ковзання зерна. На зерно масою m діють сила тяжіння mg, реакція N, сила тертя F і відцентрова сила $m\omega^2 R$.

Умову початку ковзання запишемо у вигляді

$$mg \sin \alpha_1 \geq F, \tag{9.13}$$

де

$$F = N\, tg\, \varphi. \tag{9.14}$$

Із рис. 9.9 знаходимо, що

$$N = m\omega^2 R + mg \cos \alpha_1.$$

Підставивши значення N і F в умову (9.13), запишемо її у вигляді:

$$mg \sin \alpha_1 \geq \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi}(m\omega^2 R + mg \cos \alpha_1). \tag{9.15}$$

Після перетворення отримаємо

$$\sin \alpha_1 \cos \varphi - \sin \varphi \cos \alpha_1 \geq \frac{\omega^2 R}{g} \sin \varphi. \tag{9.16}$$

Беремо

$$\frac{\omega^2 R}{g} = K,$$

де K — кінематичний режим роботи трієра.

З урахуванням зведення лівої частини виразу (9.16) можна записати:

$$\sin \alpha_1 \cos \varphi - \sin \varphi \cos \alpha_1 = \sin(\alpha_1 - \varphi). \tag{9.17}$$

Тоді

$$\sin(\alpha_1 - \varphi) \geq K \sin \varphi$$

або

$$\alpha_1 - \varphi \leq \arcsin(K \sin \varphi).$$

З останнього виразу знаходимо кут початку ковзання:

$$\alpha_1 \leq \varphi + \arcsin(K \sin \varphi). \tag{9.18}$$

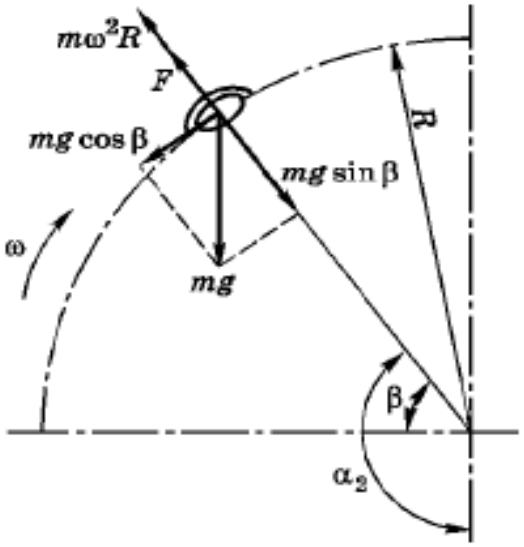


Рис. 9.10. Схема до визначення кута випадання зерна з комірки трієра

Визначимо кут випадання зерна з комірки трієра (рис. 9.10). У комірці зерно перебуває у відносному спокої доти, доки всі сили, що діють на зерно (у тому числі сили інерції $m\omega^2 R$ від переносного руху), будуть зрівноважені.

У певний момент часу комірка із зерном перебуває у положенні, яке визначає кут α_2, відрахований від горизонтального діаметра циліндра, зерно почне випадати з комірки за умови

$$mg \sin\beta \geq m\omega^2 R + F, \tag{9.19}$$

де $\beta = \alpha_2 - \pi/2$.

Після підставлення у вираз значення $F = N\, tg\, \varphi$, де $N = mg \cos\alpha_2$, і певних перетворень отримаємо

$$\alpha_2 \geq \frac{\pi}{2} + \varphi + \arcsin(K \cos\varphi), \tag{9.20}$$

де $K = \frac{\omega^2 R}{g}$. Із нерівності (9.20) випливає, що кут α_2, на який зернина піднімається коміркою, не випадаючи з неї, залежить від кута φ тертя і показника K кінематичного режиму.

Зі зменшенням коефіцієнта тертя між часточкою і коміркою кут α_2 зменшується. Значення кутів тертя для культур, які відокремлюють комірки трієра, коливаються в значних межах: для кукіля φ = 5…20°, для пшениці φ = 15…35°. Отже, зерно випадатиме з комірки в певній зоні. Тобто кут випадання α_2 відповідатиме значенню φ_{min} і φ_{max} кута тертя.

Для трієрів зерноочисних машин, коли комірки відокремлюють кукіль, α_2 = 39…50°, а в разі відокремлення пшениці α_2 = 48…62°.

9.5.2. Випадання зерна з комірки трієра і встановлення приймального лотка

Припустимо, що зерно починає випадати з комірки в точці O. Після відриву воно рухатиметься по дотичній до кола з точки O як тіло, кинуте під кутом $\frac{\pi}{2}\alpha_2$ до горизонту з початковою швидкістю $u = \omega R$ (рис. 9.11). Виберемо прямокутну нерухому систему координат, початок якої розмістимо в точці O.

У прийнятих координатах x та y рівняння траєкторії вільного руху (польоту) зерна в параметричній формі матиме вигляд

$$x = u\cos(\pi/2 - \alpha_1)\, t = ut \sin\alpha_1$$
$$y = ut\cos\alpha_1 - \frac{gt^2}{2}. \tag{9.21}$$

Розв'язуючи ці рівняння, отримаємо траєкторію польоту зерна, яку визначає рівняння параболи:

$$y = x\, ctg\, \alpha_1 - \frac{x^2}{2KR\, sin^2\alpha_1}. \tag{9.21}$$

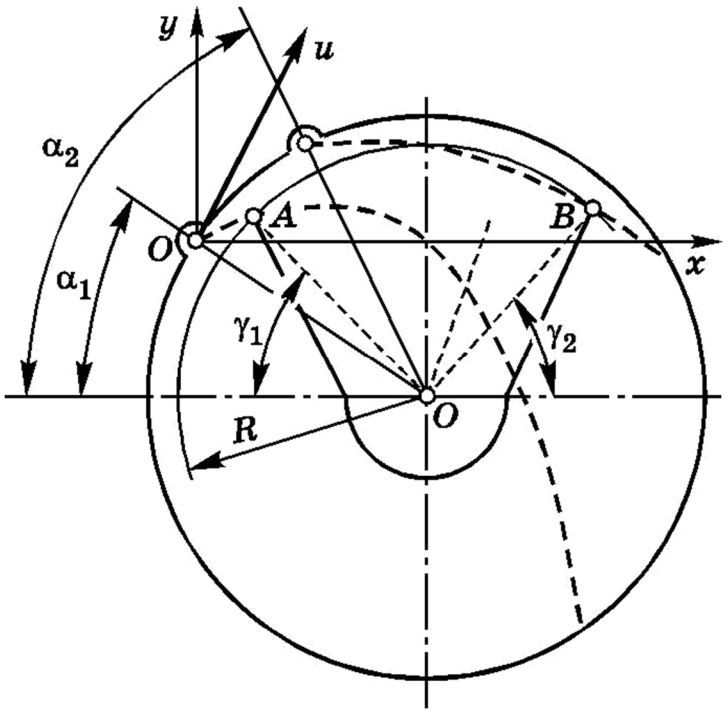


Рис. 9.11. Схема до визначення положення приймального лотка трієра

Зерна, які випали з комірок, мають потрапити в лоток, тому важливо, щоб вони були в межах між передньою і задньою стінками лотка.

Визначимо положення передньої і задньої стінок лотка, виходячи з умови, що траєкторія найнижчої точки випадання, яку визначає кут α_2, перетинає передню стінку лотка в кінцевій точці A, а траєкторія верхньої точки, яку визначає кут α, перетинає задню стінку лотка у точці B.

Положення точок A і B можуть характеризувати кути γ_1 і γ_2, значення яких залежить від кута тертя φ і показника K кінематичного режиму трієра. Зі збільшенням φ і K кут γ_1 зростає, а кут γ_2 зменшується.

Для трієрів зерноочисних машин значення кутів γ_1 та γ_2 такі: кукільних $\gamma_1 = 41°$, $\beta_2 = 88°$, вівсюжних $\gamma_1 = 50°$, $\gamma_2 = 85°$.

Якщо в кукільному трієрі встановити лотік з кутом $\gamma_1 < 41°$, то відходи основної культури збільшаться, а в разі зменшення кута γ_1 поліпшиться повнота відокремлення домішок. Зменшення кута γ_1 у вівсюжному трієрі, навпаки, погіршує повноту відокремлення довгих домішок.

9.5.3. Режим роботи циліндричного трієра

Розглянемо положення циліндра, коли комірка із зерном перебуває у вертикальному положенні, тобто $\omega t = \pi/2$ (рис. 9.12).

Зерно випадатиме з комірки тоді, коли сила тяжіння буде більшою за відцентрову силу, тобто

$$mg > m\omega^2 R. \qquad (9.23)$$

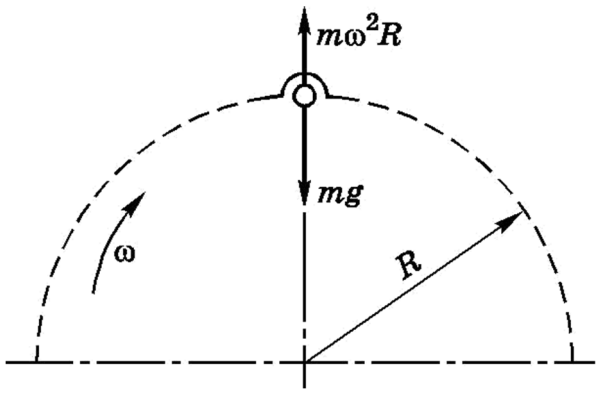


Рис. 9.12. Схема до визначення кінематичного режиму трієра

Поділивши ліву і праву частини нерівності (9.23) на *mg*, отримаємо кінематичний режим роботи трієра

$$1 > \frac{\omega^2 R}{g} = K. \qquad (9.24)$$

Отже, зерно може випадати з комірок, якщо $K < 1$. Для циліндричних трієрів $K = 0{,}4\ldots0{,}7$.

Частоту обертання трієра *n* знайдемо, прирівнявши відомий вираз $\omega = \frac{\pi n}{30}$ із виразом $\omega = \sqrt{\frac{Kg}{R}}$, що випливає з рівняння (9.24), звідти

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{Kg}{R}}. \qquad (9.25)$$

9.5.4. Продуктивність трієра

Існують різні підходи до визначення продуктивності трієра, але найбільш простий і точний метод ґрунтується на використанні питомого навантаження на одиницю площі коміркової поверхні (табл. 9.4):

$$Q = q_0 \pi D L, \qquad (9.26)$$

де q_0 — питома продуктивність, кг/(год•м^2); D — діаметр трієра, м; L — довжина трієра, м.

Таблиця 9.4

Питома продуктивність для основних культур, q_0, кг/(год•м^2)

Культура	Пшениця	Жито	Ячмінь	Овес	Гречка
	650…850	600…750	500…600	350…400	170

Довжина і діаметр циліндра перебувають у певній залежності (табл. 9.5).

Таблиця 9.5

Розміри циліндрів деяких трієрів

Довжина циліндра, мм	Діаметр циліндра, мм			
	400	500	600	800
750	*	*	-	-
1500	*	*	*	-
2250	-	*	*	*
3000	-	-	*	*

9.6. Фрикційне очищення

Фрикційний спосіб очищення ґрунтується на різниці коефіцієнтів тертя зерна окремих фракцій суміші, які за розмірами та аеродинамічними властивостями майже не відрізняються.

Для фрикційного очищення найчастіше використовують рухому плоску похилу поверхню (гірку).

За рівномірного подавання зернової суміші на рухому похилу площину залежно від коефіцієнта тертя зерно по-різному рухатиметься по робочій поверхні площини, як результат відбудеться поділ суміші на фракції.

Розглянемо переміщення часточок по полотну, яке нахилене під кутом α до горизонту (рис. 9.13) і рухається в напрямку швидкості $v_п$.

На часточку, яка надходить на полотно в точці *O*, діють сили тяжіння *P* = *mg*, нормальна реакція *N* і сила тертя *F*.

Рух часточки вздовж полотна можна виразити таким диференціальним рівнянням:

$$m\frac{du}{dt} = mg\sin\alpha - F, \qquad (9.27)$$

де *u* — швидкість руху часточки відносно полотна; *m* — маса зерна.

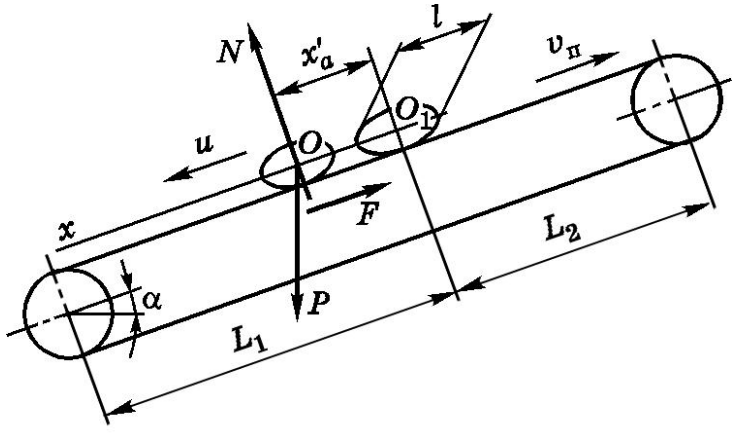


Рис. 9.13. Схема руху часточки на полотні похилої гірки

Враховуючи, що

$$F = Ntg\,\varphi = mg\cos\alpha\,\mathrm{tg}\varphi,$$

де φ — кут тертя часточки по полотну, після перетворення отримаємо:

$$du = g\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi}dt.$$

Після інтегрування рівняння дістанемо вираз для відносної швидкості

$$u = g\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi}t + C.$$

Якщо часточка потрапляє на полотно з нульовою швидкістю, то в початковий момент вона набуває швидкості $v_п$ полотна, тоді стала інтегрування C за $t = 0$ становитиме $C = v_п$.

Підставивши $C = v_п$ у вираз для швидкості відносного руху, матимемо

$$u = u_п = g\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi}t \ . \qquad (9.28)$$

Із рівняння (9.28) випливає, що за $\alpha \le \varphi$ часточка переміщується вгору разом з полотном, а за $\alpha \ge \varphi$ відносна швидкість $u_в$ безперервно зростатиме.

Відносне переміщення x_2 часточки по полотну становить:

$$x_0 = v_п t = \frac{gt^2}{2}\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi}.$$

Часточка разом із полотном за час t переміщується на $x_п = v_п t$.

Отже, абсолютний рух часточки характеризуватиметься різницею:

$$x_a = x_0 - x_n, \text{ або } x_a = \frac{gt^2}{2}\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi} \ . \qquad (9.29)$$

Таким чином, переміщення часточки за абсолютного руху в часі змінюється за законом параболи. Швидкість полотна не впливає на переміщення часточки, що ковзає. Вгору часточки рухаються зі швидкістю полотна.

Для того щоб часточки вкладалися в один шар, потрібно забезпечити для часточок, які ковзають, умову

$$x_a = \frac{gt_1^2}{2}\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi} \ge l,$$

де t_1 — час, упродовж якого часточка переміщується на довжину l.

Розв'язавши це рівняння, отримаємо:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2l\cos\varphi}{g\sin(\alpha-\varphi)}}. \qquad (9.30)$$

Із виразу (9.30) бачимо, що більший кут α нахилу полотна, то менший час t_1, при цьому збільшується продуктивність машини.

Щоб тверді часточки не скочувалися донизу, відстань має бути $L_1 \ge x^1$а. Частина робочої довжини L_2 від місця подавання до верхнього кінця також має бути більшою за величину $x^1_а$, щоб уникнути потрапляння до верхньої фракції часточок з гладенькою поверхнею. У полотенних гірках ($L_1 + L_2$) має бути достатньою, щоб відокремити насіння, навіть з великою різницею коефіцієнтів тертя. Для очищення насіння буряку швидкість полотна беруть 0,65…0,85 м/с, кут α регулюють у межах 18…27°, оптимальне подавання на 1 м ширини полотна вибирають 0,028…0,03 кг/с.

9.7. Повітряні системи

Повітряні системи можуть бути як самостійними машинами, так і складовою зерноочисних машин. Вони відокремлюють легкі домішки із зернової суміші та сортують зерно. Робочими органами повітряних систем є вентилятори, сепарувальні канали, відстійні камери і пиловідокремлювачі.

Повітряні системи відрізняються: за напрямком повітряного потоку — з вертикальним і похилим потоком; за способом надходження повітря в канали — із всмоктувальним, нагнітальним і нагнітально-всмоктувальним потоками; за кількістю сепарувальних каналів — з одним або двома каналами; за способом циркуляції повітря — з розімкненим або замкненим циклом.

Системи із нагнітально-всмоктувальним потоком мають два вентилятори, з яких один нагнітає повітря, а другий всмоктує.

9.7.1. Робочий процес у вертикальному каналі з нагнітанням повітря

Такий потік поділяє зернову суміш на дві фракції: легку, яка піднімається по каналу вгору, і важку, яка надходить донизу до виходу.

У вертикальному нагнітальному потоці на часточку масою m діють сила тяжіння G і сила опору повітря R (рис. 9.5).

Диференціальне рівняння руху часточки масою m матиме вигляд:

$$m = \frac{du}{dt} - R + G = 0 \ , \tag{9.31}$$

де u — швидкість руху тіла.

Ураховуючи (9.31), напишемо вираз для R:

$$R = \frac{G}{v_{\text{кр}}^2}(u_{\text{п}} - u)^2, \tag{9.32}$$

де $v_{\text{п}}$ — швидкість повітряного потоку; $v_{\text{кр}}$ — критична швидкість.

Після заміни R отримаємо

$$\frac{v_{\text{кр}}^2}{g}\frac{du}{(v_n - u)^2 - v_{\text{кр}}^2} = dt. \tag{9.33}$$

Якщо взяти $v_{\text{п}} - u = \omega$, то матимемо $dv_{\text{п}} = -d\omega$.

Після заміни рівняння (9.33) можна записати у вигляді

$$\frac{v_{\text{кр}}^2}{g}\left(-\frac{d\omega}{\omega^2 - v_{\text{кр}}^2}\right)dt. \tag{9.34}$$

Інтегрувавши рівняння, отримаємо

$$-\frac{v_{\text{кр}}}{2g} ln \frac{\omega - v_{\text{кр}}}{\omega + v_{\text{кр}}} = t + A_1,$$

або

$$-\frac{v_{\text{кр}}}{2g} ln \frac{v_{\text{п}} - u - v_{\text{кр}}}{v_{\text{п}} - u + v_{\text{кр}}} = t + A_1,$$

де A_1 — стала інтегрування.

Якщо $t = 0$, $u = 0$.

Тоді

$$A_1 = -\frac{v_{кр}}{2g} ln \frac{v_п - v_{кр}}{v_п + v_{кр}}.$$

Позначивши $v_п + v_{кр} = p$; $v_п$ — $v_{кр} = c$; $\frac{2g}{v_{кр}} = \alpha$, отримаємо

$$ln \frac{(c-u)p}{(p-u)c} = -\alpha t, \text{ або } \frac{(c-u)p}{(p-u)c} = e^{-\alpha t}.$$

Розв'язавши рівняння (9.35), дістанемо

$$u = p + \frac{p-c}{1+\left(\frac{c}{p}\right)e^{-\alpha t}}. \quad (9.36)$$

Аналіз наведеної залежності показує, що швидкість $u = f(t)$ зростає за кривою *OM* (рис. 9.14) і асимптотично «наближається» до значення, яке визначає ордината $C = v_п$ — $v_{кр}$.

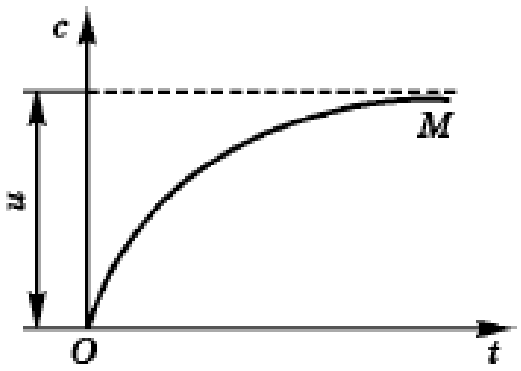


Рис. 9.14. Зміна швидкості руху часточки у вертикальному каналі залежно від часу польоту

Максимальна швидкість u_{max} руху часточки визначатиме різниця між швидкістю $v_п$ повітря і критичною швидкістю часточки $v_{кр}$:

$$u_{max} = v_п - v_{кр}. \quad (9.37)$$

Робочу швидкість v_p вертикального повітряного потоку вибирають залежно від критичної швидкості компонентів, які входять у зернову суміш. Вона має бути більшою за критичну швидкість домішок і меншою від критичної швидкості основного зерна, тобто

$$v_{кр.дом} < v_р < v_{кр.зер}. \quad (9.38)$$

У сучасних зерноочисних машинах застосовують, як правило, два канали повітряного очищення. У першому відокремлюють легкі домішки і пил, а в другому — решту домішок і щупле зерно.

Швидкість повітряного потоку в першому каналі для очищення пшениці, жита, ячменю і вівса беруть 6,0…6,5 м/с, а в другому — 7…8 м/с.

9.7.2. Робочий процес похилого повітряного потоку

Похилий повітряний потік поділяє зернову суміш за принципом розсіювання траєкторій окремих часточок у напрямку швидкості повітряного потоку.

Схему роботи похилого повітряного каналу, в якому початкова швидкість зерна дорівнює нулю, показано на рис. 9.15.

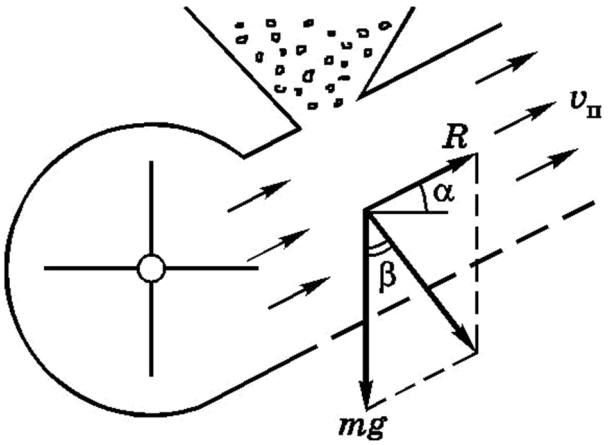


Рис. 9.15. Схема роботи похилого повітряного каналу

На зерно діють сила ваги зерна mg і сила дії повітряного потоку R, яка діє в напрямку швидкості потоку. Напрямок абсолютної швидкості збігається з напрямком рівнодійної $mg + R$. Відхилення абсолютної швидкості на початку руху від вертикалі β.

Розглянемо випадок (рис. 9.16), коли зернова суміш потрапляє до повітряного потоку з деякою початковою швидкістю u_0'.

Зернову суміш розділяє повітряний потік за умови, що вертикальна складова v_z швидкості повітряного потоку менша за критичну швидкість часточки $v_{кр}$, тобто $v_z < v_{кр}$.

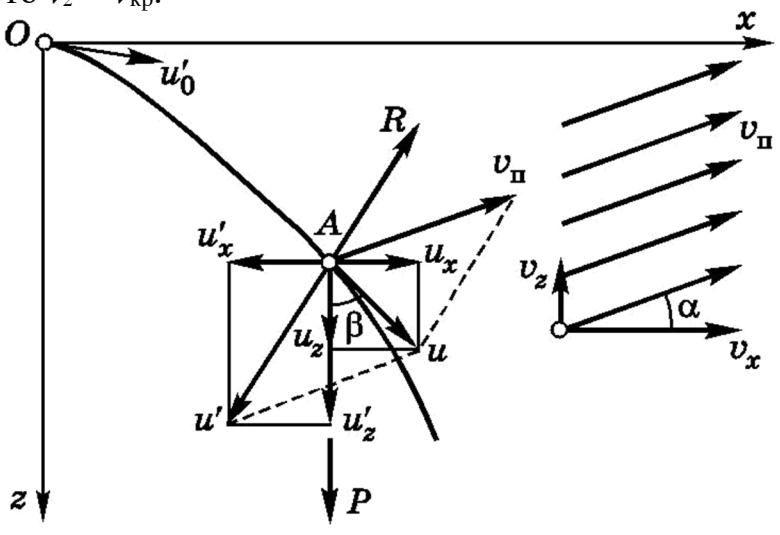


Рис. 9.16. Дія похилого повітряного потоку на часточки

Рух часточки в повітряному потоці залежить від багатьох чинників: властивості компонентів, значення і рівномірності напору повітряного потоку, а також від швидкості, з якою часточка входить у повітряний потік.

Якщо вважати, що повітряний потік ламінарний, сталий за значенням і напрямком швидкості, то на часточку діють сила тяжіння $P = mg$ і сила діючого повітряного потоку R, спрямована в бік, протилежний відносній швидкості руху часточки.

Під дією цих сил часточка рухається в потоці певною траєкторією, причому повний рух складається з переносного руху з потоком і відносно нього.

Нехай u_x' і u_z' — складові швидкості відносного руху в певній точці A траєкторії OA. Тоді проекції швидкості абсолютного руху на осі нерухомих координат x і z будуть:

$$u_x = v_x - u_x' \; ; \; u_z = u_z' - v_z \; ,$$

де v_x і v_z — проекції швидкості повітряного потоку на осі x і z.

Значення проекцій v_x і v_z відносно однакові:

$$v_x = v_{\text{п}} \cos \alpha; \; v_z = v_{\text{п}} \sin \alpha.$$

Відхилення швидкості абсолютного руху u від вертикалі визначає кут β, значення якого знаходять за виразом:

$$tg\ \beta = \frac{u_x}{u_z} = \frac{v_p \cos \alpha - u_x'}{u_z' - u_p \sin \alpha}. \qquad (9.39)$$

У міру переміщення часточки відносна швидкість u' змінюється за значенням і напрямком, намагаючись досягти граничного значення, за якого вертикальна складова $u_{z\ \text{гр}}'$ досягає критичної швидкості $v_{\text{кр}}$ вертикального напрямку, тобто $u_{z\ \text{гр}}' \to v_{\text{кр}}$; $u_x' \to 0$.

Ураховуючи попередній вираз і підставивши в (9.39), отримаємо:

$$tg\ \beta_{\text{гр}} = \frac{v_{\text{п}} \cos \alpha}{v_{\text{кр}} - v_{\text{п}} \sin \alpha}. \qquad (9.40)$$

Для часточок, які надходять у повітряний потік, критична швидкість змінюється від $v_{\text{кр min}}$ до $v_{\text{кр max}}$. У такому разі траєкторія часточок однієї й тієї самої суміші будуть деяким пучком, який визначають кути $tg\ \beta_{\text{гр}\ min}$ і $tg\beta_{\text{гр}\ max}$. Значення кутів знаходять із співвідношення

$$tg\ \beta_{\text{гр}\ min} = \frac{v_{\text{п}} \cos \alpha}{v_{\text{кр}\ max} - v_{\text{п}} \sin \alpha},$$

$$tg\ \beta_{\text{гр}\ max} = \frac{v_{\text{п}} \cos \alpha}{v_{\text{кр}\ min} - v_{\text{п}} \sin \alpha}.$$

Розсіювання пучка траєкторії можна охарактеризувати різницею $\beta_{\text{гр}\ min}$ і $\beta_{\text{гр}\ max}$, яку визначають за виразом:

$$tg\left(\beta_{\text{гр}\ max} - \beta_{\text{гр}\ min}\right) = \frac{tg\ \beta_{\text{гр}\ max} - tg\ \beta_{\text{гр}\ min}}{1 + tg\ \beta_{\text{гр}\ min} tg\ \beta_{\text{гр}\ max}}.$$

Замінивши $\text{tg}\beta_{\text{гр.min}}$ і $\text{tg}\beta_{\text{гр.max}}$ відповідними співвідношеннями, матимемо

$$g\left(\beta_{\text{гр}\,max}-\beta_{\text{гр}\,min}\right)=\frac{v_{\text{п}}\cos\alpha\left(v_{\text{кр}\,max}-v_{\text{кр}\,min}\right)}{v_{\text{кр}\,max}v_{\text{кр}\,min}-v_{\text{п}}\sin\alpha\left(v_{\text{кр}\,max}+v_{\text{кр}\,min}\right)+v_{\text{п}}^2}.$$

Із цього виразу випливає, що розсіювання траєкторії руху частинок залежить від різниці критичних швидкостей і від кута α напрямку швидкості $v_{\text{п}}$ повітряного потоку. Зі збільшенням різниці $v_{\text{кр max}} - v_{\text{кр.min}}$ гранична критична швидкість розсіювання зростає. Зменшення кута α скорочує розсіювання. Горизонтальний потік ($\cos\alpha = 1$) зумовлює менше розсіювання, ніж похилий, тобто ($\cos\alpha < 1$).

Зміну tg ($\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}}$) залежно від швидкості $v_{\text{п}}$ повітряного потоку за $v_{\text{кр min}}$ = 8,5 м/с, $v_{\text{кр max}}$ = 11,5 м/с і різних значеннях кута α = 15, 20 і 25° показано на рис. 9.17.

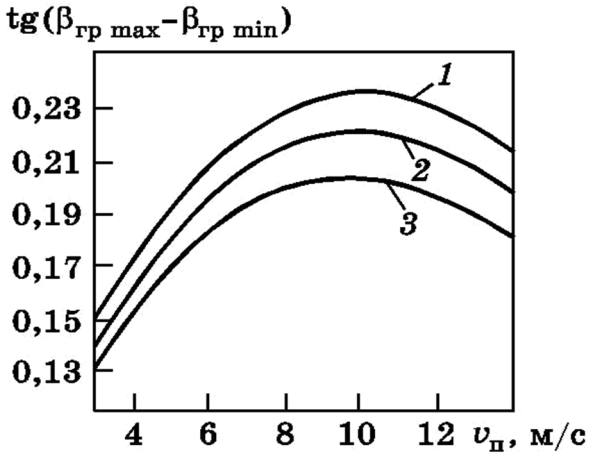


Рис. 9.17. Зміна функції tg($\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}}$) залежно від швидкості повітряного потоку, за кута нахилу:
1 — α = 25°; *2* — α = 20°; *3* — α = 15

Із графіка випливає, що зі збільшенням швидкості $v_{\text{п}}$ розсіювання зростає до певного максимального значення, а потім спадає. Найбільше розсіювання буде тоді, коли похідна від $v_{\text{п}}$ функції ($\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}}$) дорівнюватиме нулю, тобто

$$\frac{dtg\left(\beta_{\text{гр}\,max}-\beta_{\text{гр}\,min}\right)}{dv_{\text{п}}}=0.$$

Диференціювавши вираз (9.41), отримаємо, що максимальне розсіювання траєкторії руху часточок відповідатиме такій швидкості:

$$v_{n\,max}=\sqrt{v_{\text{кр}\,max}\,v_{\text{кр}\,min}}. \qquad (9.42)$$

Отже, робоча швидкість похилого потоку $v_{n\ роб} = v_{n\ max}$, за якого зернова суміш отримує найбільшу розсіюваність, дорівнює середній геометричній з крайніх значень критичних швидкостей. Найкращі результати роботи повітряного потоку під час розділення зернових сумішей, злакових культур отримують за кута нахилу до горизонту 18…30° і швидкості потоку повітря в робочій камері 4,5…8,5 м/с.

9.8. Теорія та розрахунок вентиляторів

9.8.1. Типи вентиляторів

Для створення повітряних потоків у сільськогосподарських машинах застосовують відцентрові, діаметральні, турбінні та осьові вентилятори. Вентилятори поділяють на три групи залежно від тиску, який вони створюють: низького ($H \leq 1$ кПа), середнього ($1 < H \leq 3$ кПа) і високого ($3 < H$).

Для створення повітряного потоку, потрібного для сепарації і очищення зернового вороху, застосовують вентилятори середнього тиску.

Основна ланка вентилятора — робоче колесо. Залежно від форми профілю розрізняють прямолінійні і криволінійні лопатки робочого колеса.

Найпоширенішими є вентилятори з плоскими радіальними і відігнутими назад лопатками. Вони створюють найбільший напір .

Криволінійні лопатки є відігнутими назад або вперед, останні забезпечують більший тиск.

Найбільше застосовують *відцентрові вентилятори.* В зерноочисних машинах використовують вентилятори з прямолінійними відігнутими назад лопатками. Колесо з такими лопатками створює напір низького або середнього тиску за великих витрат. Вентилятори виготовляють з круглим або спіральним перерізом кожухів.

Діаметральні вентилятори (рис. 9.18) складаються з робочого колеса *1* з криволінійними, загнутими в бік обертання лопатками і корпусу *2*, який охоплює колесо в зоні кута $\gamma_1 = 100…140°$ і утворює вихідну горловину. У межах кута γ_2 робоче колесо відкрите.

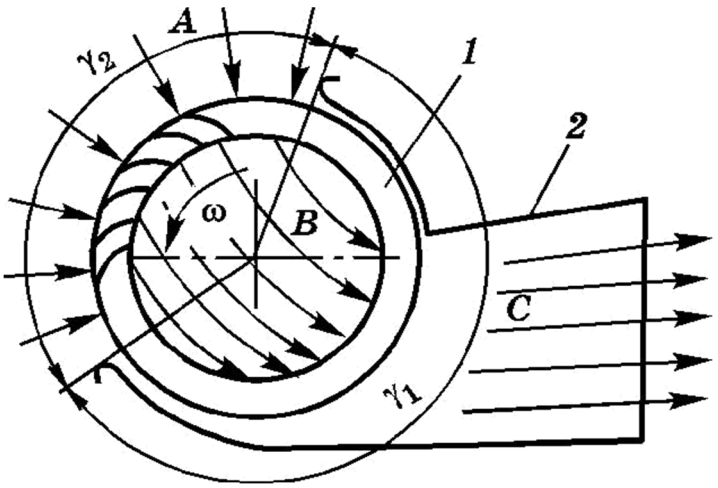


Рис. 9.18. Схема робочого процесу діаметрального вентилятора:
1 — робоче колесо; *2* — корпус;
A — зона входу повітря; *B* — зона повітря всередині колеса;
C — зона виходу повітря

Унаслідок обертання лопатки захоплюють повітря в зоні відкритої частини колеса (зона *A*) і проганяють його всередину колеса (зона *B*). З цієї зони повітря під дією відцентрових сил нагнітається в зону *C* вихідного каналу. Отже, лопатки колеса двічі діють на повітря, надаючи потоку вищих та більш рівномірних швидкостей у вихідному каналі порівняно з відцентровими вентиляторами. Діаметральні вентилятори за габаритними розмірами менші, ніж відцентрові, але вони більш енергоємні. Їх використовують у зерноочисних машинах для створення рівномірного потоку за шириною решіт.

Осьові вентилятори засмоктують і нагнітають повітря в напрямку осі обертання лопаток. Вони створюють менший тиск, ніж відцентрові й діаметральні, хоча падіння швидкості повітря в разі віддалення від сопла менше. Осьові вентилятори застосовують, як правило, для провітрювання зерносховищ та інших приміщень.

Основними параметрами, які характеризують вентилятори, є витрата повітря Q, м^3/с, і повний напір H, Па, що дорівнює сумі динамічного $H_д$ і статичного $H_{ст}$ напорів.

9.8.2. Основне рівняння вентилятора

За основним рівнянням визначають теоретичний напір $H_т$. Розглянемо вентилятор із загнутою назад криволінійною лопаткою, яка має радіуси r_1 і r_2 (рис. 9.19).

Нехай часточка повітря масою m лежить у точці *A* на відстані r від центра обертання і переміщується з деякою абсолютною швидкістю *C*, напрямок якої визначає кут β.

Кількість руху часточки повітря, що перемістилася за 1 с через точку *A*, дорівнюватиме *mC*, а момент кількості руху $M = mCr\ sin\beta$.

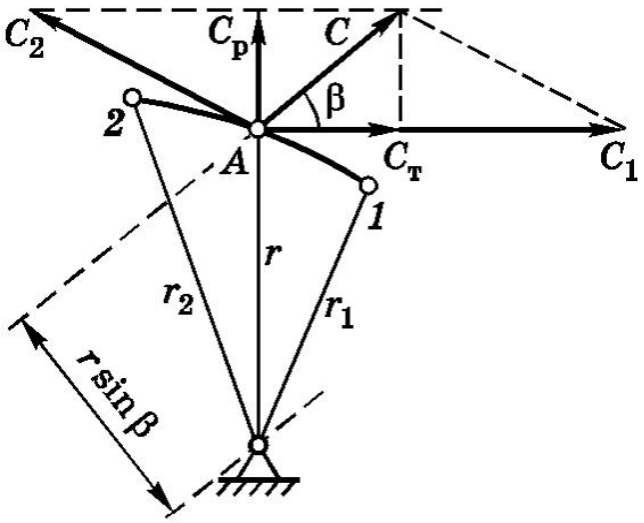


Рис. 9.19. Схема для виведення основних співвідношень роботи вентилятора

Розклавши швидкість C на радіальну Cp і тангенціальну Cm складові, покажемо M у вигляді

$$M = mrCm$$

Отже, для входу (точка *1*) і для виходу (точка *2*) можна записати значення M_1 і M_2:

$$M_1 = mr_1C_{т1} \; ; \; M_2 = mr_2C_{т2} \; .$$

Різниця $M_1 - M_2 = \Delta M$ є зміною кількості руху маси повітря під час проходження її через лопатки вентилятора.

У такому разі повітря за кутової швидкості обертання ω робочого колеса вентилятора набуває енергію, що дорівнює $E = \omega\Delta M$, тобто

$$E = m\omega(\; r_2C_{\;т2} - r_1C_{т1}).$$

Позначивши $u_1 = \omega r_1$ і $u_2 = \omega r_2$, а також врахувавши, що

$$m = Q\rho_п,$$

де $\rho_п$ — об'ємна вага повітря, можна записати вираз енергії E для об'єму повітря Q, м^3:

$$E = Q\rho_п \; (u_2C_{т2} - u_1C_{т1}).$$

Теоретичний напір $H_т$ показує собою енергію 1 м^3 і при цьому дорівнює

$$H_т = E \; / \; Q = \rho_п \; (u_2C_{т2} - u_1C_{т1}).$$

Отримане рівняння Ейлера і є основним рівнянням відцентрового вентилятора. Воно визначає теоретичний напір, створюваний вентилятором без урахування втрат на опір.

Застосовують три основні співвідношення параметрів роботи вентилятора.

1. *Теоретичний напір*, створюваний вентилятором, змінюється пропорційно частоті обертання робочого колеса n^2, тобто

$$\frac{H_т}{n^2} = const.$$

Умовою, яка характеризує безперервність потоку повітря у вентиляторі, буде рівність

$$Q = 2\pi r_2bC_{р2} \; ,$$

де b — ширина лопатки.

2. *Витрата повітря* Q пропорційна частоті обертання робочого колеса, тобто

$$\frac{Q}{n} = const.$$

3. Енергія, якої набуває потік повітря, а отже, і витрата потужності на роботу пропорційні кубу частоти обертання вала вентилятора, тобто

$$\frac{E}{n^2} = \frac{N}{n^3} = const.$$

9.8.3. Вибір вентилятора

Вихідними даними для вибору вентилятора є швидкість $v_п$ на виході із горловини, витрата повітря $Q_п$, що подається в канал і повний тиск, який має створити вентилятор.

Швидкість на виході із горловини вентилятора витримують такою, щоб вона перевищувала критичну швидкість $v_п$ тих компонентів маси, які потрібно видалити, тобто

$$v_п = \alpha_п v_{кр},$$

де $\alpha_п$ — коефіцієнт перевищення швидкості.

Критична швидкість для зерна пшениці становить 8,9…11,5 м/с. Рекомендовано такі значення $\alpha_п$: для соломи завдовжки до 200 мм — 1,1…1,7; полови — 1,9…3,7; збоїни — 2,5…5,0; обмолочених колосків — 1,5…3,0.

Витрати повітря $Q_п$, що подається, або продуктивність вентилятора, беруть, виходячи з допустимої маси домішок, які видаляються одиницею маси повітря, за виразом:

$$Q_п = m_п/\lambda.$$

Масу $m_п$ розраховують за масою зерна $m_з$, яку пропускає очисник за 1 с, виходячи з такого виразу:

$$m_п = \varepsilon m_з,$$

де ε — коефіцієнт, який визначає масову частку полови, яку потрібно видалити.

Коефіцієнт ε для комбайнового очищення становить від 0,2 до 0,25; для зерноочисних машин попереднього очищення — від 0,05 до 0,1; остаточного очищення — від 0,03 до 0,05.

Коефіцієнт концентрації λ = 0,15…0,30.

Повний тиск H знаходять за динамічним $h_д$ і статичним $h_{ст}$ тиском, тобто

$$H = h_д + h_{ст}\ .$$

Динамічний тиск визначає кінетична енергія одиниці об'єму повітря:

$$h_д = \rho_п \frac{v_п^2}{2}.$$

Статичний тиск визначають втрати у вентиляторі і дорівнює:

$$h_{ст} = (1{,}5...3{,}0)h_д.$$

9.9. Основи теорії сушіння зерна

Сушіння зерна ґрунтується на принципі видалення вологи та перетворення її на пару і пов'язане з підведенням потоку теплоти до матеріалу для випаровування вологи. Залежно від способу передавання теплоти розрізняють такі способи теплового сушіння: радіаційний, сорбційний, конвективний, кондуктивний (контактний), електричний (струмами високої частоти) і молекулярний (сублімація).

Радіаційний спосіб сушіння (природний) характеризується тим, що потік теплоти до вологого зерна підводять у вигляді променевої енергії сонця. Найкраще здійснювати сушіння в сонячну погоду з вітром поблизу складських приміщень на ущільнених майданчиках або зі штучним покриттям. Зерно розстилають шаром 10…15 см, на поверхні шару роблять борозенки в напрямку вітру.

Для сушіння зернового матеріалу (квасолі, сої, гороху, вики тощо), який не витримує сушіння або втрачає цінні властивості, використовують *сорбційний спосіб*, який передбачає змішування вологого зерна з вологопоглиначем (хлоридом кальцію, осиковими плашками, тирсою тощо) і витримують протягом певного часу. При цьому вологість всієї зернової маси вирівнюється. Вологопоглинач вибирають з таким розрахунком, щоб його було легко відокремити від висушеного зерна.

Конвективний спосіб сушіння є найпоширенішим. За такого способу теплота, потрібна для нагрівання матеріалу і випаровування з нього вологи, передається йому конвекцією від рухомого газоподібного теплоносія (нагрітого повітря або його суміші з газами продуктів згоряння), який називають *агентом сушіння*. Агент сушіння не тільки передає теплоту матеріалу, а й поглинає і виносить випарувану з нього вологу.

9.9.1. Властивості зерна як об'єкта сушіння

Зерновий матеріал є капілярно-пористим колоїдним середовищем, в якому волога покриває (змочує) поверхню матеріалу, заповнює капіляри і проникає всередину речовини.

Вміст вологи (води і водяних парів) у матеріалі оцінюють відношенням її маси $m_в$ до маси m_1 вологого матеріалу (відносна вологість $w = 100\ m_в/m_1$, %) або до маси $m_с$ абсолютно сухого матеріалу (абсолютна вологість $m_а = 100\ m_в/m_с$, %).

Залежно від вологості злакових і бобових культур зерно поділяють на сухе ($w \le 14$), середньої сухості ($14 \le w \le 16$), вологе ($16 \le w \le 18$) і сире ($w \le 18$).

Термін безпечного зберігання залежить від вологості і температури матеріалу.

У процесі взаємодії з навколишнім середовищем капілярно-пористі колоїдні матеріали поглинають або віддають вологу. Матеріал може поглинати водяні пари з навколишніх газових середовищ або повітря до появи стану рівноваги.

Зміна вологості матеріалу залежно від часу сушіння. Сушіння — процес, параметри якого змінюються в часі. Щоб оцінити характер перебігу процесу будують графіки (рис. 9.20) кривих: $u = f(\tau)$, яка показує залежність між вологовмістом матеріалу u і тривалістю процесу τ; $du/d\tau = f(\tau)$, яка характеризує швидкість сушіння матеріалу, і $\theta = f(\tau)$, яка показує зміну температури матеріалу θ в процесі сушіння.

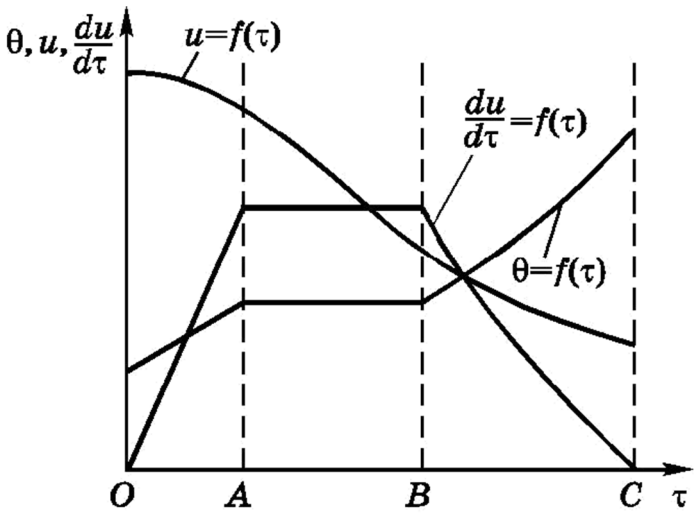


Рис. 9.20. Криві процесу сушіння зерна

Встановлено, що для капілярно-пористих колоїдних матеріалів у період сушіння спостерігається три характерних періоди.

За період *OA* матеріал нагрівається (період прогрівання), з його поверхні волога випаровується в навколишнє середовище. Температура матеріалу швидко підвищується до температури мокрого термометра (температури випаровування рідини), а швидкість сушіння досягає максимального значення. За другий період *AB* (період сталої швидкості сушіння) вологовміст u (або вологість w) матеріалу змінюється по прямій. Швидкість сушіння — похідна від вологовмісту u, яку визначають у кожній точці як тангенс кута нахилу дотичної до кривої сушіння $u = f(\tau)$, має максимальне значення і протягом усього другого періоду залишається незмінною. У цей період волога випаровується з поверхні матеріалу так само, як випаровується вода з відкритої поверхні, тобто вся теплота витрачається на випаровування вологи, а сам матеріал не нагрівається.

За третій період *BC* (період уповільнення швидкості сушіння) зона випаровування вологи поширюється вглиб матеріалу, внаслідок чого швидкість сушіння зменшується. За безперервного потоку теплота, яка надходить до матеріалу від теплоносія, зменшення інтенсивності випаровування вологи з поверхні і утворення зони випаровування зумовлюють підвищення температури нагрівання матеріалу і зменшення швидкості сушіння. Наприкінці третього періоду сушіння температура матеріалу вирівнюється з температурою навколишнього середовища, а криві вологовмісту і швидкості сушіння асимптотично наближаються: перша до рівноваги вологовмісту $u_р$, а друга — до нуля. За рівноваги вологовмісту сушіння зупиняють (швидкість сушіння дорівнює нулю).

9.9.2. Загальна схема процесу сушіння

Розглянемо схему роботи сушарки за конвективного способу сушіння. Сушарка складається з топки, сушильної і охолоджувальної камер (рис. 9.21).

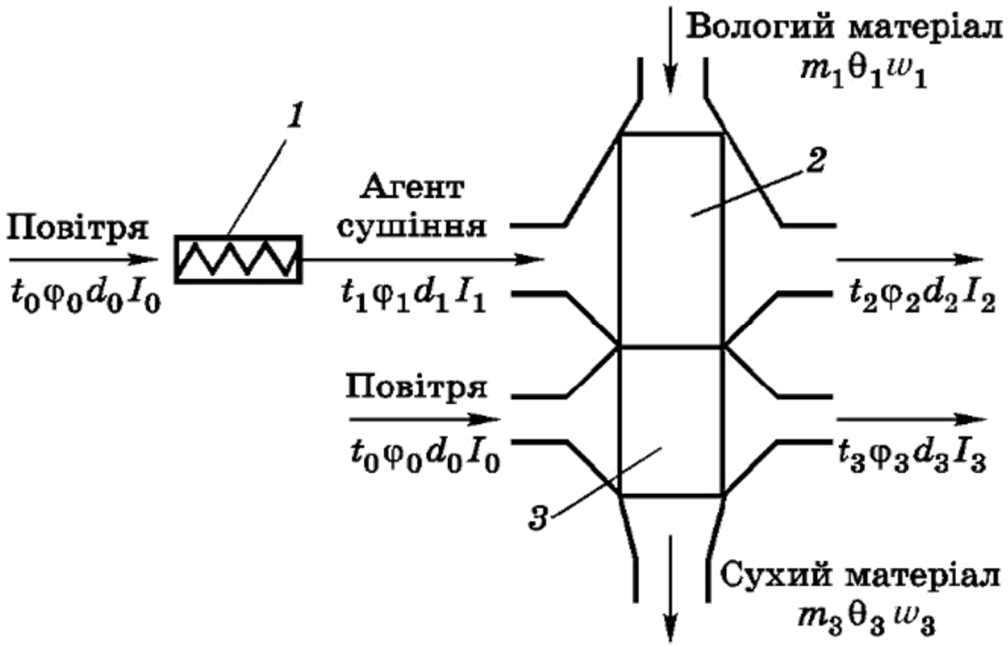


Рис. 9.21. Схема процесу сушіння і охолодження матеріалу:
1 — топка; *2* — сушильна камера; *3* — охолоджувальна камера

Зовнішнє повітря температурою t_0, відносною вологістю φ_0, вологовмістом d_0 і ентальпією (тепловмістом) I_0 змішується в топці *1* з топковими газами, утворюючи сушильний агент з параметрами t_1, φ_1, d_1 і I_1.

До сушильної камери *2* одночасно з агентом сушіння надходить вологий матеріал, який характеризується трьома основними параметрами: масою m_1, температурою θ_1 і відносною вологістю w_1. Взаємодіючи з вологим матеріалом, агент сушіння нагріває його і поглинає вологу, яка випаровується, як результат відпрацьований агент виходить із сушильної камери з параметрами t_2, φ_2, d_2 і I_2 , а матеріал масою m_2 з температурою θ_2 і вологістю w_2 переходить в охолоджувальну камеру *3*.

Атмосферне повітря, яке надходить в охолоджувальну камеру з параметрами t_0, φ_0, d_0 і I_0 на виході з неї має параметри t_3, φ_3, d_3 і I_3. Просушений і охолоджений матеріал масою m_3 виходить із сушарки з температурою θ_3 і вологістю w_3.

Витрата агента сушіння. У процесі сушіння волога, яка випаровується з матеріалу, поглинається агентом сушіння, але загальна її кількість, що бере участь у процесі, залишається сталою. Отже, за сталого режиму сушіння кількість вологи, яка надійшла в сушильну камеру з матеріалом і агентом, дорівнює кількості вологи, що вийшла з камери:

$$m_1 w_1/100 + Q_1 d_1/1000 = m_2 w_2/100 + Q_2 d_2/1000,$$

де Q_1 і Q_2 — маса сухої газоповітряної суміші відповідно у разі входу в сушильну камеру і виходу з неї.

Беручи до уваги, що маса сухої газоповітряної суміші залишається сталою ($Q_1 = Q_2 = Q$ = const), після певних перетворень отримаємо

$$m_1 \frac{\omega_1}{100} - m_2 \frac{\omega_1}{100} = Q \frac{d_2 - d_1}{1000}.$$

Проте оскільки

$$m_1 w_1/100 — m_2 w_2/100 = m_в,$$

де $m_в$ — маса видаленої вологи, тобто $m_в = m_1 — m_2$, то

$$Q = \frac{1000 m_в}{d_2 - d_1}.$$

Масова витрата сухої газоповітряної суміші на 1 кг випаровуваної вологи (питома витрата)

$$q = \frac{Q}{m_в} = \frac{1000}{d_2 - d_1}.$$

Слід зауважити, що подача в сушильну камеру недостатньої кількості сушильного агента зумовлює зниження продуктивності сушарки; надлишкова його кількість спричинює перевитрати енергії. Пов'язане з останнім підвищення швидкості агента сушіння може призвести до винесення із шахти зерна (при $v \geq 6$ м/с) та інших сипких матеріалів, а інколи до погіршення якості просушеного матеріалу.

9.9.3. Режими роботи і продуктивність сушарок

Режими сушіння зерна визначають два основні параметри — температура агента сушіння і тривалість (експозиція) її дії на матеріал. Від значення цих параметрів залежить якість і ефективність сушіння.

Температура і експозиція визначають швидкість сушіння, а отже, і продуктивність сушарок.

Температурні режими сушарок. Температура теплоносія в шахтних і барабанних сушарках визначається культурою, яку висушують, і вихідною вологістю.

Значення максимальної температури теплоносія і експозиції сушіння окремих культур наведено в табл. 9.6.

Залежно від вихідної вологості насіння пропускають через сушарку 1—3 рази. Після кожного пропуску зерно рекомендується охолоджувати і витримувати до чергового пропуску 5...6 год. У процесі вилежування волога всередині зернівки перерозподіляється, переміщуючись із внутрішніх зон до поверхні.

Таблиця 9.6

Режими сушіння насіння зернових культур (пшениці, жита, ячменю, вівса) у шахтних сушарках

Вихідна вологість насіння, w_1, %	Кількість пропусків через сушарку	Максимальна температура носія, ^{0}C	Експозиція сушіння, хв
18	1	70	36…38
20	1	65	42…46
26	1	60	31…33
-	2	65	42…46
30	1	55	32…34
-	2	60	33…35
-	3	65	42…46

Для насіння зернових культур за один пропуск видаляється 6 % вологи, для зернобобових, круп'яних культур і кукурудзи — 3 %, для трав — 7…8 %.

Під час сушіння насіння бобових, круп'яних, кукурудзи та інших культур допустима температура теплоносія $t_{д\ i}$ може виражатися через температуру $t_д$ такою формулою:

$$t_{д\ i} = t_д — \Delta t',$$

де $\Delta t'$ — значення, на яке знижується температура теплоносія під час сушіння насіння різних культур (для гречки, проса і кукурудзи $\Delta t' = 5$ °С, бобових $\Delta t' = 10$ °С).

У барабанних зерносушарках під час сушіння насіння температуру теплоносія встановлюють 110…130 °С.

Температуру теплоносія під час сушіння продовольчого і фуражного зерна в сушарках шахтного типу збільшують в 1,7—2 рази порівняно з температурою сушіння насіння.

Пропускна здатність сушарок. Пропускна здатність сушарок дорівнює масі (в тоннах) матеріалу, вологість якого змінюється від w_1 до w_2 за 1 год. Маса продовольчого зерна (пшениці, вівса, ячменю, соняшнику), висушена за 1 год від 20 до 14 % вологості, дорівнює пропускній здатності $q_{о.н}$, вказаній у маркуванні зерносушарки.

Так, для зерносушарки СЗС-8, маємо — $q_{о.н} = 8$ т/год.

Якщо змінюється вид культури і вихідна вологість, то пропускну здатність можна визначити

$$q_{o\ i} = \frac{q_{о.н.} k_i}{k_\omega},$$

де k_i — коефіцієнт, який залежить від виду культури; k_w — коефіцієнт, який враховує початкову і кінцеву вологість матеріалу.

Під час сушіння насіннєвого зерна пропускна здатність дорівнює 0,6 $q_{о.н}$.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Принципи очищення і сортування зерна.
2. Способи очищення і сортування зерна.
3. Аеродинамічні властивості зернових сумішей.
4. Умови переміщення зерна на решеті, що коливається.
5. Умови переміщення зерна крізь отвори решета.
6. Повнота розділення зерна і режим роботи решіт.
7. Кінематичний режим роботи решіт.
8. Навантаження на решета та їх продуктивність.
9. Кінематичний режим роботи циліндричного трієра.
10. Параметри та продуктивність трієра.
11. Призначення, типи і застосування повітряних систем.
12. Типи вентиляторів і їх застосування.
13. Вибір типу, параметрів і режимів роботи вентилятора.
14. Властивості зерна як об'єкта сушіння.
15. Способи сушіння зерна.
16. Загальна схема процесу сушіння.
17. Режим роботи, пропускна здатність і продуктивність сушарок.

РОЗДІЛ 10
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ

10.1. Характеристика льону як об'єкта збирання

Льон-довгунець — технічна культура, яку вирощують на волокно. Рослина проходить чотири фази стиглості: зелену, ранню жовту, жовту і повну. Визначають фазу за станом стебел, коробочок і насіння. Збирають льон переважно у фазі ранньої жовтої спілості, коли поле має зеленувато-жовтий фон, домінуючий колір мають 65…75 % коробочок і на 2/3 стебла опало листя. При цьому отримують найбільше високоякісного волокна. Рослини льону-довгунцю мають висоту 50…100 см., причому третина — 65…85 см. Діаметр стебла залежить від довжини і в середньому дорівнює 1…2 мм. Кількість стебел на 1 м^2 поля становить у середньому 1000—2000 шт., кількість коробочок на стеблі залежить від довжини і сорту і дорівнює 1—6 шт. Маса стебел становить 80 % від маси снопа. Зусилля висмикування стебла з ґрунту середньої щільності дорівнює 4…8 Н, а зусилля розриву стебла становить 40…50 Н, причому найвищий опір стебла чинять за вологості 60…70 %. Граничний кут згинання, за якого стебло ламається, дорівнює 40…58°.

Машини для збирання льону мають забезпечувати виконання таких вимог, як чистота брання (на неполеглому льоні вона має бути не нижче 99 %, а на полеглому з нахилом стебел до 450 — не нижче 95 %), чистота обчісування стебел (не нижче 98 %), відхід стебел у плутанину під час обчісування не більше 3 %, переривання та переламування стебел — не більше 5 %, втрати насіння – не більше 5 %, механічні пошкодження насіння — до 1 %. Стрічки льону, які розстилаються на полі, не мають накладатись одна на одну, бути прямолінійними та рівномірними за товщиною, без розривів, переплутування і скручування стебел, відносна розтягнутість стебел у стрічці — не більше 1,2 рази, перекіс стебел у стрічці — до 20 %, чистота підбирання стебел із стрічок — не нижче 99 %.

10.2. Машини і способи для збирання льону

Для різних природно-кліматичних зон застосовують три способи збирання льону: сноповий, роздільний і комбайновий.

Сноповий спосіб є традиційним. Льон вибирають у фазі ранньої жовтої стиглості, стебла розстилають у стрічку для пров'ялювання, потім їх вручну в'яжуть у снопи, снопи ставлять у бабки для просушування. Просушений льон обмолочують, а льоносолому знову розстилають тонким шаром для вилежування і отримання трести. Тресту на льонищі піднімають, в'яжуть у снопи і відправляють на льонозавод або складають у господарстві під навіси. Насіння після обмолоту досушують, очищають на очисних машинах і

засипають на зберігання. За такого способу начіпною льонобралкою ТЛН-1,5А поле розбивають на загінки. Потім у загінці льон вибирають причіпною льонобралкою ЛТ-4 із розстиланням стрічкою, а за наявності в’язального апарата ЛТВ-4 із в'язанням у снопи. Тресту піднімають підбирачем ПТН-1. Насіння очищають насіннєочисними машинами СОМ-300 і СМП-0,5. Снопова технологія потребує великих одночасних витрат ручної праці — до 210 люд.-год на 1 га, або 70 % усіх витрат.

Збираючи льон роздільним способом, льонобралка розстилає вибрані стебла тонкою стрічкою на полі (льонищі). Після просушування упродовж 6—7 днів стебла підбирають, обмолочують, солому зв'язують у снопи і відправляють на льонозавод або знову розстилають на льонищі для отримання трести. Лляний ворох затарюють у мішки і перевозять на тік, досушують на сушарках або активним вентилюванням з підігрітим повітрям і остаточно переробляють за допомогою молотарки-віялки МВ-2,5А. Інші машини застосовують такі ж самі, як і для снопового способу.

Найпрогресивнішим є комбайновий спосіб збирання, який дає змогу зібрати врожай у кращі агротерміни, не допустивши втрат, а також в 2,0—2,5 рази зменшити затрати праці. За цього способу льон вибирають і одночасно обчісують коробочки з насінням, а льоносолому розстилають у стрічку для вилежування і отримання трести або в'яжуть у снопи для здавання на льонозавод. Льоноворох доставляють на пункт сушіння, де його обмолочують, насіння в коробочках висушують на сушарці, а потім переробляють на молотарці вороху. Для цього способу передбачено такий комплекс машин: льонокомбайни ЛК-4А, ЛК-4Т, ЛКВ-4А, ЛКВ-4Т, тракторний причіп 2ПТС-6 або 2ПТС-4М-785А, обертачі льону ОСН-1 і ОСН-1А, підбирачі льону ПТН-1 і ПТП-1, підбирач-порцієутворювач ПНП-3, переобладнаний рулонний прес-підбирач ПРП-1,6, навантажувач рулонів ПФ-0,5 з пристосуванням ППЛ-0,5, підбирач-навантажувач снопів ППС-3, льонобралка ТЛН-1,5А, пересувна льономолотарка МЛ-2,8П, молотарка-віялка МВ-2,5А та сушильний пункт з комплектом обладнання для переробки льоновороху.

Льонозбиральні машини розрізняють за способом агрегатування і характером робочого процесу, який залежить від напрямку руху стебел у машині. За способом агрегатування є причіпні, навісні, напівнавісні та самохідні машини. За характером робочого процесу льонозбиральні машини є з поперечним, поздовжнім і поздовжньо-поперечним потоками стебел.

Залежно від розміщення основних робочих органів (брильні й підбиральні апарати) є машини з фронтальним, заднім і боковим розміщенням. Машини з фронтальним розміщенням органів і поздовжнім потоком стебел є прямоточними. За кількістю потоків стебел льонозбиральні машини можуть бути одно- і двопотоковими; два потоки будуть за великої ширини захвату машини.

До причіпних поздовжньо-поперечних машин відносять льонозбиральні комбайни ЛК-7, ЛК-5, ЛК-4М, ЛК-4Т, ЛКВ-4Т, ЛК-4А і ЛКВ-4А. У всіх цих машин бокове розміщення брального апарата відносно трактора, який агрегатує і поздовжньо-поперечний потік стебел з виведенням їх у бік від агрегата. До поздовжньо-поперечного типу машин відносять також причіпний льонопідбирач ПТП-1, який має бокове розміщення підбирального апарата і прямоточний процес підбору стебел і в'язання їх у снопи, але з поперечним виведенням снопів у бік.

До навісних машин належать льонобралки ТЛН-1,5 ТЛН-1,5А і ТЛН-1,9П, які мають фронтально розміщені бральні апарати, різниця між якими полягає в русі потоків стебел. У машині ТЛН-1,5 потік стебел переміщується у поперечному напрямку: стрічку вибраних стебел під час першого проходу укладають збоку трактора на невибраний льон, що є недоліком машини. У льонобралці ТЛН-1,9П потік стебел переміщується у поздовжньо-поперечному напрямку. Потім стебла транспортером повертаються до центру машини і вкладаються у стрічку між колесами трактора.

До напівнавісних машин відносять льонопідбирач-молотарка ЛМН-1 з боковим розміщенням робочих органів і прямоточним процесом та підбирач-навантажувач снопів ППС-3 з боковим розміщенням підбирального апарата і поздовжньо-поперечним переміщенням снопів, що підбираються. Самохідний льонозбиральний агрегат є прямоточним, має два поздовжні потоки стебел і фронтальне розміщення основних робочих органів.

Залежно від кількості технологічних операцій льонозбиральні машини поділяють на прості, комбіновані і універсальні. Прості машини виконують одну чи дві (послідовно) операції над одним видом матеріалу. Наприклад, брання льону і розстилання стебел у стрічку, підбирання стрічки льону та її перевертання. До них відносять льонобралки, перевертачі стрічок, льонопідбирачі.

Льонобральні машини і комбайни випускають у двох виконаннях: із в'язальним апаратом та з розстилальним щитом. Для всіх машин установлено єдиний робочий захват — 1,25 м, ширина секції брального апарата — 38 см, швидкість бральних пасів — 2,5…3,5 м/с, швидкість руху 6…12 км/год, висота брання — 15…40 см.

Серед зарубіжних виробників льонозбиральної техніки добре відомі машини компаній «Union», «Depoortere», «Keres», «Leterm» (Бельгія); «Rivierre Casalis», «Geston», «Dehonte» (Франція); «Bart» (Нідерланди); «Urban», «Kerhart»« (Чехія); «Shelborn» (Великобританія); «Krone», «Claas», «Welger», «Deutz-Fahr» (Німеччина); «Hesston», «New Holland» (США) та інші.

Зарубіжні льонозбиральні машини є переважно самохідними з фронтальним розташуванням основних робочих органів. В останні роки компанії «Depoortere» і «Union» випускають універсальні льонозбиральні

агрегати із змінними робочими органами для брання, піднімання, обертання та розстилання стебел льону.

10.3. Бральні апарати льонобралок і льонозбиральних комбайнів

10.3.1. Типи бральних апаратів

Бральні апарати (рис. 10.1*а—г*) складаються з декількох бральних секцій.

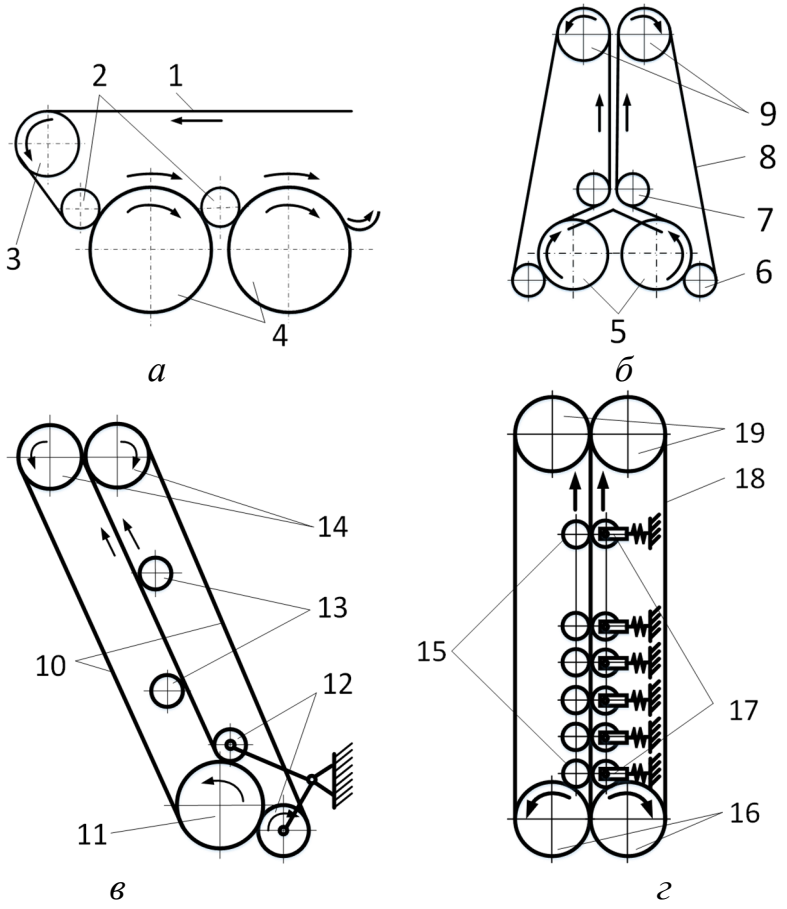


Рис. 10.1. Типи льонобральних апаратів:
а, б — стрічково-дискові; *в, г* — стрічково-роликовий; *1, 8, 10, 18* — бральні паси; *2, 7, 12, 17* — притискні ролики; *3, 9, 14, 19* — ведучі шківи; *4, 5* — обгумовані бральні диски; *6, 11, 16* — ведені шківи; *13, 15* — напрямні ролики

Кожна бральна секція утворена парою притиснутих один до одного нескінченних пасів або пасом і обгумованим диском.

Дві зімкнуті одна з одною суміжні вітки пасів (або частина поверхні диска і притиснута до неї вітка паса), між якими затискаються стебла, утворюють (прямолінійне або криволінійне) бральне русло. За конструкцією бральні апарати поділяють на стрічково-роликові і стрічково-дискові. Під час руху машини бральні апарати затискають спрямовані до них стебла

льону, виривають їх і транспортують до вивідних або обчісувальних пристроїв.

Стрічково-дисковий апарат (рис. 10.1*а*) має гумовий бральний пас *1*, який охоплює ведучий шків *3*, притискні ролики *2* і обгумовані бральні диски *4*. Затиснені між диском і пасом стебла льону під час пересування машини висмикуються із ґрунту.

Стрічково-роликовий апарат (рис. 10.1*в*) має два гумові нескінченні паси *10*, суміжні вітки яких роликами *12, 13* взаємно притискаються. Ролики *12* разом зі шківом *11* утворюють у зоні брання криволінійне русло.

Бральний апарат розміщений під кутом до поверхні ґрунту. Швидкість пасів у 2 — 3 рази більша від поступальної швидкості машини.

10.3.2. Основи теорії бральних апаратів

Робочий процес брального апарата охоплює такі операції: подавання стебел у зону брання; затискання стебел пасами; брання і транспортування рослин.

Подавання стебел. Паси машини здійснюють складний рух: переносний поступальний разом із машиною $v_м$ і відносний обертальний разом зі шківами $v_п$. Нехай стебло, подане подільником, надходить на поверхню паса в точку *A*, звідки зміщується в точку *C*, де воно буде затиснене пасами (рис. 10.2).

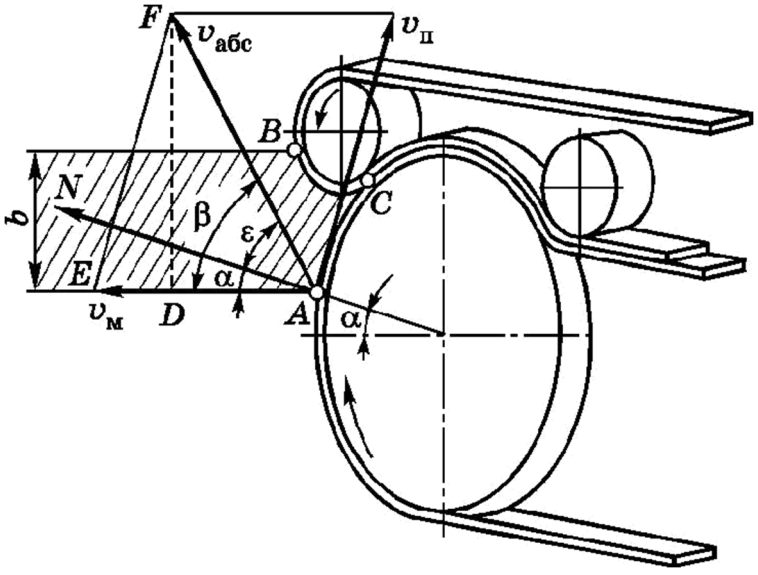


Рис. 10.2. Схема подавання стебел

Зону дії пасів позначено літерою *b*, а межі цієї зони — літерами *A* і *B*. Стебло, завдяки своїй пружності, під час зіткнення з пасом притискується до нього. Сила тертя, яка виникає між стеблом і пасом внаслідок руху останнього втягує стебло в бральне русло. Якщо сила тертя менша сили пружності стебла, то стебла будуть проковзувати, їх повздовжнє відхиляння

при цьому збільшиться, що в свою чергу, призведе до збільшення розтягування стебел у снопах і зниження якості продукції. Щоб уникнути проковзування, треба задовольнити умову:

$$\varepsilon \le \phi, \tag{10.1}$$

де ε — кут між нормаллю N до паса і напрямком абсолютної швидкості $v_{абс}$ у точці A; ϕ — кут тертя стебла по пасу.

Якщо положення стебла у точці A визначити через кут α, то згідно з рис. 10.2 матимемо:

$$\varepsilon = \beta - \alpha,$$

де β — кут, на який відхиляється напрямок абсолютної швидкості $v_{абс}$ від напрямку руху машини $v_м$.

Тепер залежність (10.1) матиме вигляд:

$$\beta - \alpha \le \phi,$$

звідки

$$\beta \le \alpha + \phi, \text{ або } tg\,\beta \le tg\,(\alpha+\phi).$$

Розпишемо тангенс суми двох кутів, враховуючи, що коефіцієнт тертя $f = tg\phi$:

$$tg\,\beta \le \frac{tg\,\alpha+f}{1-f\,tg\,\alpha} \tag{10.2}$$

Розглянемо трикутники ADF і EDF.

Маємо залежності: $EF = v_п$ — як протилежні сторони ромба; $DFE = \alpha$, тому $FD = EF\,cos\,\alpha = v_П cos\,\alpha$; $AD = AE - ED$, але $AE = v_м$, $ED = v_п sin\,\alpha$, тому $AD = v_м - v_п\,sin\,\alpha$.

Після перетворення отримаємо:

$$tg\,\beta = \frac{FD}{AD} = \frac{v_п\,cos\,\alpha}{v_м - v_п\,sin\,\alpha}. \tag{10.3}$$

Позначимо

$$v_п / v_м = \lambda,$$

де λ — показник кінематичного режиму.

Підставимо його значення у формулу (10.3), і після перетворення отримаємо:

$$tg\,\beta = \frac{\lambda\,cos\,\alpha}{1-\lambda\,sin\,\alpha}. \tag{10.4}$$

Прирівнявши значення двох виразів для $tg\,\beta$ і розв'язавши нерівність відносно λ, матимемо:

$$\lambda \le f cos\,\alpha + sin\,\alpha. \tag{10.5}$$

Якщо $f = const$ і $\lambda = const$, то подавання без ковзання залежить від значення кута α, збільшенням якого можна збільшувати λ. Кут α встановлюють боковими прутками подільників. За сталого значення λ входження стебел у русло без ковзання відбуватиметься за більших значень α.

Брання центральних стебел. Центральне стебло розміщується в площині брального русла. Нехай точка захоплення стебла A знаходиться на висоті h від поверхні ґрунту (рис. 10.3).

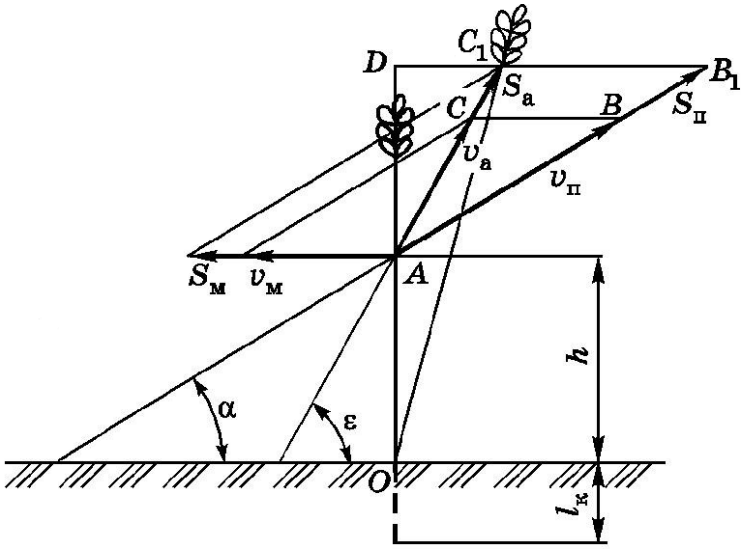


Рис. 10.3. Схема брання центральних стебел

Процес брання відбувається під час переміщення точки *A* під час переносного руху зі швидкістю руху машини $v_м$ і під час відносного руху зі швидкістю руху паса $v_п$. Швидкість v_a абсолютного руху точки *A* складається зі швидкостей $v_м$ і $v_а$. Якщо на початку процесу брання стебло було вертикальним, то закінчення процесу настане у точці C_1, коли корінь завдовжки $l_к$ разом зі стеблом буде повністю висмикнутий з ґрунту і стебло нахилиться.

Абсолютну швидкість брання v_a визначимо з трикутника *ABC*, застосувавши теорему косинусів:

$$v_а = \sqrt{v_м + v_п - 2v_м v_п cos\ \alpha}. \quad (10.6)$$

Абсолютна швидкість брання залежить від кута нахилу α брального апарата. Напрямок швидкості брання v_a визначає кут ε з трикутника *ABC* за теоремою синусів:

$$\frac{v_а}{sin\ \alpha} = \frac{v_п}{sin(180 - \varepsilon)} = \frac{v_п}{sin\varepsilon}.$$

Звідси

$$sin\ \varepsilon = \frac{v_п}{v_а} sin\ \alpha \quad (10.7)$$

Довжину брального ділянки паса $S_п$ визначимо з трикутника AB_1D:

$$AD/AB_1 = sin\ \alpha;\ AE_1 = S_п = AD/sin\ \alpha,$$

але $AD = OD - h$. Нехтуючи поздовжнім відхиленням стебла, визначимо *OD* з трикутника OC_1D:

$$OD = OC_1 sin\ \varepsilon = (h + l_к)\ sin\ \varepsilon.$$

Звідси $AD = (h + l_к)\ sin\ \varepsilon - h$.

Тоді

$$S_п = \frac{(h+l_к)sin\ \varepsilon - h}{sin\ \alpha} \quad (10.8)$$

Визначимо також шлях $S_м$, який пройде машина за час брання. Із трикутника AB_1C_1 за теоремою синусів:

$$\frac{B_1C_1}{sin\,(\varepsilon-\alpha)}=\frac{AB_1}{sin\,\{180°-[\alpha+(\varepsilon-\alpha)]\}}$$

Звідки

$$S_м=\frac{S_п\,sin\,(\varepsilon-\alpha)}{sin\,\varepsilon} \qquad (10.9)$$

Із виразів (10.8) і (10.9) бачимо, що збільшення кута α сприяє зменшенню довжини ділянки брання $S_п$ а також шляху, який походить машина за час брання $S_м$. В існуючих машинах кут нахилу бральних апаратів значний і може регулюватися в межах 45…70°, а довжина брального русла більша, ніж максимальне розрахункове значення $S_п$ і варіюється в межах 22…40 см.

Брання зміщених стебел стрічково-дисковим бральним апаратом. Повне видалення стебла із ґрунту відбувається за умови:

$$T_з > T_б \qquad (10.10)$$

де $T_з$ — тривалість защемлення; $T_б$ — тривалість брання.

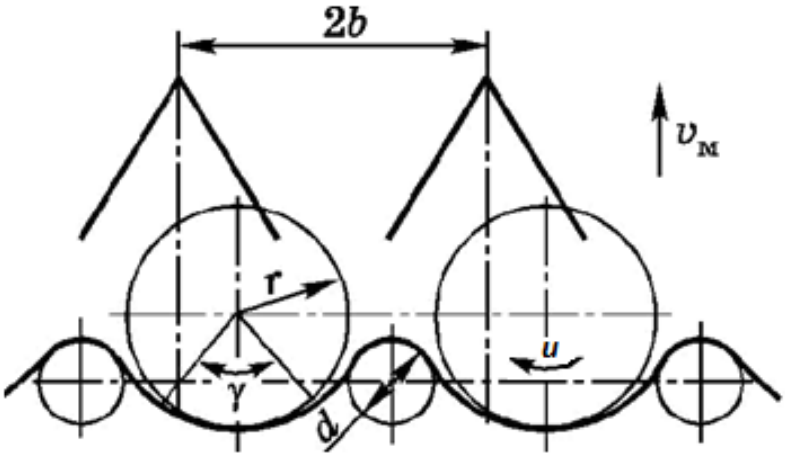


Рис. 10.4. Схема брання зміщених стебел стрічково-дисковим бральним апаратом

Керуючись схемою (рис. 10.4), можемо записати:

$$T_з=\gamma r/u, \qquad (10.11)$$

де γ — кут обхвату шківа пасом, рад; r — радіус брального шківа, м; u — колова швидкість шківа, м/с.

Час висмикування стебла із ґрунту (брання):

$$T_б=S_м/v_м. \qquad (10.12)$$

Підставивши значення (10.11) і (10.12) у вираз (10.10) і беручи до уваги, що $\lambda=u/v_м$, отримаємо:

$$\lambda=\gamma r/S_м. \qquad (10.13)$$

Значення шлях $S_м$ обирається для крайніх лівих (по ходу машини) стебел смужки льону, оскільки їх шлях найдовший: спочатку подільником вони відхиляються вправо, а в процесі брання — зміщуються вліво. Незначним поздовжнім відхиленням стебел, зазвичай, нехтують. Врахувавши поперечне відхилення стебел, а також припускаючи, що зміщення початкової точки русла відносно середини відстані між сусідніми бральними шківами приблизно дорівнює радіусу притискного ролика, визначимо шлях машини $S_м$:

$$S_м = \sqrt{\left(\sqrt{h^2 + b^2} + l_к\right)^2 - h^2} - (b - d)^2,$$

де h — висота брання; b — ширина брального струмка; $l_к$ — довжина кореня; d — діаметр притискного ролика.

Підставивши одержане значення у вираз (10.13), отримаємо:

$$\lambda = \frac{\gamma r}{\sqrt{\left(\sqrt{h^2+b^2}+l_к\right)^2 - h^2 - (b-d)^2}}. \qquad (10.14)$$

Беручи до уваги сталі значення вхідних величин, дійдемо висновку, що брання зміщених стебел забезпечують регулюванням висоти h і швидкістю машини $v_м$.

10.4. Льонозбиральні комбайни

10.4.1. Типи і робочий процес льонозбиральних комбайнів

Льонозбиральні комбайни, як зазначалося вище, є двох типів: із в'язальним апаратом (ЛК-7, ЛКВ-4А, ЛКВ-4Т) та із розстилальним щитом (ЛК-5, ЛК-4А, ЛК-4Б, ЛК-4М, ЛК-4Т). Комбайн вибирає стебла, обчісує коробочки, а потім в'яже стебла у снопи і скидає солому на льонище.

Основні вузли комбайна ЛКВ-4А змонтовано на рамі, яка спирається на пневматичні колеса. Подільники розділяють стебла на чотири смуги завширшки 38 см, які надходять до бральних русел. Бральний апарат висмикує стебла і по чотирьох руслах переносить їх до затискного конвеєра. Затиснені конвеєром стебла він протягує по камері обчісування, в якій гребені обчісувального пристрою відривають від стебел насіннєві коробочки. Після цього обчесані стебла потрапляють на стіл (щит) в'язального апарата. У комбайні з розстилальним щитом обчесані стебла льону сходять по щиту і у вигляді стрічки укладаються на льонище. Насіннєві коробочки повздовжнім транспортером направляються у транспортний візок.

10.4.2. Обґрунтування основних параметрів обчісувальних апаратів

Робочою частиною обчісувального апарата (рис. 10.5) є обчісувальний барабан *2*, який обертається у кожусі *1*.

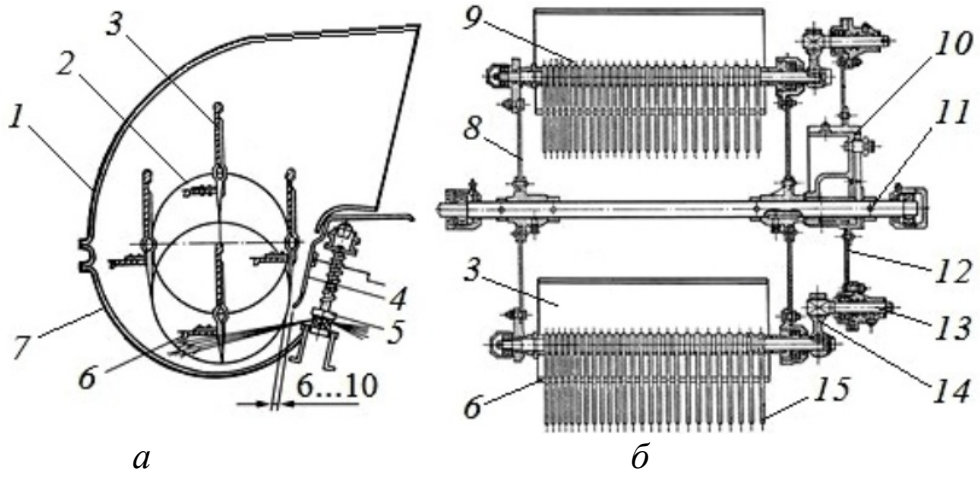


Рис. 10.5. Обчісувальні апарати:
а — однобарабанний; *б* — обчісувальний барабан у складеному вигляді;
1 — кожух; *2* — обчісувальний барабан; *3* — вертикальна лопать;
4 — обмежувальний лист; *5* — затискний транспортер; *6* — горизонтальна лопать;
7 — піддон; *8* — диск; *9* — гребінка; *10* — ексцентрик; *11* — вал;
12 — напрямний диск; *13* — палець; *14* — кривошип; *15* — зуб гребінки

Барабан утворений двома боковими опорними дисками *8* і чотирма гребінками *9* із загостреними зубами *15*. Цапфи гребінок обертаються в шарикопідшипниках, корпуси яких розміщені на опорних (напрямних) дисках *12*. На правому кінці вала кожної гребінки кріпиться кривошип *14*, палець *13* якого вставлений у підшипник напрямного диска *12*. Напрямний диск *12* вільно обертається на ексцентрику *10*. Завдяки ексцентричному розміщенню осі напрямного диска зберігається постійний кут нахилу гребінок під час обертання барабана, а також є можливість змінювати (регулювати) значення цього кута за зміни умов роботи обчісувального барабана. На вал обчісувального барабана змонтовано обгінну муфту, яка під час зупинення машини роз'єднує вал барабана з приводом.

Для безперервного обчісування стебел необхідно, щоб затискний пристрій комбайна (рис. 10.6) рухався поступально зі сталою швидкістю $v_к$, а гребінка була розміщена під певним кутом α до напрямку руху затискного конвеєра і поступально рухалася під кутом до положення стебел у конвеєрі.

Стебла ab, $a^{I}b^{I}$, ..., $a^{V}b^{V}$ обчісуються зубами C_1, C_2,..., C_N гребеня, що обертається навколо осі OO_1. Зуби входитимуть у масу стебел легко і надійно, якщо напрямок зуба збігається з напрямком його швидкості і зуб входить під гострим кутом до поверхні оброблюваного матеріалу.

Зуби на гребінці розміщені кількома групами. Кожна група відрізняється різними проміжками між зубами. Перша група зубів знаходиться на вході у камеру обчісування, має найширші проміжки і здійснює перші прочісування, з метою впорядкування положення стебел у стрічці та розміщення їх паралельно одне одному. Наступне прочісування тих самих стебел

здійснюють зубами груп, проміжок між якими зменшується. Таким чином, здійснюється поступове відділення насіннєвих коробочок від стебел. Відстань між зубами на гребінці обчісувального барабана встановлюють з поступовим зменшенням від 26 мм на вході в обчісувальну камеру, до 15 мм на виході з неї.

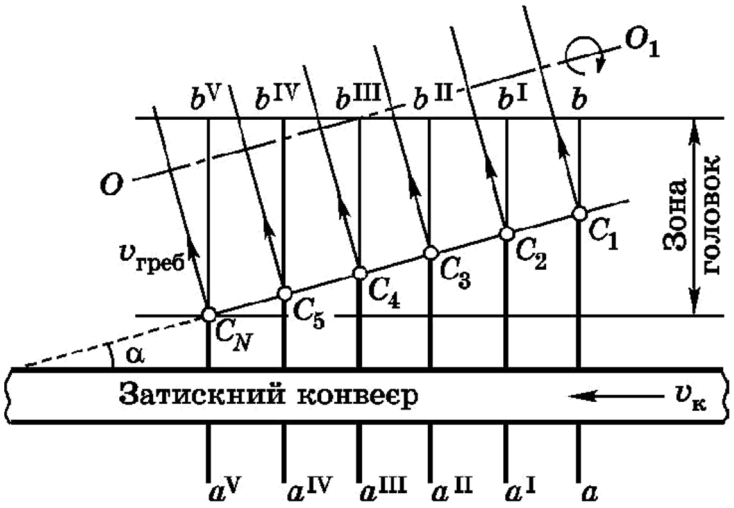


Рис. 10.6. Схема розміщення зубів обчісувального гребеня відносно затискного конвеєра

За малого подавання стебел на стрічку відбувається недообчісування, а за великої — стебла рвуться і відходять у плутанину. Для якісного виконання обчісування кількість стебел на стрічці має бути в межах:

$$1500 < \delta < 6000,$$

де δ — кількість стебел на 1 м стрічки, або щільність стрічки. Її визначають із співвідношення:

$$\delta = q/v_к,$$

де q — кількість стебел, що надходить у машину за 1 с; $v_к$ — швидкість затискного конвеєра.

Кількість стебел, що надходять у машину, визначають залежністю:

$$q = 2bZ\upsilon v_м,$$

де $2b$ — ширина захвату одного брального струмка, м; Z — кількість русел, шт.; υ — кількість стебел на 1 м^2 поля, шт.; $v_м$ — швидкість комбайна, м/с.

Звідки

$$\delta = \frac{2bZ\upsilon v_м}{v_к}.$$

Під час експлуатації льонозбиральних комбайнів значення $2b$, Z, $v_к$ є сталими величинами. Якщо урожайність відома, а отже, відоме значення υ, то за певних значень δ можна визначити оптимальну швидкість комбайна:

$$v_м = \frac{\delta v_к}{2bZ\upsilon}. \qquad (10.15)$$

Для розрахунків приймають δ = 4000…5000 стебел на 1 погонний метр.

Під час входження зубів у стрічку стебла не мають відхилятися в поперечному напрямку. Відхилення стебел під дією гребенів залежить від коефіцієнта тертя стебел по поверхні зубів, від напрямку швидкості кінця зуба відносно його осьової лінії і від кута входження зубів у стрічку α.

Якщо коло барабана зміщено від затискного конвеєра на величину c, зуби нахилені під кутом γ, кінці зубців рухаються по колу радіуса r з центром O_1 , зуб входить у стрічку в точці A (рис. 10.7), то положення точки A визначають розміром «мертвої зони» b:

$$b = c + r + l\,sin\gamma - \sqrt{r^2 - h^2}, \qquad (10.16)$$

де l — довжина зуба; r – радіус барабана, h — відстань від стрічки стебел до центра обертання кінця зуба.

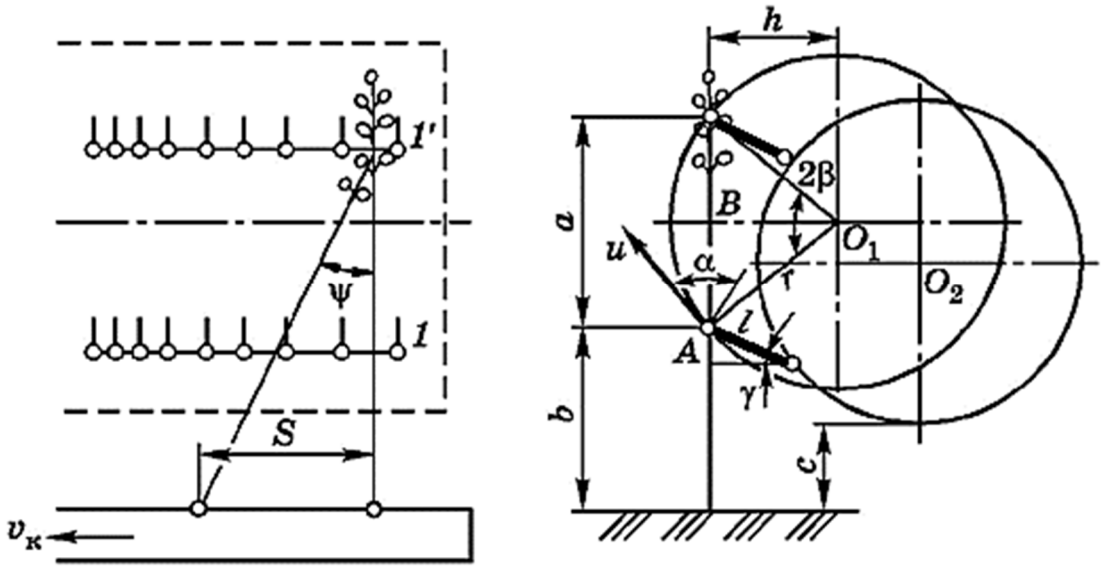


Рис. 10.7. Схема роботи обчісувального апарата

За зростання h «мертва зона» збільшується. На короткостебловому льоні збільшення b зумовлює недообчісування низько розміщених коробочок. Щоб цього уникнути, зменшують h. Вхід зубів у стрічку залежить від кута α між напрямком швидкості зуба і нормаллю до нього.

Із рис. 10.7 випливає, що

$$\alpha = \beta + \gamma$$

але, $\beta = arccos(h/r)$ тоді

$$\alpha = arccos(h/r) + \gamma. \qquad (10.17)$$

Зі збільшенням кута γ і радіуса r барабана збільшується кут α, а за зростання h цей кут зменшується. На практиці значення кута α вибирають у межах 72…75°.

Як раніше зазначалося, що відстань між зубами обчісувальних барабанів змінна — від 26 мм на вході і до 15 мм на виході із зони обчісування. Затискний конвеєр встановлено під кутом 10° до горизонту. Тому відстань h на вході більша, ніж на виході, а ширина зони обчісування a на вході менша, ніж на виході. Враховуючи розподіл насіннєвих коробочок за довжиною стебел і розтягнутість стебел у стрічці, довжину зони обчісування слід встановлювати у межах a = 500…600 мм, а відстань h>100 мм (щоб стебла не заплутувалися і не рвалися). Діаметр обчісувального барабана можна визначити із трикутника AO_1B:

$$d = 2r = \sqrt{4h^2 + a^2}$$

Дослідним шляхом установлено, що для повного відокремлення коробочок від стебла стрічку потрібно 5—6 разів прочесати гребенями барабана. Визначимо необхідні для цього умови. Якщо траєкторія першого від входу зуба *1 — 1′*, то за час прочісування стрічки комлі стебел перемістяться затискним конвеєром на відстань S і відхиляться на кут ψ. З рис. 10.7 бачимо, що $S = (a + b)tg\psi$, з іншого ж боку, $S = v_к t$, тоді:

$$tg\psi = \frac{S}{(a+b)} = \frac{v_к t}{a+b} \qquad (10.18)$$

де $v_к$ — швидкість затискного конвеєра, м/с; t — тривалість одного прочісування, с.

Визначимо тривалість одного прочісування:

$$t = \frac{2\beta}{\omega} = \frac{d\beta}{u}$$

Швидкість колового руху u зубів обчісувального барабана сучасних льонозбиральних комбайнів обирають у межах 7…9 м/с. За більших значень спостерігається обривання стебел унаслідок їх заплутування.

Із трикутника AO_1B — $\beta = arcsin\ a/d$, тоді

$$t = \frac{d\ arcsin\ a/d}{u}.$$

Підставимо значення t у вираз (10.18):

$$tg\psi = \frac{v_к d\ arcsin\ a/d}{u(a+b)}$$

Досвід показує, що відхилення стебел під час обчісування на кут $\psi < 19°$ не спричиняє їх заплутування та обривання. Отже, швидкість руху конвеєра визначають залежністю:

$$v_к = \frac{u(a+b)tg\psi}{d\ arcsin\ a/d} \qquad (10.19)$$

Вираз (10.19) використовують для розрахунку та регулювання режимів роботи обчісувального апарата.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Характеристика льону як об'єкта збирання.
2. Машини і способи збирання льону.
3. Бральні апарати льонобралок і льонозбиральних комбайнів.
4. Типи і робочий процес льонозбиральних комбайнів.
5. Умова затискання стебел без проковзування.
6. Що називається абсолютною швидкістю брання?
7. Процес подавання стебел.
8. Процес брання центральних стебел.
9. Процес брання зміщених стебел.
10. Як забезпечується якісне брання зміщених стебел?
11. Вибір та обґрунтування основних параметрів обчісувальних апаратів.
12. Яка кількість стебел має бути на стрічці для якісного виконання обчісування?

РОЗДІЛ 11
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ

11.1. Машини для збирання буряку

11.1.1. Технологічні основи збирання цукрового буряку

Основними технологічними операціями, які виконуються під час збирання буряку, є зрізування гички з головки коренеплодів, доочищення головок коренеплодів від залишків гички або їх дообрізування, викопування коренеплодів і очищення їх від домішок, укладання коренеплодів у валок з подальшим підбиранням і очищенням, завантаження і транспортування коренеплодів та гички.

Залежно від особливостей виконання технологічних операцій застосовуються одно-, дво-, три- та чотирифазні способи збирання буряку за потоковою, перевалочною та потоково-перевалочною технологіями.

Під час виконання технологічних операції використовують гичкозбиральні машини, очисники головок коренеплодів, копачі-валкоутворювачі, підбирачі валків, коренезбиральні машини, бурякозбиральні комбайни та навантажувачі-очисники.

Для забезпечення якісного виконання операцій, які передбачають технологічні схеми, бурякозбиральні машини обладнують гичкозрізувальними апаратами (гичкорізами), доочисниками головок коренеплодів, викопувальними (копачами), очищувальними та транспортувальними робочими органами.

11.1.2. Фізико-механічні властивості цукрового буряку як об'єкта збирання

Проектують і готують до роботи бурякозбиральні машини і робочі органи з урахуванням розмірно-масових та фізико-механічних характеристик коренеплодів буряку, гички та ґрунту в період збирання, а також параметрів їх розміщення в ґрунті.

Основними параметрами, які визначають розміщення коренеплодів у ґрунті, є ширина міжрядь (за звичайної сівби — 450+30 мм, на поливних землях — 600+40 мм, за вузькорядної сівби — 300+30 мм), відстань між коренеплодами у рядку (за звичайної сівби — 200…300 мм, на поливних землях — 250…350 мм) і висота розміщення головки коренеплоду цукрового буряку відносно поверхні ґрунту (-30…+43 мм). Оптимальною густотою рослин цукрового буряку на буряковому полі є 80…150 тис. шт./га, при цьому досягають врожайності коренеплодів 250…350 ц/га для звичайної сівби та 450…550 ц/га під час вирощування на поливних землях.

Розміщення коренеплодів у рядку характеризується їх відхиленням від осі рядка. Відхилення в межах ±2…4 см не суттєво впливатиме на якісні показники роботи бурякозбиральних машин, але за більших значень величини відхилення зростатимуть втрати і пошкодження коренеплодів робочими органами збиральних машин.

Коренеплоди буряків у період збирання (рис. 11.1) мають коренеплід, в якому зосереджено 95...97 % цукру, і кулеподібну головку з гичкою та вічками. На форму коренеплоду істотний вплив мають агротехнічні умови росту і розвитку буряку. Так, за щільності ґрунту 1,20…1,30 г/см^3 коренеплоди мають конусоподібну форму, за більшої щільності — бочкоподібну, а за недостатньої щільності — недорозвинуту форму. Основні розмірно-масові характеристики коренеплодів у період збирання наведено в табл. 11.1.

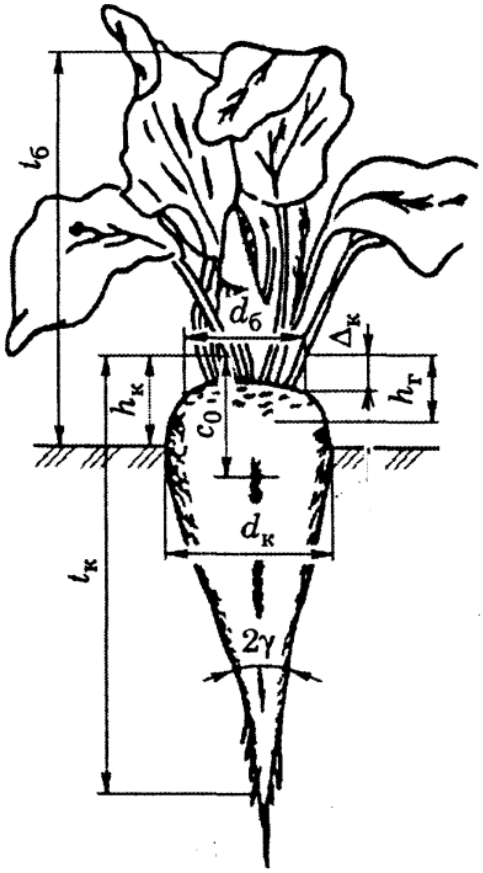


Рис. 11.1. Розмірні характеристики коренеплоду цукрового буряку:
$l_К$ — довжина коренеплоду; $d_К$ — діаметр коренеплоду; 2γ — кут конусності коренеплоду; $h_г$ — висота головки коренеплоду; $h_К$ — висота над рівнем поверхні ґрунту; C_0 — координати центра ваги; $l_б$ — довжина стебел гички; $d_б$ — діаметр пучка гички; $\Delta_К$ — товщина зони коронки

Якість видалення гички і вилучення коренеплодів із ґрунту під час дії робочих органів бурякозбиральних машин здебільшого залежить і від характеристик міцності, а саме щільності коренеплодів (варіюється в межах

550…650 кг/м^3) і гички (становить 140…160 кг/м^3), сили опору коренеплодів вилученню з ґрунту (227…522 Н), зусилля вилучення коренеплоду із ґрунту (50…770 Н), зусилля на видалення гички (50…650 Н), тимчасового опору згину коренеплодів: за статичного навантаження — близько 1,8 МПа, за динамічного навантаження — 1,15 МПа тощо.

Таблиця 11.1

Розмірно-масові характеристики цукрового буряку

Показник	Значення показника
Довжина коренеплоду, мм	230…280
Діаметр коренеплоду, мм	67…122
Маса коренеплоду, кг	0,3…1,6
Кут конусності коренеплоду, град	9…19
Висота головки коренеплоду, мм	10,4…32,4
Висота над рівнем поверхні ґрунту, мм	18,4…42,4
Координати центра ваги, мм	90…100
Довжина стебел гички, мм	200…400
Діаметр пучка гички, мм	50…60
Маса гички, кг	0,12…0,80
Товщина зони коронки, мм	13,2…16,2
Товщина зони «сплячих вічок», мм	8,0…21,4
Маса коронки, кг	0,05…0,09
Маса зони «сплячих вічок», кг	0,06…0,12

11.1.3. Гичкозрізувальні апарати

В основу механізованого видалення гички буряку покладено такі технологічні принципи:

1) індивідуальне копіювання і зрізування гички з кожного коренеплоду, що знаходиться в ґрунті (рис. 11.2*а,б*);

2) масове зрізування гички з коренеплодів (рис. 11.2*в*);

3) комбіноване зрізування.

Для апаратів масового зрізування притаманними є простота конструкції і висока продуктивність роботи, що і є основною причиною їх поширення в схемі сучасних бурякозбиральних машин. Але внаслідок відсутності індивідуального копіювання головок коренеплодів такий тип апаратів не завжди забезпечує якісне зрізування гички (оскільки на якість їх роботи істотний вплив матиме висота розміщення головки коренеплодів над поверхнею ґрунту), а гичка інтенсивно подрібнюється і забруднюється ґрунтом, що унеможливлює її подальше використання для згодовування худобі.

У конструктивних схемах бурякозбиральних машин використовують гичкозрізувальні апарати з активними і пасивними ножами.

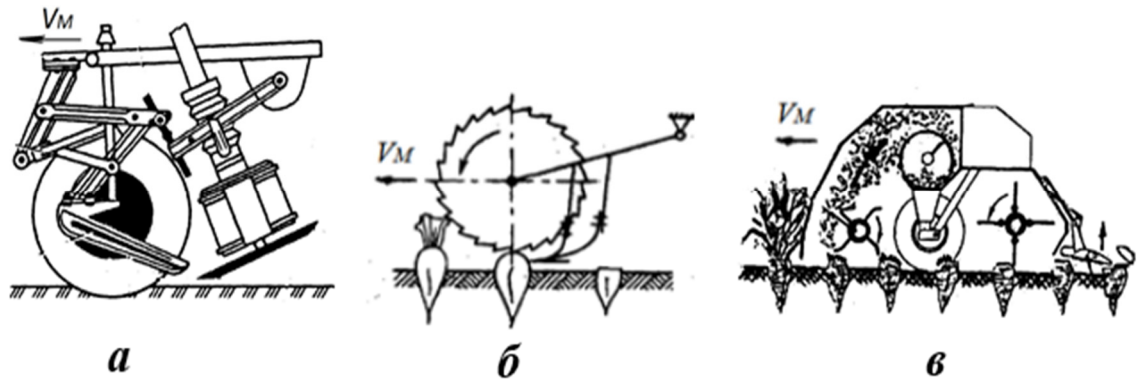


Рис. 11.2. Схеми гичкозрізувальних апаратів:
а — гичкоріз індивідуального зрізування з пасивним копіром та активним ножем (дисковий); *б* — гичкоріз індивідуального зрізування з активним копіром та пасивним ножем; *в* — гичкоріз масового зрізування гички (роторний)

Найбільш відомим типом гичкозрізувальних апаратів для індивідуального зрізування гички є дисковий (рис. 11.2*а*), який виконаний у вигляді обертових дисків з різальними кромками. Диски встановлюють окремо на кожен рядок з пасивними копірами попереду, які своєю поверхнею ковзають по головці коренеплоду та копіюють її поверхню, забезпечуючи при цьому точне зрізування гички шляхом повторювання різальною кромкою диска траєкторію руху копіра по головці коренеплоду. Для забезпечення якісного зрізування гички з коренеплодів, головки яких розміщують на різній висоті над поверхнею поля, диски встановлюють під кутом до горизонту.

До гичкозрізувальних апаратів індивідуального зрізування також належить гичкоріз, який виконаний у вигляді комбінації активного копіра і пасивного ножа (рис. 11.2*б*). Активний копір, який накочуватиметься на головку коренеплоду, обертається з такою частотою, щоб у момент контакту було відсутнім горизонтальне зміщення коренеплоду, тобто виключено вибивання коренеплоду із ґрунту, а пасивний ніж зрізуватиме гичку на відповідній висоті.

Серед гичкозрізувальних апаратів масового зрізування в конструкціях сучасних бурякозбиральних машин найбільшого поширення набув роторний гичкоріз (рис. 11.2*в*), що виконаний у вигляді роторного барабана з горизонтальною віссю обертання, яка розміщена перпендикулярно до напрямку руху машини. До барабана закріплено шарнірно ножі, які під час обертання барабана від дії відцентрової сили інерції випрямляються і видаляють гичку за принципом безпідпірного зрізування.

Під час видалення гички можливим також є поетапне зрізування гички з головок коренеплодів апаратами масового зрізування і подальшим обрізуванням головок коренеплодів дообрізчиками пасивного типу та їх доочищення щітками від залишків гички.

Для якісного зрізування гички необхідно, щоб площина зрізування знаходилася в зоні сплячих вічок (рис. 11.1)

$$h_K \leq \delta \leq h, \qquad (11.1)$$

де δ — товщина зрізаної частини головки коренеплоду; h_K, h — висота коронки і головки коренеплоду.

Із урахуванням похибки копіювання Δ

$$h_K \leq \delta + \Delta \leq h. \qquad (11.2)$$

Дискові гичкорізи. В основу роботи дискового гичкоріза (рис. 11.2*а*) покладено копіювання головки коренеплоду пасивним копіром і зрізування гички активним дисковим ножем з різальною кромкою. Точне копіювання дисковим ножем поверхні головки коренеплоду і якісне зрізування гички досягається механізмом з'єднання дискового ножа з пасивним копіром. При цьому циклічна робота копіра складається із основних фаз: 1) руху копіра до взаємодії з головкою; 2) контакт з головкою та піднімання копіра і ножа відносно рами; 3) зрізування головки коренеплоду з подальшим підніманням або опусканням ножа.

Під час роботи на підвищених швидкостях руху бурякозбиральної машини з дисковим гичкорізом спостерігатиметься високе зрізування гички. У такому випадку доцільно застосовувати навантажувальну пружину, хоча зростатиме ударна дія копіра на коренеплід.

Для обґрунтування основних параметрів дискового гичкоріза розглянемо зрізування гички з переходом від низько розміщеного коренеплоду діаметром d_1 і висотою розміщення головки H_1 над поверхнею ґрунту до високо розміщеного коренеплоду діаметром d_2 і висотою розміщення головки над поверхнею ґрунту H_2, відстань між якими у рядку становить c (рис. 11.3*а*).

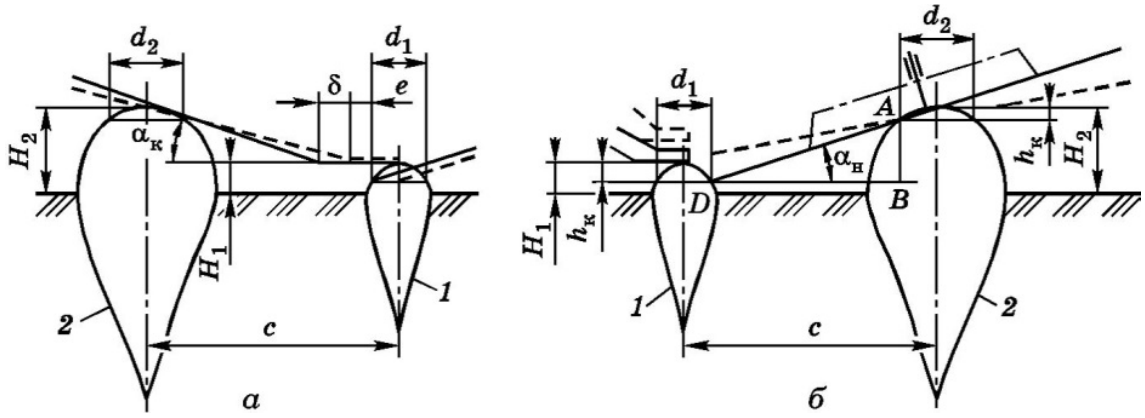


Рис. 11.3. Схема взаємодії копіра і різальної кромки дискового гичкоріза з головками коренеплодів:

а — під час переходу від низько розміщеного коренеплоду до високо розміщеного коренеплоду; *б* — під час переходу від високо розміщеного коренеплоду до низько розміщеного коренеплоду

Дисковий гичкоріз містить копір з довжиною хвостової частини δ, який встановлений під кутом α_K до горизонту та з горизонтальним e і вертикальним h зазорами відносно кінця різальної кромки дискового ножа. Для якісного зрізування горизонтальний зазор e між ножем і копіром доцільно приймати рівним половині середнього значення діаметра зрізу коренеплодів, а вертикальний зазор — залежно від розмірів коренеплодів у межах $h = 10...20$ мм. За недостатнього горизонтального зазору e спостерігатиметься косий зріз головки знизу наверх великих коренеплодів, а за великого — косий зріз середніх і дрібних коренеплодів зверху донизу.

Робота дискового гичкоріза без сколювання головок досягається за виконання умови

$$\frac{1}{2}(d_1 + d_2) + \delta + e + (H_2 - H_1)ctg\alpha_K \leq c. \qquad (11.3)$$

Під час розрахунків діаметр коронки приймають рівним максимальному діаметру коренеплоду.

Тоді значення кута нахилу копіра до горизонту α_K, за якого зрізуватиметься гичка без сколювання головки, визначатиметься згідно з умовою:

$$\alpha_K \geq arctg\left[\left(\frac{1}{2}(d_1 + d_2) + \delta + e - c\right)/(H_2 - H_1)\right]. \qquad (11.4)$$

У разі збільшення кута нахилу копіра до горизонту α_K покращуватиметься копіювання головок коренеплодів копіром, хоча можливим є також вибивання коренеплодів із ґрунту.

Під час обґрунтування значення кута встановлення дискового ножа до горизонту α_H використовують умову роботи гичкоріза без сколювання під час переходу від високо розміщеного коренеплоду до низько розміщеного коренеплоду (рис. 11.3*б*). При цьому значення кута нахилу дискового ножа до горизонту визначають згідно з виразом:

$$\alpha_H \geq arctg\left[(H_2 - H_1)/\left(c - \frac{1}{2}(d_1 + d_2)\right)\right]. \qquad (11.5)$$

Для якісного зрізування гички кут установлення дискового ножа до горизонту приймають у межах 15…20°.

На якість зрізування гички дисковим гичкорізом впливатиме також діаметр диска і геометрія різальної кромки. Зі збільшенням діаметра диска зменшуватиметься зусилля на зрізування гички, а поверхня зрізу буде більш рівною і плоскою. Але із конструктивних обмежень і з урахуванням ширини міжряддя (для цукрового буряку переважно становить 45 см) діаметр дискового ножа має не перевищувати 42 см.

За зменшення переднього кута різання диска зменшуватиметься частка коренеплодів із відколюванням головок, але одночасно з цим збільшується зношування леза і його затуплення. Оптимальне значення переднього кута різання становить 12°. Якісне зрізування досягатиметься за застосування дискового ножа з додатнім і незначним за величиною заднім кутом різання (найбільш доцільно застосовувати диски із заднім кутом різання 3°) за

ширини робочої кромки не менше діаметра зрізаної частини головки коренеплоду (близько 60 мм). Нижня поверхня дискового ножа не має дотикатися до головок коренеплодів, з яких уже зрізана гичка. Для цього в нижній частині дискового ножа в центрі знаходиться впадина.

Для визначення поступальної швидкості руху гичкоріза, за якої здійснюватиметься ефективна його робота, використовується вираз:

$$V = \sqrt{(10 - (P + F_T)sin\alpha_K)/(6m(1 + k)sin^2\alpha_K)}, \qquad (11.6)$$

де P — сила притискання копіра до головки коренеплоду; F_T — сила тертя в механізмах навіски; m — приведена маса рухомих частин копіювального пристрою гичкоріза; k — коефіцієнт відновлення під час удару копіра по поверхні головки коренеплоду; α_K — кут нахилу копіра до горизонту.

Виключення вибивання коренеплоду копіром із ґрунту досягається зменшенням тиску копіра на головку коренеплоду застосуванням притискних пружин, а також зменшенням коефіцієнта тертя копіра по поверхні головки і кута нахилу копіра до горизонту.

У випадку застосування гребінчастого копіра необхідними умовами якісної роботи є: 1) мінімальна відстань між зоною копіювання головки і зоною зрізування; 2) постійний контакт копіра з поверхнею головки протягом всього процесу зрізування; 3) обмеження тиску копіра на коренеплід з умови його не пошкодження і не вибивання із ґрунту.

Активні копіри. Для видалення гички може використовуватися також пасивний ніж з активним копіром, який виконаний у вигляді котка (рис. 11.2*б*). При цьому в більшості конструкцій бурякозбиральних машин активні копіри урухомлюють від опорно-привідних коліс машин, що забезпечуватиме синхронізацію колової швидкості обертального руху копіра і швидкості поступального руху збиральної машини.

Для активного котка-копіра характерною особливістю його взаємодії з головкою коренеплоду є те, що горизонтальна складова колової швидкості не завжди однакова. На початку піднімання величина горизонтальної складової колової швидкості копіра менша швидкості руху машини, а в кінці піднімання — навпаки, більша. Тому копір спочатку дещо нахилятиме коренеплід вперед, а потім відновлює його вертикальне положення, за якого і відбуватиметься зрізування гички.

У фазі зрізування вертикальна складова швидкості ножа дорівнює нулю. При цьому ніж відокремлює верхівку коренеплоду з гичкою. Копір обертається зі швидкістю дещо більшою за швидкість поступального руху машини, створює верхній підпір та після закінчення зрізування активно видаляє коронку і гичку в просторі між копіром та ножем.

Величина кута контакту активного копіра з головкою відносно вертикалі α_0 залежить від параметрів коренеплоду і копіра (рис. 11.4)

$$\alpha_0 = arccos[(D + d - 2H_{MIN} + h_{MAX})/(2D + 2d)], \qquad (11.7)$$

де D — діаметр активного копіра; d — діаметр головки коренеплоду; h_{MAX} — максимальна висота розміщення головки коренеплоду над поверхнею ґрунту; H_{MIN} — висота розміщення копіра над поверхнею ґрунту в нижній точці.

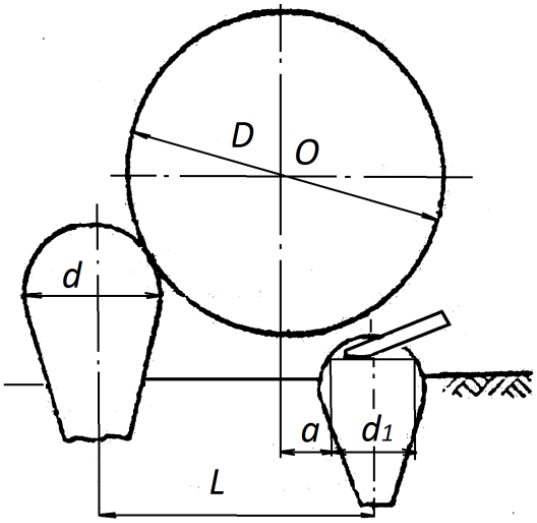


Рис. 11.4. Схема копіювання активним копіром головки коренеплоду

Коренеплід не відхилятиметься (навіть за високої вологості ґрунту) у випадку, коли кут контакту активного копіра з головкою коренеплоду відносно вертикалі α_0, буде меншим кута тертя копіра по поверхні головки φ. Тоді діаметр активного копіра визначатиметься із умови

$$D \geq 2[(h_{MAX} - H_{MIN})/(1 - 2cos\varphi)] - d. \qquad (11.8)$$

Для запобігання сколюванню головки коренеплодів, а також косого і високого зрізування гички необхідно, щоб до закінчення зрізування з низького коренеплоду не почалося зрізування з високого коренеплоду. Для цього необхідним є виконання умови:

$$a + \frac{1}{2}d_1 + \left[\frac{1}{2}(D + d) - h_{MAX} + H_{MIN}\right] \cdot tg\alpha_0 \leq L, \qquad (11.9)$$

де a — відстань уздовж горизонталі від центра активного копіра до різальної кромки ножа; d_1 — діаметр зрізування головки коренеплоду; L — відстань між коренеплодами в рядку.

Під час піднімання копір накочується на головку коренеплоду і встановлює ніж на задану висоту зрізування. Для забезпечення заданої висоти зрізування необхідно, щоб копір до моменту початку зрізування контактував з головкою коренеплоду без відриву, а це можливо за виконання умови:

$$V_K \geq 0{,}5V\,[\Delta\alpha + arccos(1 - 2A)]/\sqrt{(A - A^2)}, \qquad (11.10)$$

де $A = (h_{MAX} - H_{MIN})/(D + d)$; V_K — колова швидкість копіра; V — швидкість поступального руху машини; $\Delta\alpha$ — кут пробуксовування активного копіра по поверхні головки.

Згідно з умовою (11.10) визначають мінімальне значення колової швидкості копіра V_K, за якої забезпечуватиметься копіювання головки без відриву від її поверхні.

У процесі копіювання головки коренеплоду активним котком-копіром внаслідок зчеплення з контактною поверхнею знижується горизонтальна складова тиску, а це зменшує ймовірність вибивання коренеплодів із ґрунту. Для поліпшення копіювання активним копіром поверхні головки його виготовлять із зубчастою поверхнею.

Роторні гичкорізи. У технологічних схемах сучасних бурякозбиральних машин поширені роторні гичкорізи безпідпірного зрізу, ножі яких закріплені на горизонтальному обертовому роторі і зрізують різальною кромкою основну масу гички (рис. 11.2*в*). Наприкінці зрізування на поверхні ножа накопичується гичка, яку видалятимуть під дією відцентрової сили інерції.

Під час обґрунтування параметрів представимо роторний гичкоріз у вигляді барабана радіусом *r*, який обертається навколо горизонтальної осі з кутовою швидкістю ω (рис. 11.5). Машина рухається вздовж рядків з поступальною швидкістю V_M. Основними параметрами гичкоріза є: радіус ротора *R*, ширина ножа *B*, колова швидкість ротора V та кількість рядків ножів Z.

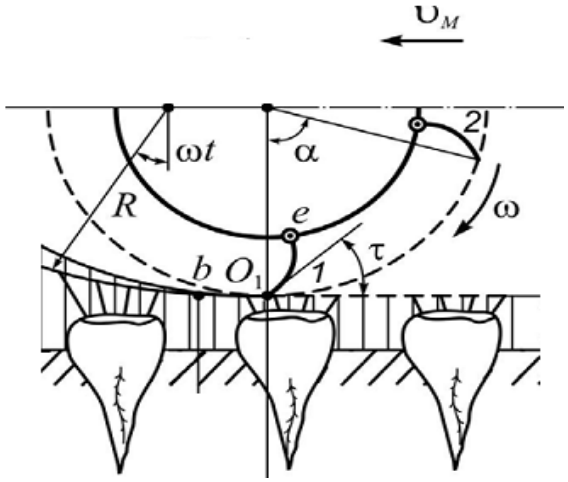


Рис. 11.5. Схема взаємодії роторного гичкоріза з гичкою буряків

Під час переміщення машини вздовж рядків кінці лез ножів описуватимуть подовжену циклоїду, яка в плоскій декартовій системі координат описуватиметься рівняннями:

$$\left.\begin{aligned} x(t) &= r(\omega t - \lambda sin\omega t), \\ y(t) &= r(1 - \lambda cos\omega t), \end{aligned}\right\} \qquad (11.11)$$

де λ — співвідношення між радіусом кінців лез R і радіусом барабана r: $\lambda = R/r$; ω — кутова швидкість ротора, с$^{-1}$.

Розрахунок кутової швидкості ротора ω виконують за умови, що лінійна колова швидкість кінців ножів ωR має бути більшою критичної швидкості V_{KP}, яка потрібна для повного зрізування пучків (стебел) гички на головці

коренеплоду. Тоді мінімальне значення кутової швидкості ротора визначатиметься згідно з виразом

$$\omega_{MIN} = V_{KP}/R. \quad (11.12)$$

Значення радіуса ротора (радіуса кінців лез) R визначається з умови, щоб величина зони різання вздовж вертикалі не перевищувала радіуса ротора. Враховуючи зазначену умову і з конструктивних міркувань, радіус ротора приймається в межах R = 300…350 мм.

Ширину ножа B визначають залежно від максимального діаметра пучка d_{MAX}, що він видалятиме, згідно з виразом

$$B = d_{MAX} + (30 \dots 50). \quad (11.14)$$

Повнота зрізування гички залежить від кількість рядів ножів, які встановлюються на роторі гичкоріза. Кількість рядів ножів Z визначають залежно від довжини зрізування стебел гички l, кутової швидкості ротора ω і швидкості руху гичкоріза V_M згідно з виразом

$$Z = 2\pi V_M/\omega l. \quad (11.14)$$

Ножі на роторі встановлюють під кутом τ = 30…40°. У випадку зменшення кута встановлення ножів спостерігатиметься погіршення сходу гички з ножа, а в разі збільшення — зростатимуть затрати енергії на зрізування пучка і подолання опору повітря.

Застосування роторних гичкорізів доводить досить високу рівномірність зрізання гички з головки коренеплодів за висотою за високих швидкостей різання.

11.1.4. Очисники головок коренеплодів

Очисники головок коренеплодів призначені для видалення залишків гички і вічок, які залишаються внаслідок неповного зрізування гички. За конструктивним виконанням очисники головок коренеплодів є роторними з лопатями і кільцевими.

У роторних очисників головок прогумовані лопаті, які обертаються на привідних валах, під дією відцентрової сили вирівнюються у радіальному напрямку і за взаємодії з головкою коренеплоду видаляють залишки гички та відкидають їх у напрямку зібраного поля.

Очисники головок коренеплодів поділяють на очисники з горизонтальною та вертикальною осями обертання. Під час руху очисника вздовж рядків рух лопатей з горизонтальною віссю обертання може здійснюватися у поздовжньо-вертикальній або поперечній площинах.

Як очисний елемент використовують еластичні гнучкі лопаті (наприклад, гумові), дротяні щітки, петлі, кільця, ланцюги, барабани, диски з фігурною поверхнею тощо.

У конструкціях бурякозбиральних машин застосовують очисники головок коренеплодів у вигляді лопаті, яку встановлено на привідному валу з горизонтальною віссю обертання на висоті H відносно поверхні ґрунту і під кутом до повздовжньої осі рядка (рис. 11.6).

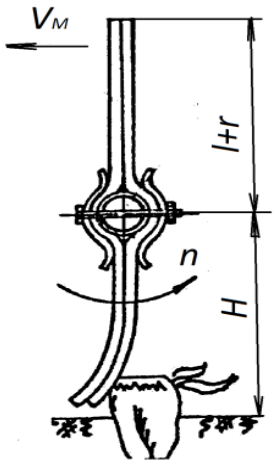


Рис. 11.6. Схема дії гнучкої лопаті очисника з головкою коренеплоду

Очисник рухається вздовж рядка з поступальною швидкість V_M. Головку коренеплоду представимо у вигляді півкулі радіусом R_K. Точка кріплення лопаті до вала знаходиться на відстані r від осі обертання вала. Якщо довжину лопаті прийняти l, то радіус обертання кромки лопаті дорівнюватиме $l+r$. Гнучкі очисні лопаті, які обертаються з кутовою швидкістю ω навколо власної осі, під час руху по поверхні головки коренеплоду видаляють залишки гички внаслідок удару і зчісування.

На початку взаємодії відбуватиметься удар очисної лопаті по головці коренеплоду. Під час удару можливим є вибивання коренеплоду із ґрунту. Для виключення вибивання коренеплоду із ґрунту необхідно, щоб $F_{уд} \leq [F]$, де $F_{уд}$ — сила удару лопаті по головці коренеплоду; $[F]$ — максимально допустиме значення сили, за якого не вибиватиметься коренеплід із ґрунту.

Процес зчісування відбуватиметься безпосередньо на поверхні головки коренеплоду у місці розміщення залишків гички через деформацію зсуву. Для видалення залишків гички із поверхні головки коренеплоду очисною лопаттю необхідним є виконання умови:

$$Q/nS \geq [\tau], \qquad (11.15)$$

де Q — сила зчісування; n — число черешків залишків гички, що одночасно зчісуються; S — площа поперечного перерізу одного черешка залишків гички; $[\tau]$ — допустиме дотичне напруження зсуву під час зчісування залишків гички.

Враховуючи фізико-механічні властивості залишків гички і їх форму та особливості взаємодії лопаті з поверхнею головки встановлено, що сила зчісування Q має бути більшою за мінімально допустиме значення $[Q] = 30$ Н.

Під дією сили зчісування гнучка лопать деформується, що може призвести до неповного видалення залишків гички. При цьому прогин лопаті становитиме:

$$\delta = Q(l - l_1)^3/(3EI), \qquad (11.16)$$

де l — довжина лопаті; l_1 – відстань від точки контакту лопаті з поверхнею головки коренеплоду і вільним кінцем лопаті; EI — жорсткість лопаті.

Для більш повного огинання лопатями очисника головки коренеплоду, а, отже, і більш якісного видалення залишків гички, необхідно забезпечити контакт лопаті з поверхнею головки навіть за максимального значення прогину, що досягається за умови:

$$H - \delta \leq R_K + h - \left(lR_K / \sqrt{{R_K}^2 + l^2} \right), \qquad (11.17)$$

де H — висота розміщення вала очисника над поверхнею ґрунту; δ — прогин лопаті; R_K — радіус головки коренеплоду; h — висота положення головки коренеплоду над поверхнею ґрунту.

На якість очищення головок коренеплодів істотний вплив матимуть частота обертання вала, а також кількість лопатей, які закріплені на вала. Для забезпечення повного видалення залишків гички необхідно, щоб частота обертання вала очисника становила:

$$n \geq V_M / bZ, \qquad (11.18)$$

де n — частота обертання вала очисника; V_M — поступальна швидкість руху очисника; b — ширина очисної лопаті; Z — кількість лопатей на вала.

Швидкість, з якою лопаті діятимуть на головку коренеплоду, має бути достатньою для видалення залишків гички, але без вибивання коренеплоду із ґрунту. Для прогумованих лопатей зазначена умова виконуватиметься за швидкості 20…25 м/с.

Серед очисників головок коренеплодів із вертикальною віссю обертання відома конструкція лопатевого очисника, що виконаний у вигляді вертикально встановленого вала із закріпленими гнучкими лопатями, робочі кінці яких напрямлені донизу. Встановлений на певній висоті над поверхнею ґрунту очисник рухається поступально вздовж рядка буряків. Внаслідок обертального руху вала його очисні лопаті під дією відцентрових сил відхиляються, формуючи «очищувальний конус», здійснюватимуть удар по поверхні і огинання головки коренеплодів, внаслідок чого і відбуватиметься зчісування залишків гички. Але очисники головок коренеплодів з вертикальною віссю обертання не знайшли широкого застосування в конструкції сучасних бурякозбиральних машин.

11.1.5. Викопувальні робочі органи

У процесі збирання буряку під час викопування коренеплодів відбувається руйнування їх зв'язку із ґрунтом і вилучення під дією сил викопувальними робочими органами збиральних машин. Для викопування коренеплодів із ґрунту після попереднього видалення гички використовують пасивні і активні копачі різних типів, із них найбільшого поширення набули лемішні, дискові та вилкові копачі (рис. 11.7). Під час проектування викопувальних робочих органів бурякозбиральних машин (копачів) розраховують їх

конструктивні і кінематичні параметри, за яких забезпечуватиметься необхідне навантаження для деформації ґрунтового середовища і повне вилучення різних за розмірами та формою коренеплодів із ґрунту.

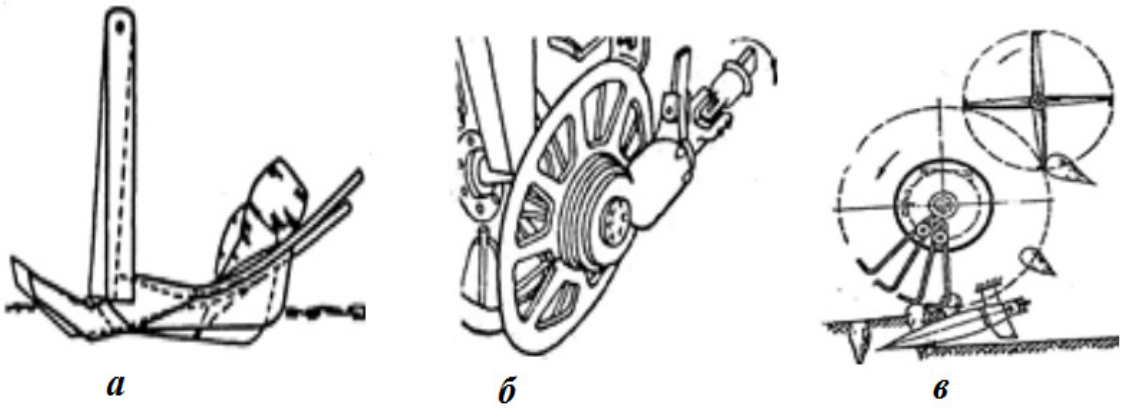


Рис. 11.7. Основні типи викопувальних робочих органів бурякозбиральних машин:
а — вібраційний лемішний; *б* — дисковий; *в* — вилковий

Лемішні копачі. Одним із типів викопувальних робочих органів, що широко використовують у конструкціях бурякозбиральних машин внаслідок високої ефективності роботи, є лемішні копачі, які виконані у вигляді клинів, установлених по обидва боки рядка і своїми поверхнями відокремлюють шар ґрунту з коренеплодами, деформують його і створюють зусилля необхідні для вилучення коренеплодів із ґрунту. Процес деформації відбуватиметься за умови виникнення з боку маси ґрунту сил підпору, які забезпечуватимуть вирівнювання коренеплодів і навіть їх нахил вперед, що призведе до повного руйнування зв'язків коренеплодів з ґрунтом і їх просуванню у робочому руслі між лемешами з проковзуванням по поверхням обох клинів та повного їх вилучення із ґрунту виштовхуванням вгору без обламування хвостової частини. За відсутності сили підпору відбуватиметься лише проштовхування коренеплоду в напрямку руху збиральної машини.

На процес вилучення коренеплодів із ґрунту лемішними копачами істотний вплив матимуть фізико-механічні властивості ґрунтового середовища. Так під час роботи цього типу копачів в умовах підвищеної вологості можливе забивання вологим ґрунтом робочого русла, а під час роботи за умов низької вологості і високої твердості в робочих руслах скупчуватиметься велика кількість міцних ґрунтових грудок та виникатимуть значні зусилля, дія яких призведе до обламування хвостової частини коренеплодів.

Розглянемо схему лемішного копача, що виконаний у вигляді двох симетричних лемешів, які рухаються у ґрунті на певній глибині (рис. 11.8). Кожен із лемешів являє собою тригранний клин, положення якого визначатиме кут атаки 2γ, кутом розхилу 2β та кут різання α, що пов'язані між собою виразом $tg\alpha = tg\gamma / tg\beta$. (11.19)

Величина кута різання α впливатиме на деформацію ґрунту і обмежується максимальним значенням:

$$\alpha_{MAX} = \frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{2} - arctg\frac{f}{sin\varepsilon/2}\right), \qquad (11.20)$$

де f — коефіцієнт тертя ковзання ґрунту по поверхні клина; ε — двогранний кут.

Якщо значення кута різання α перевищуватиме максимальне значення α_{MAX}, то вертикальне переміщення ґрунту зменшуватиметься і значно зростатиме його горизонтальне переміщення, що призведе до втрат і пошкоджень коренеплодів.

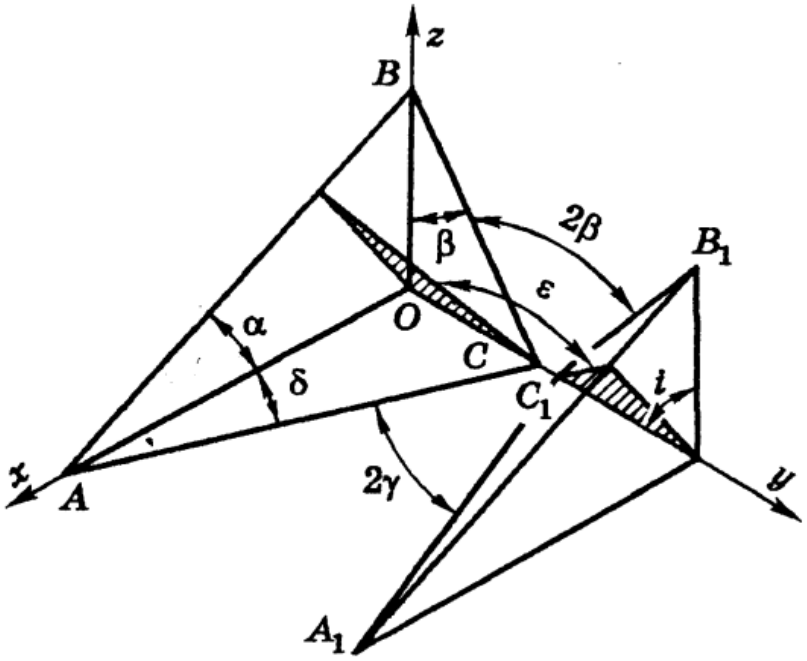


Рис. 11.8. Схема лемішного копача

Для забезпечення ефективної роботи лемішних копачів рекомендується приймати значення кута різання — $\alpha = 10…15°$, кута розхилу — $2\beta = 100…110°$ та кута атаки $2\gamma = 28…30°$. За збільшення величини кута атаки 2γ необхідно знизити величину швидкості поступального руху збиральної машини, а за збільшення кута розхилу 2β швидкість поступального руху, навпаки, необхідно збільшувати, що призведе до зниження рівня пошкодження коренеплодів. Глибина ходу лемішних копачів у ґрунті за зазначених кутів становитиме $h = 110…120$ мм.

Кут розхилу лемешів β впливатиме на ширину деформованого копачем шару ґрунту b

$$b = h \cdot tg\beta, \qquad (11.21)$$

де h — глибина ходу лемешів у ґрунті.

Зазор між лемешами в задній частині копача вибирається в межах $CC_1 = 30…40$ мм залежно від мінімального розміру коренеплодів і розміру їх хвостової частини за умови руху без пошкодження і втрат. Тоді довжина робочого русла визначають з умови

$$l \geq CC_1 ctg\gamma. \qquad (11.22)$$

Відстань між носками лемешів AA_1 необхідно приймати якнайменшими, оскільки ця величина визначатиме кількість ґрунту, що потраплятиме на робочі органи машин одночасно з коренеплодами. Крім того, відстань між носками лемешів зумовлює пошкодження коренеплодів за відхилення їх положення у ґрунті від осі рядка та ускладнюватиме напрямлення копачів збиральної машини чітко по рядках. Тому відстань між носками лемешів визначають згідно з виразом:

$$AA_1 = d_{MAX} + 2\Delta + 2m, \qquad (11.23)$$

де d_{MAX} — максимальний діаметр коренеплоду; Δ — допустиме зміщення коренеплоду від осі рядка, яке під час розрахунків приймають $\Delta = 60$ мм; m — відхилення копача від осі рядка внаслідок неточності водіння. На практиці величину відстані між носками лемешів приймають у межах $AA_1 = 180…220$ мм.

Лемішні віброкопачі. Для підвищення ефективності вилучення коренеплодів із ґрунту застосовують лемішні копачі з примусовою вібрацією або віброкопачі (рис. 11.9).

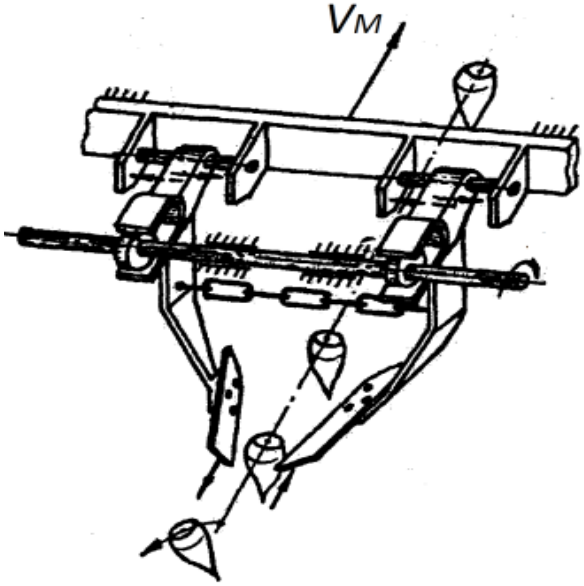


Рис. 11.9. Схема лемішного віброкопача

Для цього типу копачів основними показниками режимів роботи, що потребують обґрунтування, є швидкість руху V і частота коливань ν робочого органу за умови непошкодження коренеплодів. Ці параметри визначають згідно із залежностями (В.М. Булгаков, І.В. Головач та інші):

▪ швидкість поступального руху лемішного копача:

$$V = \sqrt{\frac{A\cdot\left[g\left([P]+2abk_y\right)(cos\theta - fsin\theta sin\gamma) - f_1 gGB\right] - gGtg\gamma}{2ab\gamma_O sin\theta sin\gamma[tg\gamma + f_1 AB]}}, \qquad (11.24)$$

де $A = \sqrt{tg^2\gamma + tg^2\beta + 1}$, $B = cos^2\gamma + sin^2\gamma cos\theta$; $[P]$ — допустиме значення сили згину коренеплоду; a, b — ширина і товщина шару ґрунту, що викопує кожний леміш; θ — двогранний кут між нижньою основою і робочою поверхнею клина значення якого визначають через кути атаки 2γ і розхилу 2β

$$\theta = arctg(1/tg\beta cos\,\gamma), \qquad (11.25)$$

f, f_1 — коефіцієнт тертя ковзання ґрунту та коренеплодів по поверхні клина; γ_O — об'ємна вага шару ґрунту; G — вага шару ґрунту з коренеплодами; k_y — коефіцієнт питомого опору шару розпушеного ґрунту;

▪ частота коливального руху лемішного віброкопача:

$$\nu = kV/l_1, \qquad (11.26)$$

де k — кількість коливань, що припадатиме на коренеплід під час його перебування в робочому руслі; l_1 — довжина задньої частини робочого русла.

За $\nu < V/l_1$ режим роботи вібраційного копача буде порушено, що призведе до втрати коренеплодів внаслідок їх незахоплення лемішами або зламування хвостової частини.

Допустиме значення згинального моменту $[M]$, за якого не відбуватиметься зламування коренеплоду, визначатимуть згідно з виразом,

$$[M] = \pi[\sigma](d_K - 2h\cdot tg\gamma_K)^3/32, \qquad (11.27)$$

де $[\sigma]$ — тимчасовий опір згину коренеплоду за динамічного навантаження. Приймають $[\sigma] = 1{,}15\cdot10^6$ Па; d_K — діаметр коренеплоду; h — глибина ходу робочого органу у ґрунті; γ_K — кут конусності коренеплоду.

Дискові копачі. Більш складнішими і металомісткими порівняно з лемішними викопувальними робочими органами є дискові копачі, хоча і більш ефективно здійснюють процес вилучення коренеплодів із ґрунту, а також більш інтенсивно діють на шар ґрунту, що дозволяє зменшити його подання у міждисковий простір.

Дисковий копач (рис. 11.10) складається із двох дисків діаметром $D = 700\ldots750$ мм, що встановлені з кутом розхилу 2β у вертикальній площині і кутом атаки 2γ у горизонтальній площині, раціональні значення яких становлять $2\beta = 25\ldots30°$, $2\gamma = 20\ldots25°$. Диски складаються з обода, спиць і маточини. Зовнішня поверхня обода гладенька (у привідних дисків) або з ґрунтозачепами (у пасивних дисків).

Різальні кромки диска підрізають шар ґрунту з коренеплодами, який затискується і руйнується у звужувальному руслі між дисками. При цьому частина шару ґрунту просипається крізь вікна між спицями, а коренеплоди під час обертання дисків вилучають з ґрунту і за допомогою бітера скеровують на очищувальні робочі органи.

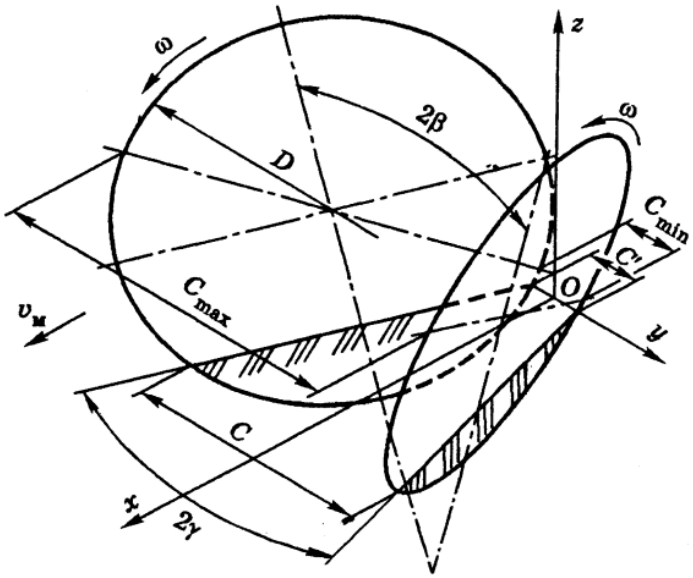


Рис. 11.10. Схема дискового копача

Дискові копачі є пасивні (диски урухомлюють внаслідок взаємодії з ґрунтом, а швидкість обертання дисків залежить від поступальної швидкості руху збиральної машини) та активні (урухомлюють від системи приводу із можливістю встановлення необхідної частоти обертання). Для підвищення активності дії на ґрунт один із дисків може виконуватися активним, інший — пасивним.

Діаметри дисків приймають із урахуванням кутів розхилу і атаки та компонування їх у схемі машини. Під час використання дисків з меншим діаметром погіршується якість вилучення коренеплодів із ґрунту, а за збільшення діаметра — ускладнюється їх компонування в схемі машин.

На дискових копачах застосовують плоскі і сферичні диски, форма яких впливає на хід виконання робочого процесу. Для підрізання шару ґрунту необхідно, щоб кут різання диска становив:

$$\theta \geq \chi + arcsin(D/2R_C), \qquad (11.28)$$

де χ — кут загострення різальної кромки диска; D — діаметр диска; R_C — радіус сфери дисків.

Бурякозбиральні машини обладнують дисковими копачами з кутом різання дисків $\theta = 11\ldots13°$ і гладеньким лезом, оскільки така форма дисків забезпечуватиме більш повне вилучення коренеплодів із ґрунту без пошкодження.

На якість виконання процесу істотний вплив матиме також кут різання диска α, раціональне значення якого становить $\alpha = 40…45°$. За збільшення кута різання погіршується транспортування вороху внутрішньою поверхнею дисків та збільшується ступінь пошкодження і втрат коренеплодів.

Величина деформації ґрунту визначатиме кут максимального розкриття дисків

$$sin\,\varepsilon/2 = C_{MAX} - C_{MIN}/2D, \qquad (11.29)$$

де C_{MAX}, C_{MIN} — відстань між кромками дисків у місцях максимального і мінімального розкриття.

Оскільки величина відстані між кромками дисків у місцях максимального розкриття C_{MAX} визначають залежно від ширини міжряддя b, товщини дисків δ та відстані між кромками суміжних дисків сусідніх копачів a

$$C_{MAX} \le b - 2\delta - a, \qquad (11.30)$$

то значення кута максимального розкриття дисків обмежуватиметься умовою

$$sin\,\varepsilon/2 \le b - 2\delta - a - C_{MIN}/2D. \qquad (11.31)$$

Величини діаметра диска D та кута встановлення диска β визначають глибину ходу дисків H у ґрунті

$$H = (0{,}10 \ldots 0{,}15)Dcos\beta. \qquad (11.32)$$

Глибина ходу в ґрунті дискових копачів становить $H = 80…100$ мм.

Характер взаємодії дискових копачів із ґрунтом залежатиме від показника кінематичного режиму λ, який визначатимуть співвідношенням колової швидкості обертального руху дисків V_K і швидкості поступального руху збиральної машини V_M: $\lambda = V_K / V_M$.

У випадку $\lambda < 1$, нижні частини диска зміщуватимуть шар ґрунту із коренеплодами у напрямку руху машини, а за $\lambda = 1$ — майже не відбуватиметься істотного зміщення. За умови $\lambda > 1$, що є можливою під час застосування активних дисків, копачі зсуватимуть шар ґрунту з коренеплодами у напрямку протилежному руху збиральної машини. У разі застосування дискових копачів із одним привідним диском оптимальною величиною кінематичного режиму є $\lambda = 2{,}0…2{,}5$.

Для більш ефективного вилучення коренеплодів із ґрунту застосовують в конструкції сучасних бурякозбиральних машин дисково-полозкові копачі типу «Євродиск», полозок якого встановлюють під гострим кутом 18° до осі рядка, а диск має діаметр 450…550 мм.

Для збирання кормового буряку внаслідок розміщення більшої частини коренеплоду над поверхнею ґрунту застосовують однодискові сферичні копачі, які встановлюють під кутом α до поздовжньої осі рядка:

$$\alpha \ge arcsin\left[\left(\Delta S_{MAX} - \Delta Z_{MAX} + \frac{d_K}{2}\right)/\sqrt{h(D-h)}\right], \qquad (11.33)$$

де ΔS_{MAX} — максимальне відхилення копача відносно осі рядка; ΔZ_{MAX} — максимальне відхилення центра коренеплоду відносно поздовжньої осі

рядка; d_K — діаметр головки коренеплоду кормових буряків; h — глибина ходу копача; D — діаметр диска.

Вилкові копачі. У конструкціях бурякозбиральної техніки знайшли застосування також і вилкові копачі (рис. 11.7*в*), які хоч і мають досить складну конструкцію, але забезпечують якісне збирання буряків з мінімальним захватом ґрунту і за незначної енергоємності процесу.

У процесі роботи коренеплід потрапляє між вилками і внаслідок їх обертання виштовхується із ґрунту, захоплюється у верхній частині коренезабірниками та за допомогою бітера подається на очищувальні робочі органи. Внаслідок дії на ворох вилок відбувається винесення по боках ґрунтових і рослинних домішок, що істотно зменшує вміст домішок у воросі за їх подальшого очищення.

Вилучення коренеплодів із ґрунту відбуватиметься внаслідок дії нормальних сил та сил тертя, а необхідною умовою виконання процесу є подолання вилковими копачами сили опору, значення якої залежно від умов роботи коливається в межах 50…750 Н.

Копачі складаються із двох вилок діаметром 70…75 мм з наконечниками і кутом конусності $\mu = 15…17°$, які заглиблюються в ґрунт на глибину 8…12 см під кутом α до горизонту та примусово обертаються в протилежних напрямках, а їх осі встановлені під кутом розхилу $2\gamma_0$. Вилки утворюватимуть робоче русло завдовжки $l = 32…34$ см (рис. 11.11).

Кут нахилу осей вилок до горизонту визначають:

$$\alpha_o = \Delta + \mu/2, \qquad (11.34)$$

де μ — кут конусності наконечників вилки; Δ — кут між нижньою частиною конуса вилки і дном борозни. Приймають $\Delta = 4…7°$.

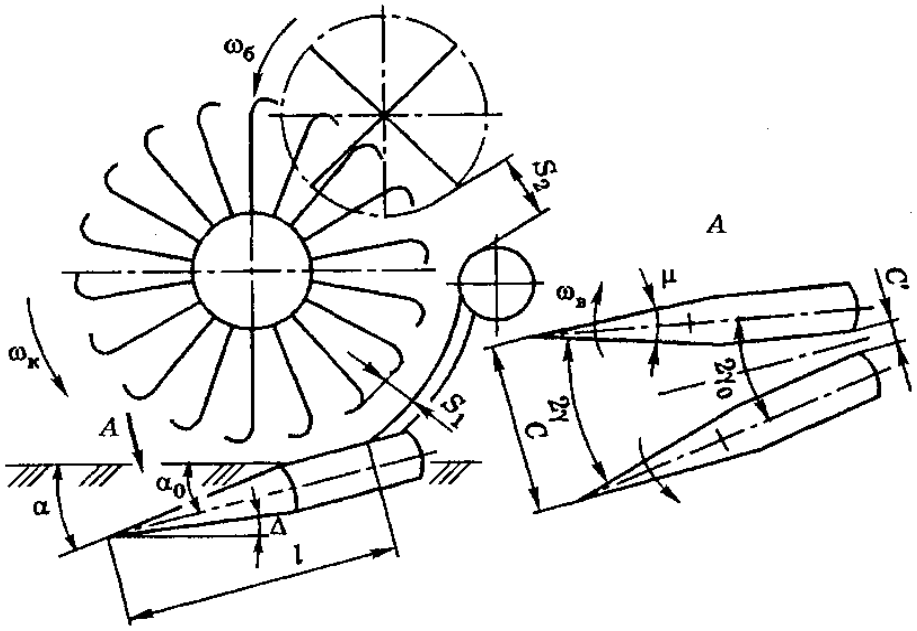


Рис. 11.11. Схема вилкового копача

Тоді значення кута нахилу осей вилок до горизонту становитиме $\alpha_o = 11{,}5\ldots15{,}5°$.

Максимальне значення кута різання становить

$$\alpha = \alpha_o + \mu/2 = \Delta + \mu = 19 \ldots 24°. \quad (11.35)$$

Оскільки кут атаки конусів вилок дорівнює $2\gamma = 38\ldots40°$, значення кута розкриття вилок становитиме $2\gamma_0 = 2\gamma - \mu = 23\ldots25°$.

Величина ширини розкриття вилок у передній частині з умови повного викопування коренеплодів визначатиметься із виразу:

$$C = (\delta_{MIN} + d_K/2) \cdot cos[arctg(tg2/cos\alpha_0)] + \Delta y + \Delta y_K, \quad (11.36)$$

де d_K — діаметр коренеплоду; δ_{MIN} — мінімальна ширина шару ґрунту між коренеплодом і носком наконечника під час входження коренеплоду в русло копача.

Під час розрахунків приймають $\delta_{MIN} = 10\ldots20$ мм; Δy — зона нечутливості копіра-водія за направлення копача по рядках, величину якої приймають $\Delta y = 20$ мм; Δy_K — відхилення центрів коренеплодів від осі рядка. Вилки встановлюють таким чином, щоб ширина їх розкриття в передній частині за умов повноти викопування коренеплодів становила $C = 210\ldots230$ мм.

Величину радіуса наконечника в місці початку контакту з коренеплодом R_K розраховують згідно з формулою:

$$R_K = (C - d_K cos2\gamma) sin\mu / sin2\gamma. \quad (11.38)$$

Над вилками копачів встановлено дискові пруткові коренезабірники, які виконані у вигляді пруткових дисків з Г-подібними прутками діаметром 12…14 мм.

Величину діаметра коренезабірника визначають згідно з умовою:

$$D_K < (B - b_{MIN} - c_{MIN})/2sin\varepsilon, \quad (11.39)$$

де B — ширина міжряддя; b_{MIN} — мінімальний зазор між прутковими дисками коренезабірника копача; c_{MIN} — мінімальний зазор між прутковими дисками коренезабірників суміжних копачів; ε — кут між віссю рядка і площиною обертання пруткових дисків.

Пруткові диски, діаметри яких приймають $D_K = 700$ мм, встановлені над поверхнею вилок із зазором 35 мм на початку забору коренеплодів і 25 мм у зоні кронштейнів.

У зоні максимального звуження встановлено лопатевий бітер діаметром 35…45 см із зазором між його кінцями і кронштейном 7 см. Застосування бітера забезпечуватиме безперешкодне подання коренеплодів, які захоплюють і піднімають коренезабірники на очищувальні робочі органи.

Величина кутової швидкості наконечників вилкових копачів обґрунтовується залежно від поступальної швидкості руху машини V_M, параметрів копача та властивостей коренеплодів згідно з виразом:

$$\omega = \frac{V_M sin\xi}{(1-f_1)\rho cos(\alpha_0-\alpha_1) sin\gamma_K [sin\xi + cos^2\gamma_K (1+tg\alpha_0 tg\gamma_K)]}, \quad (11.40)$$

де $\xi = arctg(tg2\gamma/cos\alpha_0)$; f_1 — коефіцієнт тертя поверхні наконечників по тілу коренеплоду; ρ — радіус наконечника в місці початку контакту з коренеплодом; α_1 — кут нахилу коренеплоду під дією копача; γ_K — кут конусності коренеплоду.

Найкраще працюватиме вилковий копач за синхронного обертання вилок пропорційно швидкості руху збиральної машини (за швидкості руху машини 1,5 м/с рекомендується частота обертання наконечників вилок 400 хв$^{-1}$ і частота обертання дисків коренезабірника 90 хв$^{-1}$; за швидкості руху 2,0 м/с — частота обертання наконечників вилок 420 хв$^{-1}$ і частота обертання дисків коренезабірника 100 хв$^{-1}$).

Під час застосування бурякозбиральних машин з вилковими копачами підтверджено їх ефективну роботу на легких і середніх неперезволожених ґрунтах та за швидкості руху машини до 2,0 м/с. Але в разі використання копачів на перезволоженому або твердому ґрунті ефективність їх роботи істотно погіршується, оскільки підвищується тяговий опір робочого органу і збільшується кількість твердих грудок, що потрапляють у робоче русло копача (при цьому пошкоджуватимуться також прутки коренезабірника).

11.1.6. Очищувальні робочі органи машин для збирання буряку

Одночасно з коренеплодами на робочі органи бурякозбиральних машин надходять домішки у вигляді вільного сипкого і грудкуватого, а також налиплого на поверхню коренеплодів ґрунту, рослинних домішок тощо. Для їх відокремлення від коренеплодів збиральні машини обладнують очищувальними робочими органами, які внаслідок динамічної дії на ворох, відділяють домішки, а коренеплоди без пошкодження транспортують і перевантажують у транспортні засоби.

Основними умовами ефективної роботи очищувальних робочих органів бурякозбиральних машин є забезпечення максимального відокремлення домішок від коренеплодів, мінімальне їх пошкодження і висока транспортувальна здатність.

Сучасні бурякозбиральні машини для очищення коренеплодів від домішок обладнують шнековими, роторними і кулачковими очисниками та прутковими транспортерами (рис. 11.12), які встановлюють за різними компонувальними схемами, причому роторні очисники, для яких характерними є висока динамічна дія на ворох, в більшості бурякозбиральних машин розташовують у кінці технологічної схеми машини, а пруткові транспортери для забезпечення рівномірного подання — на її початку.

Шнекові очисники (рис. 11.12*а*) знайшли поширення в конструктивних схемах сучасної бурякозбиральної техніки внаслідок ефективного відокремлення домішок, у тому ж числі і налиплого ґрунту, малих габаритних розмірів, самоочищенню робочих поверхонь від налиплого ґрунту та високій транспортувальній здатності. Шнекові очисники являють

собою паралельні вали з навивками, які встановлені з невеликим зазором і обертаються в одному або зустрічних напрямках. На їх поверхні знаходяться коренеплоди, які обертаються навколо власної осі і навивками переміщуються в осьовому напрямку або і перпендикулярно до осі, а ґрунтові домішки та рослинні рештки захоплюються навивкою і пропускаються через зазор між шнеками. При цьому шнеки мають самоочищатися від налиплого ґрунту, а зазори між шнеками виключати защемлення хвостової частини коренеплодів і пошкодження їх.

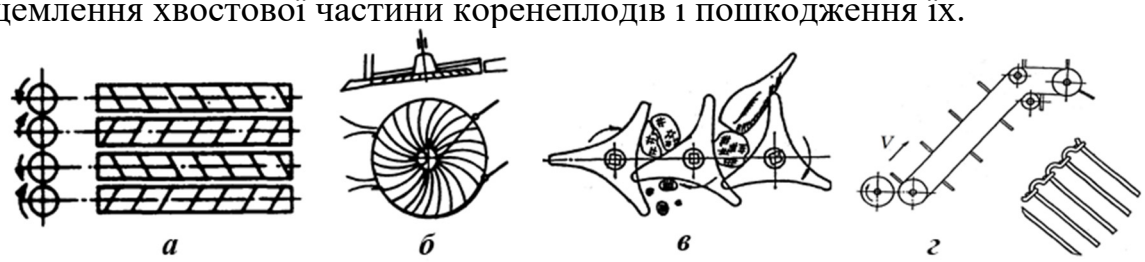


Рис. 11.12. Схеми очищувальних робочих органів:
а — шнековий очисник; *б* — роторний очисник; *в* — кулачковий очисник; *г* — прутковий транспортер

Розрахунок шнекових очисників полягає у визначенні їх конструктивних і кінематичних параметрів. До основних конструктивних параметрів шнекових очисників відносять: діаметр шнека D, крок навивки шнека S, висота витка навивки d_B та зазор між циліндричними поверхнями шнекових вальців Δ (рис. 11.13).

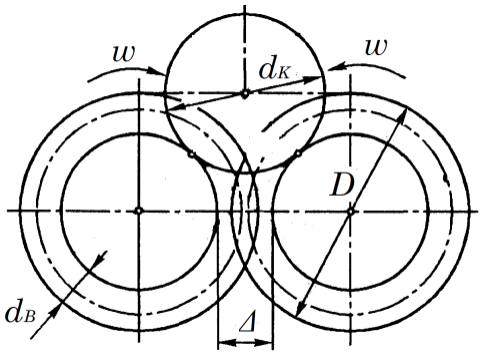


Рис. 11.13. Схема взаємодії коренеплоду з вальцями шнекового очисника

Для виключення забивання шнекового очисника технологічним матеріалом швидкість транспортування коренеплодів по очисній поверхні має становити:

$$V = W/[kq(D + \Delta S)], \qquad (11.41)$$

де W — продуктивність збиральної машини; k — кількість попарно встановлених шнекових вальців; q — маса коренеплодів на 1 м^2 очищувальної поверхні за одношарового їх розміщення. Приймають $q = 25…30$ кг/м^2; D — діаметр шнекового вальця; ΔS — зазор між циліндричними частинами шнекових вальців.

Необхідна швидкість транспортування коренеплодів V забезпечуватиметься за значення кутової швидкості вальців

$$\omega = 2Vt/D^2, \qquad (11.42)$$

де t — тривалість очищення коренеплодів.

Для забезпечення руху коренеплодів по поверхні очисника без заклинювання необхідно, щоб діаметр вальців становив

$$D \le (d_{KMAX}cos\varphi - \Delta)/(1 - cos\varphi). \qquad (11.43)$$

де d_{KMAX} — найбільший діаметр коренеплоду; φ — кут тертя коренеплоду по поверхні шнека; Δ — зазор між валами шнекових вальців.

За зустрічного обертання шнекових вальців зазор між валами Δ має забезпечувати самоочищення шнеків від налиплого ґрунту, проходження рослинних решток та ґрунтових домішок і виключати пошкодження коренеплодів (зокрема, захопленням і защемленням їх хвостових частин) та проходження коренеплодів малих розмірів. У такому випадку зазор між циліндричними поверхнями шнекових вальців вибирається із умови

$$\Delta = d_B + \delta \le d_{KMIN}., \qquad (11.44)$$

де d_B — висота навивки шнека, $d_B = 12…30$ мм; δ — конструктивний зазор між кромкою витка і циліндричною частиною суміжного шнека. Для забезпечення взаємного очищення шнекових вальців від налиплого ґрунту необхідно, щоб $\delta = 3…5$ мм; d_{KMIN} — мінімальний діаметр коренеплоду, втрати якого не допускаються під час збирання.

Під час розрахунків зазор між валами шнекових вальців приймають $\Delta = 12…15$ мм.

Одночасно з цим, робота шнекового очисника має забезпечувати проходження домішок через зазори між шнековими вальцями, що є можливим за умови

$$D \ge (d_1 cos\varphi_1 - \Delta)/(1 - cos\varphi_1), \qquad (11.45)$$

де d_1 — товщина ґрунтових грудок або рослинних решток; φ_1 — кут тертя домішок по матеріалу циліндричної поверхні шнека.

Виключення намотування рослинних решток на обертові частини шнекових вальців можливе за умови

$$D \ge l_C/\pi, \qquad (11.46)$$

де l_C — середня довжина рослинних решток, що подаються на поверхню шнекового очисника.

Величину кроку навивки шнека визначають за умови забезпечення проковзування вороху коренеплодів, що транспортують, відносно циліндричної поверхні шнека. Для цього необхідно, щоб кут нахилу гвинтової лінії γ був більший за кут тертя ковзання коренеплодів по поверхні навивки φ. Тоді

$$S = \pi(D + d) \cdot ctg\varphi\,, \qquad (11.47)$$

де d — діаметр прутка, що навивається на поверхню вальця. Під час розрахунків приймають $d = 8…10$ мм.

Тоді осьова швидкість переміщення коренеплодів уздовж вальців визначатимуть згідно з виразом

$$V_O = Sn(1-\mu), \qquad (11.48)$$

де n — частота обертання вальців; μ — коефіцієнт проковзування коренеплодів по поверхні вальців.

У випадку застосування шнекових вальців, що обертаються в зустрічних напрямках і мають різний крок навивки шнека, для виключення набігання навивки одного вальця на навивку іншого (тобто, заклинювання вальців) необхідним є виконання умови збігу значень осьових швидкостей шнеків $V_{O1} = V_{O2}$. Оскільки $V_{O1} = S_1 n_1$, $V_{O2} = S_2 n_2$, де S_1, S_2 — крок навивки відповідно першого і другого вальців; n_1, n_2 — частота обертання першого і другого вальців, тоді умова виключення заклинювання вальців шнекового очисника після алгебраїчних перетворень матиме вигляд:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Найбільш ефективна робота шнекового очисника досягається за діаметра шнека D = 0,19…0,25 м і кроку навивки S = 0,1 м, а вальці встановлюють під кутом 12…16° до горизонту у поздовжньо-вертикальній площині.

Для підвищення транспортувальної здатності і якості очищення коренеплодів від домішок шнекові очисники обладнують перекидними вальцями і бітерами, кінематичні параметри яких вибирають аналогічно шнековим вальцям, а інші параметри — із конструктивних міркувань.

Роторні очисники. У конструктивних схемах бурякозбиральної техніки широко використовують роторні (турбінні) очисники (рис. 11.14), які виконують у вигляді дисків *1* із радіальними прутками 2, що обертаються на привідному валі навколо власної осі і можуть встановлюватися під деяким кутом до горизонту. На периферії роторів встановлені пруткові решітки 3, які забезпечують більш повне відокремлення ґрунтових та рослинних домішок. Внаслідок обертання роторів коренеплоди, що знаходяться на його поверхні, внаслідок контакту головки коренеплодів з диском та під дією відцентрової сили зміщуються до периферії, де відбуватиметься взаємодія з прутковою решіткою.

Просіювання ґрунту відбуватиметься на роторі, хоча максимальна кількість домішок відокремлюватимуться саме за взаємодії з решіткою. Максимальна очищувальна здатність роторного очисника досягатиметься за кута огинання ворохом ротора не менше 150°.

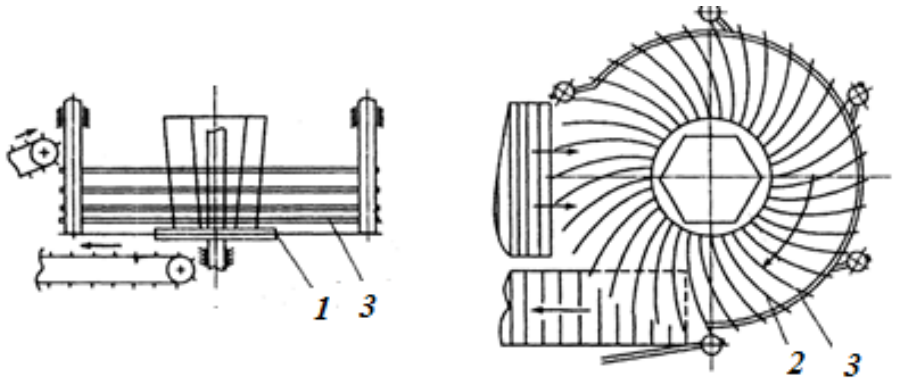


Рис. 11.14. Схема роторного очисника:
1 — прутковий диск; *2* — радіальні прутки; *3* — пруткова решітка

Роторним очисникам притаманна висока надійність роботи, хоча виконання процесу пов'язане зі значними енергозатратами і пошкодженням хвостової частини коренеплодів. Для підвищення чистоти коренеплодів на бурякозбиральній техніці горизонтально або під певним кутом до горизонту встановлюють декілька роторів.

Основними параметрами роторних очисників є радіус ротора R і кутова швидкість його обертального руху ω (рис. 11.15).

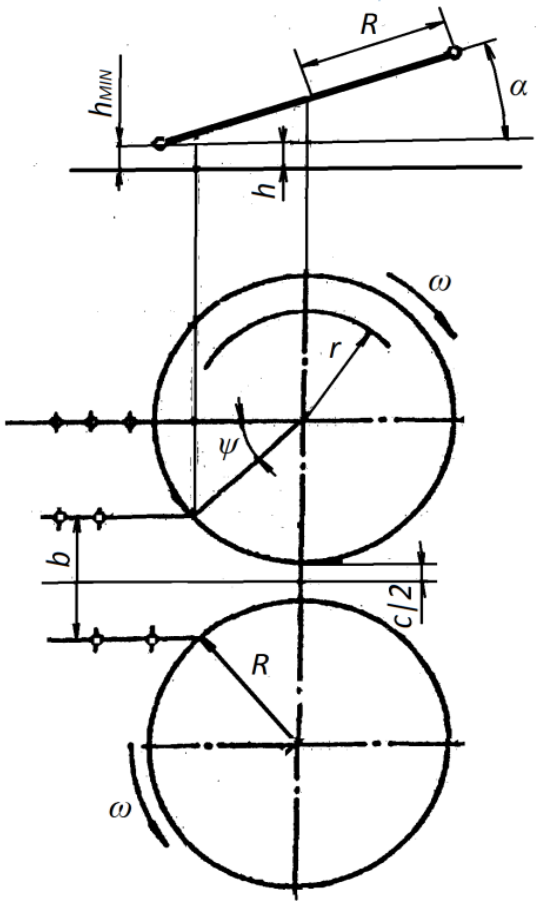


Рис. 11.15. Розрахункова схема роторного очисника

Для роторних очисників, які встановлені відразу після копачів, радіус ротора R і його кутова швидкість ω із урахуванням урожайності U і швидкості збиральної машини V_M визначають за умови виключення забивання очисника технологічним матеріалом

$$\omega R > U(1 + sin\psi)V_M / \pi(R - r)q \ , \qquad (11.49)$$

де ψ — кут захвату ротором коренеплодів; r — радіус диска; q — маса коренеплодів на одиниці площі очисника.

Умову виключення забивання роторного очисника технологічним матеріалом можна записати також у вигляді

$$\omega R \geq V_M/(cos\psi - sin\psi). \qquad (11.50)$$

Кутова швидкість обертального руху роторів очисника більшості бурякозбиральних машин становить 6,3…8,4 рад/с і може регулюватися. За збільшення кутової швидкості роторів підвищуватиметься інтенсивність просіювання домішок, хоча одночасно з цим зростатиме рівень пошкодження коренеплодів.

Під час застосування роторних очисників у схемах широкозахватних бурякозбиральних машин радіус ротора визначають згідно з виразом

$$R = (b - c)/2(1 - cos\psi), \qquad (11.51)$$

де b — ширина міжряддя; c — зазор між роторами, величина якого становить

$$c = R(2cos\psi + sin\psi - 2). \qquad (11.52)$$

Тоді із урахуванням виразів (11.51) і (11.52) радіус ротора очисника визначатиметься через ширину міжряддя

$$R = b/sin\psi. \qquad (11.53)$$

Під час установлення ротора з нахилом до горизонту величина кута нахилу α визначається із умови, щоб рушійна сила від дії сили тертя була більшою за величину сили опору від дії відцентрових сил. Тобто

$$\omega^2 R \leq (f_1/f_2)gcos\alpha, \qquad (11.54)$$

де f_1, f_2 — коефіцієнти тертя коренеплодів по поверхні ротора і периферійної решітки; α — кут встановлення роторів очисника до горизонту.

При цьому необхідно забезпечити також перехід коренеплодів від копача на поверхню очисника, що є можливим за кута нахилу ротора

$$tg\alpha = (h - h_{MIN})/R(1 - cos\psi), \qquad (11.55)$$

де h — висота розміщення обрізу диска над поверхнею ґрунту в місці забору коренеплодів; h_{MIN} — мінімальна висота розміщення обріза ротора над поверхнею ґрунту.

У випадку неможливості виконання зазначеної умови, ротори встановлюють з нахилом до горизонту у поздовжньому і поперечному напрямках.

Сучасні бурякозбиральні машини обладнують роторними очисниками з діаметром роторів 1,3…1,7 м, які обертаються з частотою 60…110 хв$^{-1}$

(менші значення частоти обертання приймають у разі встановлення роторів після копачів, а більші — в середині технологічної схеми машини і за малих діаметрів роторів). Ротори виготовляють із пружинних прутків діаметром 16…18 мм. Для зниження відсотка пошкоджених коренеплодів прутки роторів виготовляють відігнутими протилежно до напрямку обертання. Зазор між прутками роторів становить 30…40 мм в центральній частині і 60…80 мм по периферії. У роторних очисниках, які встановлені відразу після копачів, радіус ротора приймають R = 23…30 см.

Під час роботи роторних очисників на незабур'янених полях у технологічній схемі збиральної машини доцільно застосовувати 2…4 ротори, які за послідовного встановлення забезпечують до 10 м і більше шляху переміщення вороху під час очищення.

Кулачкові очисники. Для руйнування міцних ґрунтових грудок і відокремленням домішок у конструкціях бурякозбиральних машин застосовують кулачкові очисники. Кулачковий очисник складається із валів, на яких закріплено кулачки спеціальної форми і обертаються в одному напрямку з однаковою частотою обертання (рис. 11.16). Кути між прямолінійними гранями кулачків суміжних валів α залишаються однаковими і їх установлюють такими, щоб грудки затискалися у міжкулачковому просторі і руйнувалися, а коренеплоди безперешкодно та без пошкодження транспортували на його поверхні. Для цього необхідним є виконання умови

$$2\psi_1 > \alpha > 2\psi_2 \ , \qquad (11.56)$$

де ψ_1, ψ_2 — максимальні значення кутів защемлення відповідно ґрунтових грудок і коренеплодів.

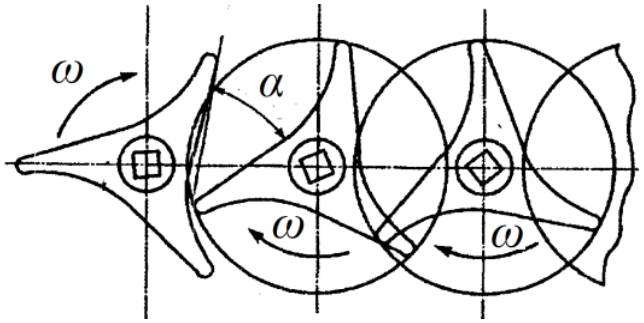


Рис. 11.16. Розрахункова схема кулачкового очисника

На основі дослідних даних встановлено, що оптимальними значенням кута між прямолінійними гранями кулачків суміжних валів становить $\alpha = 40…53°$.

Контакт і руйнування крупних грудок кулачками в робочому просторі очисника є можливими за умови, що величина кута між гранню кулачка і міжцентровою лінією очисника θ_0 більша за значення кута між прямолінійними гранями кулачків суміжних валів α. Тоді для визначення основних конструктивних параметрів очисника можна скористатися виразом

$$\theta_0 = arcsin\left\{(sin\alpha/C)\left[\sqrt{\left(C - S - \frac{d_C}{2}\right)^2 - \left(B - \frac{d}{2}\right)^2} - \right.\right.$$
$$\left.\left. - \left(d + 2B/2tg\frac{\alpha}{2}\right)\right]\right\}, \quad (11.57)$$

де C — відстань між центрами суміжних валів; S — зазор між поверхнею вала і кінцем кулачка на суміжному валі; d_C – діаметр вала; B — зміщення робочої грані кулачка відносно центра вала; d — діаметр грудки.

Для забезпечення необхідної динамічної дії кулачків на грудки в разі їх руйнування необхідно, щоб кутова швидкість кулачкового вала становила

$$\omega \leq \sqrt{gcos(\theta_0 - \beta)/([2Lcos(\alpha - \theta_0)/sin\alpha] + 0{,}5d + B)}, \quad (11.58)$$

де β — кут нахилу очисника до горизонту; L — розмір робочої грані, який задається відстанню між центром вала і кінцем прямолінійної ділянки кулачка.

Значення товщини кулачків вибирається із умови їх жорсткості, а зазор між кулачками приймають таким, щоб виключити прохід коренеплодів більше 40…50 мм у міжкулачковому просторі.

11.1.7. Бункери

Для підвищення ефективності застосування бурякозбиральну техніку обладнують бункерами для коренеплодів, які складаються із сітчастого каркаса, завантажувального транспортера, вирівнювального шнека і рухомого дна, що забезпечує подавання коренеплодів на вивантажувальні транспортери.

Основним параметром бункера є його місткість Q, необхідна величина якої залежить від урожайності буряку U та довжини гону L. Тоді, місткість бункера бурякозбиральної машини із шириною захвату B має задовольняти умовам:

▪ під час збирання із розвантаженням коренеплодів із бункера в одному кінці загінки

$$Q \geq 2BLU; \quad (11.59)$$

▪ під час збирання із розвантаженням коренеплодів із бункера на обох кінцях загінки

$$Q \geq BLU. \quad (11.60)$$

11.2. Машини для збирання картоплі

11.2.1. Технологічні операції, типи і робочі органи машин для збирання картоплі

Механізоване збирання картоплі передбачає послідовне виконання основних технологічних операцій: видалення бадилля шляхом хімічної обробки або скошування з подрібненням і вивезенням за межі поля, підкопування рядка на відповідну глибину, подрібнення ґрунтових грудок,

просіювання дрібного ґрунту та відокремлення каміння, міцних грудок і інших домішок від бульб, сортування, а також транспортування бульб до місця післязбиральної обробки та закладання на зберігання.

Залежно від ґрунтово-кліматичних умов та наявності техніки картоплю збирають одно- та двофазним способами із застосовуванням потокової або потоково-перевалочної технологій.

За механізованого збирання картоплі залежно від способу і особливостей виконання технологічних операцій використовують картоплекопачі (роторного або просіювального типу), картоплекопачі-валкоутворювачі, картоплекопачі-навантажувачі та картоплезбиральні комбайни. Післязбиральну обробку бульб проводять із використанням картоплесортувальних машин і пунктів.

Для послідового виконання операцій картоплезбиральні машини обладнують підкопувальними, грудкоподрібнювальними, сепарувальними, сортувальними та іншими робочими органами.

Застосування в конструкціях машин певних типів робочих органів, а також обґрунтування їх параметрів і режимів роботи обумовлюють, насамперед, розміщенням бульб у ґрунті, їх формою, а також фізико-механічними та технологічними властивостями ґрунту і бульб у період збирання за умов виконання агротехнічних вимог.

11.2.2. Технологічні властивості картоплі в період збирання

Картоплю переважно вирощують гребеневим способом з міжряддям 70 см та відстанню між кущами в рядку близько 30 см. На момент збирання висота гребенів становить 11…20 см, в яких у гніздах з шириною вздовж рядка 9…38 см і впоперек рядка 7…31 см формується врожай картоплі. Кількість бульб у гнізді коливається в межах 4…30 штук, кількість стебел в одному кущі — 3…10 штук з діаметром у нижній частині 8…12 мм і завдовжки 50…95 см. Глибина залягання верхньої бульби у гнізді становить 2…10 см, а нижньої — 18,5…25,0 см. Форма, розміри гнізд і положення бульб у ґрунті визначають глибину ходу, ширину та інші параметри підкопувальних робочих органів картоплезбиральних машин.

Масово-розмірні характеристики бульб та їх форма залежать від сортових особливостей і ґрунтово-кліматичних умов та агротехніки вирощування картоплі, а їх значення істотно варіюються. Основними розмірами бульб є їх довжина, ширина і товщина. Залежно від їх співвідношення бульби є круглої, еліпсоїдної, продовгуватої та неправильної форми, що істотно впливає на їх рух на поверхні робочих органів картоплезбиральних машин та якість виконання процесу.

Під час оцінювання форми бульб використовують коефіцієнт

$$\mu = a/\sqrt{bc}, \qquad (11.61)$$

де a — довжина бульби, b — її ширина і c — товщина.

Для бульб круглої форми значення коефіцієнта μ становить менше 1,2, кругло-еліпсоїдної — 1,21…1,29, еліпсоїдної — 1,3…1,39, видовжено-еліпсоїдної — 1,4…1,49, видовженої — більше 1,5.

Для зв'язку геометричних розмірів бульб — довжини a, ширини b і товщини c та їх маси m академіком В.П. Горячкіним запропоновано залежність

$$m = (0{,}56 \dots 0{,}65)abc. \qquad (11.62)$$

Середня маса бульб картоплі для більшості сортів коливається в межах 48…92 г (мінімальна маса бульб картоплі становить 25 г, а максимальна — 150 г). При цьому об'ємна маса бульб становить 600…700 кг/м^3, а їх густина — 1,04…1,09 г/см^3. Об'ємна маса бадилля картоплі залежно від щільності їх укладання становить 130…140 кг/м^3.

Основними характеристиками міцності складових картопляного вороху, що враховують під час проектування параметрів робочих органів картоплезбиральних машин, є зусилля на відокремлення бульб від бадилля (становить 4…12 Н), зусилля руйнування бульб (залежно від їх маси та напрямку прикладання становить 550…990 Н), а також зусилля руйнування грудок ґрунту, яке становить 40…200 Н і залежить від їх розмірів та вологості. Це дозволяє стверджувати, що величина зусилля відокремлення картоплі від бадилля значно менша, ніж зусилля статичного руйнування бульб, а границі міцності картоплі та грудок ґрунту майже не перекриваються.

Відокремлення домішок від бульб відбувається за різницею геометричних розмірів, а також фрикційних властивостей складових вороху.

Під час руху складових картопляного вороху на поверхні робочих органів картоплезбиральних машин виникає тертя ковзання, кочення і перекидання (вздовж більшої осі), які характеризуються відповідними коефіцієнтами тертя на різних типах поверхонь. Значення коефіцієнтів тертя залежать від виду тертя, типу поверхні, форми та вологості складових вороху. Коефіцієнти тертя ковзання бульб варіюються: на сталевій поверхні в межах 0,32…0,36, на гумі і прогумованій поверхні — 0,35…0,37. Значення коефіцієнтів тертя кочення бульб становлять: на сталевій поверхні — 0,58…0,60, на гумі і прогумованій поверхні — 0,70…0,75, на ґрунті — 0,98…1,03. Коефіцієнти тертя перекочування бульб під час руху на сталевій поверхні дорівнюють 0,37…0,45, а на гумі — 0,43…0,53. Для ґрунтових грудок коефіцієнт тертя кочення на сталевій поверхні становить близько 0,5, а на гумі — 0,4…0,62.

Під час роботи картоплезбиральних машин також можливим є рух бульб по бульбам, а значення коефіцієнтів тертя при цьому становить для тертя кочення — 0,5…0,6, а для тертя ковзання — 0,7…0,84.

Для забезпечення мінімального пошкодження бульб робочими органами картоплезбиральних машин, під час проектування необхідно враховувати значення максимально допустимих значень висоти падіння та швидкості

співудару бульб по різних поверхнях. Максимально допустимі значення висоти падіння бульб становлять: на сталевій поверхні — 20…40 см, на гумовій — 50…80 см, на бульбах — 0,8…1,2 м і на ґрунті — 2,0…4,0 м. При цьому максимально допустимі значення швидкості співудару бульб з різними поверхнями становлять: для сталевої поверхні — 1,4…3,1 м/с, гумової — 2,2…2,8 м/с, по бульбах — 2,8…3,5 м/с і ґрунті — 4,4…6,3 м/с.

На ефективність роботи робочих органів картоплезбиральних машин істотний вплив мають вологість та фракційний склад ґрунту. У період збирання вологість ґрунту варіюється в межах 10…26 %, хоча раціональні значення вологості ґрунту, за яких якісно виконуватиметься механізований процес збирання, становлять 14…20 %.

11.2.3. Підкопувальні робочі органи

Підкопувальні робочі органи картоплезбиральних машин призначені для підкопування на необхідну глибину і руйнування бульбоносного шару ґрунту без пошкодження бульб та з мінімальним умістом домішок.

Підкопувальні робочі органи є активними, комбінованими і пасивними, за формою — плоскі, секційні, коритоподібні та дискові, а за призначенням — підкопувальні, підкопувально-грудкоруйнуючі, підкопувально-сепарувальні, підкопувально-грудкоруйнуючі-сепарувальні і універсальні (рис. 11.17).

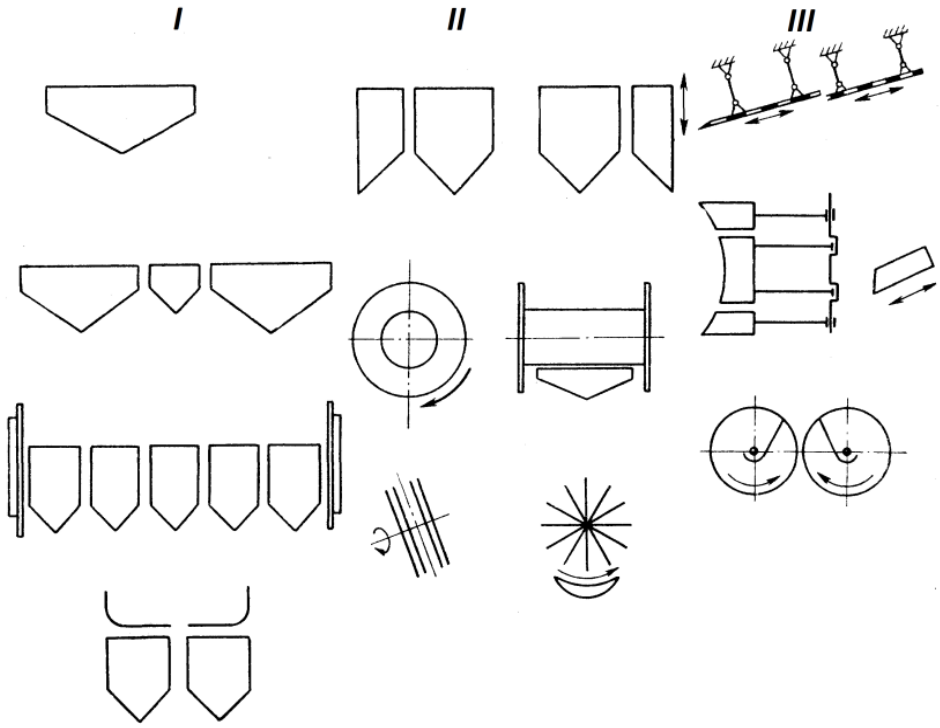


Рис. 11.17. Основні типи підкопувальних робочих органів:
I — пасивні; *II* — комбіновані; *III* — активні

До пасивних підкопувальних робочих органів відносять різні типи лемішів (плоскі, коритоподібні, секційні), для яких характерним є відсутність відносного руху. Серед основних переваг цих робочих органів є простота конструкції та робота без істотних динамічних навантажень. Хоча найбільш істотним їх недоліком є великі значення тягового опору.

Плоскі пасивні леміші. Найбільшого поширення в конструкціях картоплезбиральних машин набули плоскі леміші. Основними параметрами плоского леміша (рис. 11.18) є його довжина *L*, ширина *B*, кут встановлення робочої площини до горизонту α та кут скосу між різальними кромками γ.

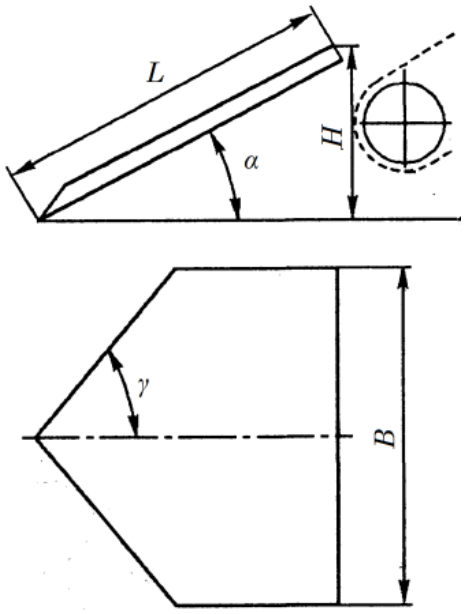


Рис. 11.18. Схема плоского леміша

Кут встановлення робочої площини до горизонту α істотно впливає на ефективність роботи леміша. Встановлено, що за збільшення кута α підвищується самоочищення леза від ґрунтових та рослинних решток, хоча і зростатиме при цьому його тяговий опір та погіршуватиметься кришення ґрунту. Оптимальні значення кута встановлення робочої площини леміша до горизонту становлять $\alpha = 15…20°$. Для кращого переміщення бульбоносної маси на леміші його поверхню виготовляють вгнутою зі змінним кутом нахилу.

Із схеми плоского леміша (рис. 11.18) випливає, що його довжина L пов'язана з висотою піднімання шару на поверхні H залежністю

$$L = H/sin\alpha. \qquad (11.63)$$

Значення висоти піднімання шару на поверхні леміша H вибирають таким, щоб забезпечувався плавний перехід з поверхні леміша на поверхню сепарувального робочого органу, а нижня частина поверхні сепарувального робочого органу повинна мати зазор із дном борозни не менше 40 мм.

Переміщення шару ґрунту різних типів на поверхні пасивного леміша без згружування забезпечується за кута нахилу α не більше 24° і довжини леміша не більше 457 мм.

Ширину плоского леміша B визначають залежно від ширини гнізда та глибини залягання бульб (рис. 11.19*а*) і обґрунтовують із умови повного підкопування всіх бульб з мінімальним захватом ґрунту згідно з виразом

$$B = b + 2\Delta + 2(h - h_K)ctg\theta, \qquad (11.64)$$

де b — ширина залягання бульб у кущі; Δ — зміщення осі рядка відносно осі леміша; h — глибина підкопування; h_K — глибина залягання крайніх по ширині гнізда бульб; θ — кут природного укосу ґрунту.

Ширина лемішів з боковинами і коритоподібних лемішів (рис. 11.19*б*) визначатимуть згідно з виразом

$$B = b + 2\Delta. \qquad (11.65)$$

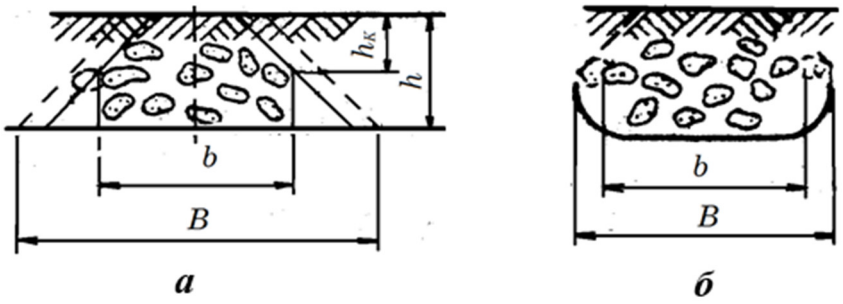


Рис. 11.19. Схеми для розрахунку ширини захвату леміша:
а — плоского; *б* — коритоподібного

Одним із найважливіших параметрів геометрії плоского леміша є кут скосу між різальними кромками γ, який забезпечує різання ґрунту із ковзанням та розрізанням рослинних решток і бадилля картоплі. Для цього необхідно, щоб величина кута скосу становила

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - 2\varphi_1, \qquad (11.66)$$

де φ_1 — коефіцієнт тертя ковзання бадилля по матеріалу поверхні леміша.

У разі зменшення значення кута скосу γ збільшуватиметься довжина леміша, що призведе до погіршення сповзання скиби по його поверхні і збільшення тягового опору. Для пасивних плоских лемішів значення кута скосу приймають у межах $\gamma = 40…50°$.

Параметри і режими роботи леміша впливатимуть на величину сили тяги P_T, яку визначають як суму сили підпору шару ґрунту P_1 і сили опору його переміщення P_2.

Сила підпору шару ґрунту P_1 з площею поперечного перерізу S і густиною ρ визначають згідно з виразом

$$P_1 = SL\rho tg(\alpha + \varphi). \qquad (11.67)$$

Силу опору переміщення шару ґрунту P_2 визначають

$$P_2 = KS\,, \tag{11.68}$$

де K — питомий опір перерізу шару ґрунту. Для легких ґрунтів значення питомого опору перерізу приймають 16…20 кН/см^2, для середніх — 24…30 кН/см^2, для глинистих — 20…24 кН/см^2.

Тоді загальний тяговий опір становитиме

$$P_T = SL\rho tg(\alpha + \varphi) + KS \tag{11.69}$$

або із урахуванням буксування машини на поверхні поля

$$P_T = SL\rho tg(\alpha + \varphi) + KS + \delta G_1\,, \tag{11.70}$$

де G_1 — вага машини з ворохом на поверхні робочих органів; δ — коефіцієнт буксування, який приймають для легких ґрунтів 0,25…0,26, для супіщаних — 0,22…0,23, для середніх — 0,12…0,13.

Коливні леміші. Для зменшення тягового опору і відсутності згружування ґрунту, а також створення сприятливих умов для подальшої сепарації ґрунтових домішок, у конструктивних схемах картоплезбиральних машин застосовують коливні леміші.

Режими роботи коливного леміша обґрунтовують на основі умови відриву шару ґрунту від його поверхні в момент різання, що призведе до зменшення опору переміщення внаслідок тертя ковзання. Відрив шару ґрунту від поверхні леміша можливий за виконання умови

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{cos\alpha}{sin\gamma cos\omega t}\,, \tag{11.71}$$

де ω — кутова швидкість кривошипа приводу леміша; r — радіус кривошипа; α — кут нахилу леміша до горизонту; γ — кут напрямку дії сили інерції, який у процесі коливань постійно змінюється; ωt — кут повороту кривошипа.

За кута нахилу леміша до горизонту $\alpha = 20°$ і куті коливань — 10…15°, кутова швидкість кривошипа становитиме ω = 60…70 рад/с.

11.2.4. Грудкоподрібнювальні пристрої

Під час збирання картоплі, особливо це стосується роботи на важких суглинистих ґрунтах, на поверхню сепарувальних робочих органів одночасно із сипким ґрунтом і бульбами подають грудки, які не просіюються і не руйнуються під час переміщення по їх поверхні.

Руйнування ґрунтових грудок може відбуватися одночасно з підкопуванням, а також безпосередньо на поверхні робочих органів збиральної машини внаслідок стискальної (статичної) або ударної (динамічної) дії.

Для руйнування грудок під час підкопування застосовують котки, які встановлюються перед підкопувальними робочими органами та забезпечують копіювання мікрорельєфу поля, регулювання і підтримування необхідної глибини підкопування, кришення ґрунтових грудок та часткове

руйнування зв'язку бадилля з бульбами. Котки виготовляють з гладенькою, ребристою або прутковою поверхнями (рис. 11.20) масою 30...60 кг, що забезпечує максимальне руйнування грудок за відсутності пошкодження бульб.

Для статичного руйнування грудок безпосередньо в збиральній машині застосовують спарені пневматичні балони з тиском повітря 0,01…0,02 МПа (рис. 11.21*а*) або встановлюють балони із зазором над поверхнею транспортера (рис. 11.21*б*). Внаслідок дії балона на ворох відбувається руйнування грудок, а стисканням повітря в пневматичній камері балона досягатимуть зменшення пошкодження бульб. При цьому необхідно забезпечити проходження бульбоносної маси між подрібнювальними поверхнями без згружування.

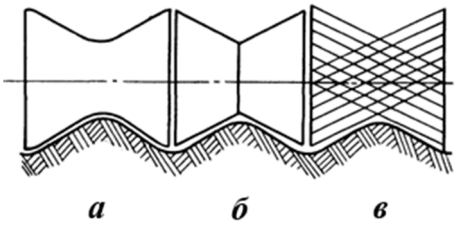


Рис. 11.20. Основні типи грудкоподрібнювальних котків:
а, *б* — ввігнуті; *в* — прутковий

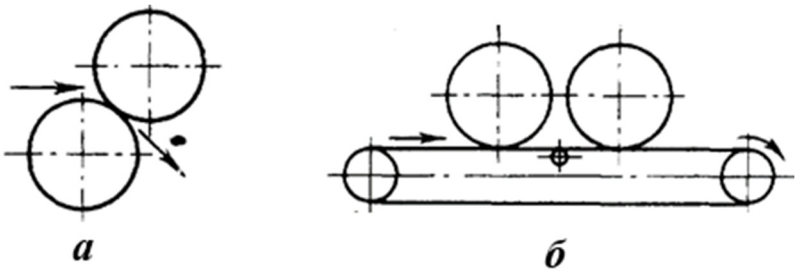


Рис. 11.21. Основні типи грудкоподрібнювальних пристроїв:
а — спарені пневматичні балони; *б* — балони над поверхнею транспортера

У випадку застосування для руйнування грудок двох циліндричних вальців або балонів (рис. 11.22) бульбоносна маса проходитиме між подрібнювальними поверхнями без згружування за виконання умови

$$R \geq (h - a_{MIN}) / \left(2 - \frac{2}{\sqrt{1+tg^2\varphi}}\right), \qquad (11.72)$$

де R — радіус вальця або балона; φ — коефіцієнт тертя вальців або балонів по ґрунту.

У випадку встановлення подрібнювального пристрою безпосередньо за лемішем за глибини підкопування рядка 20 см і більше для руху бульбоносної маси без згружування радіус вальців або балонів має бути не

менше 250 мм, що ускладнює їх встановлення на раму машини. Тому доцільно вальці або балони встановлювати одразу за основним сепарувальним робочим органом, що дозволить зменшити товщину шару ґрунту і, відповідно, їх радіус до 150 мм.

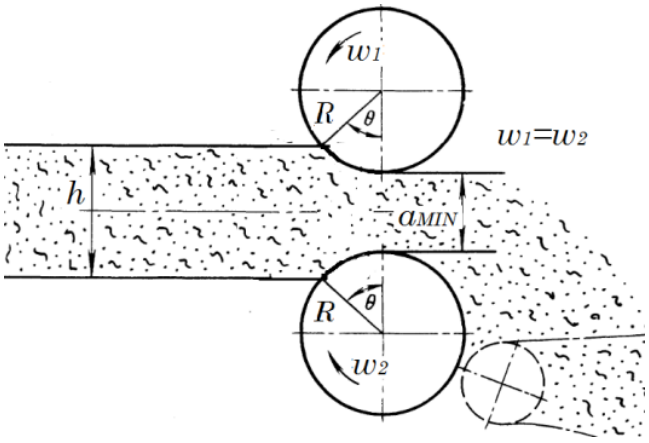


Рис. 11.22. Схема проходження шару ґрунту між циліндричними вальцями або балонами

У разі застосування вальців або балонів над поверхнею транспортера (рис. 11.23), бульбоносна маса проходитиме між подрібнювальними поверхнями без згружування за умови, що діаметр вальців або балонів становитиме

$$R \geq (h - a_{MIN})/2sin^2\varphi. \qquad (11.73)$$

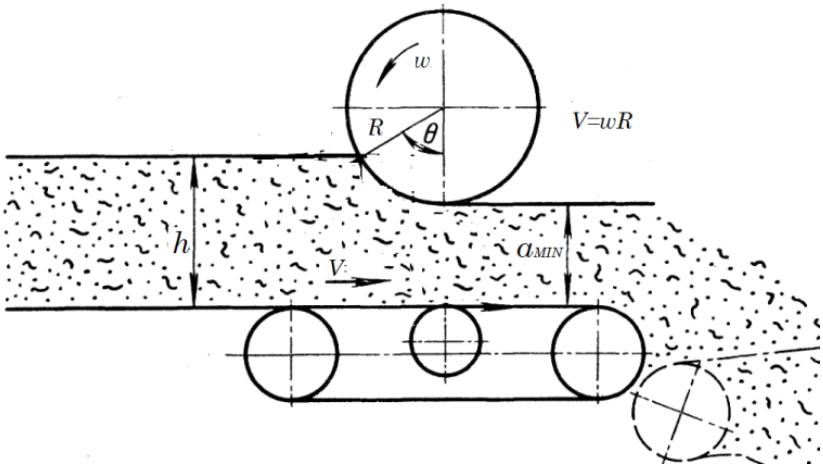


Рис. 11.23. Схема проходження шару ґрунту між циліндричним вальцем або балоном і транспортером

Ступінь руйнування грудок між двома поверхнями залежить від величини стискального зусилля, яке пропорційне відносній деформації пласта ε як співвідношення мінімального зазору між вальцями a_{MIN} і товщини підкопаного шару ґрунту h:

$$\varepsilon = a_{MIN}/h. \qquad (11.74)$$

Дослідженнями І.Р. Размисловича встановлено, що для повного руйнування грудок необхідно, щоб величина відносної деформації пласта становила $\varepsilon = 0{,}84…0{,}92$.

Статична дія на картопляний ворох під час руйнування грудок є не завжди ефективною, оскільки потрібні значні затрати енергії на протягування ґрунту між подрібнювальними робочими поверхнями, а під час роботи на суглинку з вологістю понад 16 % — відбуватиметься його ущільнення. У такому випадку найбільш доцільно використовувати комбінації деформацій згину, розтягу і зсуву пласта, що можна досягнути динамічною дією робочих органів у зоні підкопування (шар ґрунту захищатиме бульби від пошкоджень внаслідок ударної дії) із застосуванням у конструкції картоплезбиральних машин роторів над поверхнею лемішів, ворушилок, лопатевих барабанів, бітерів тощо.

11.2.5. Сепарувальні робочі органи

Сепарувальні робочі органи картоплезбиральних машин призначені для руйнування бульбоносного шару ґрунту, відокремлення бульб від ґрунту та інших домішок і подальшого подавання на наступні робочі органи.

Сепарувальні робочі органи поділяють за призначенням для відокремлення бульб від дрібного і сипкого ґрунту (просіювального типу) та для відокремлення бульб від міцних грудок, розміри яких близькі до розміру бульб, рослинних домішок і каміння на основі різниці форми поверхні, фрикційних, аеродинамічних, електричних, акустичних, пружних та інших властивостей складових картопляного вороху (виносної сепарації).

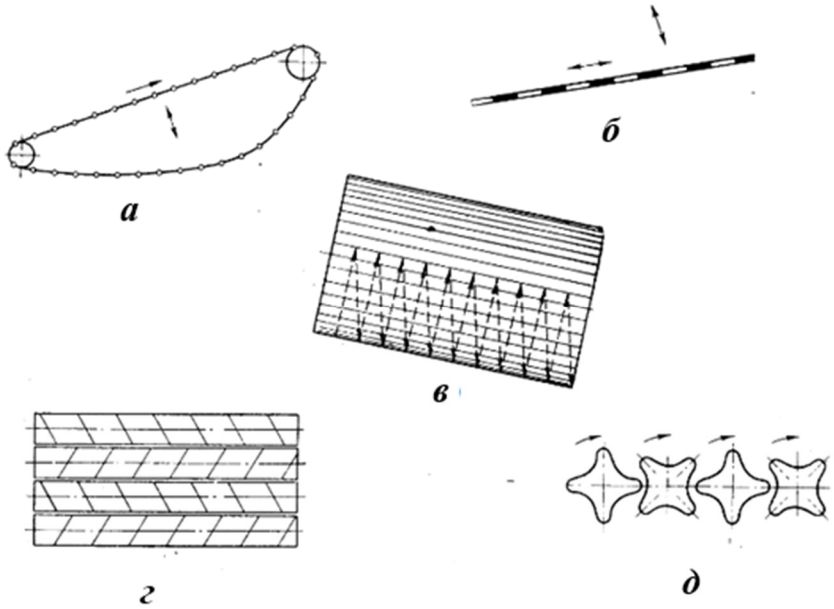


Рис. 11.24. Сепарувальні робочі органи просіювального типу:
а — прутковий елеватор; *б* — коливний грохот; *в* — барабанний грохот;
г — шнековий сепаратор; *д* — ротаційний сепаратор

До просіювальних сепарувальних робочих органів відносять пруткові елеватори, коливні грохоти, барабанні грохоти, шнекові та ротаційні сепаратори тощо (рис. 11.24).

Пруткові елеватори. Найбільшого поширення в конструкціях картоплезбиральних машин завдяки простоті конструкції, а також високій транспортуючій і очищувальній здатності набули пруткові елеватори (рис. 11.24*а*). Пруткові елеватори виконують у вигляді замкнутих привідних ланцюгів або пасів, до яких закріплено сталеві прутки. Для зменшення контактних пошкоджень бульб прутки покривають гумою. Просіювальні зазори у прутковому елеваторі утворюються простором між прутками, а інтенсифікація процесу просіювання ґрунту досягається вимушеними коливаннями робочої вітки руткового елеватора.

До основних конструктивних і кінематичних параметрів пруткових елеваторів (рис. 11.25) відносять: довжину ведучої вітки елеватора L, його ширину B, величину кроку між прутками S, кут нахилу робочої вітки до горизонту α та швидкість руху полотна елеватора V_e.

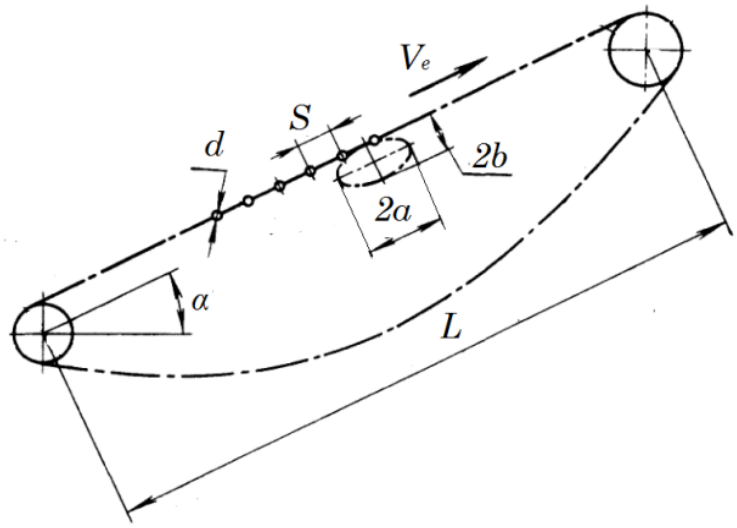


Рис. 11.25. Схема руткового елеватора

На якість і транспортуючу здатність руткового елеватора істотний вплив має величина кута α. За збільшення значення кута α процес сепарації покращуватиметься. Але максимальне значення кута нахилу першого після підкопувальних робочих органів полотна не має перевищувати значення кута тертя ґрунту по сталі, а наступних — кута тертя бульб по сталі. Тому, раціональними значеннями кута нахилу робочої вітки до горизонту є $\alpha = 20…22°$ для першого елеватора і $\alpha = 10…15°$ для наступних.

Для виключення згружування ґрунту на сепарувальній поверхні необхідно, щоб швидкість руткового елеватора V_e була більшою за швидкість поступального руху картоплезбиральної машини V_M. Тому швидкість руху елеватора визначають із умови

$$V_e > V_M / cos\alpha. \qquad (11.75)$$

Для виключення скочування бульб з поверхні пруткових елеваторів з кутом нахилу до горизонту 40…50° додатково встановлюють утримуючі лопаті або транспортери.

Оскільки процес переходу бульбоносної маси з леміша на поверхню пруткового елеватора супроводжується ударом, що сприяє поліпшенню кришення скиби, то зі збільшенням швидкості пруткового елеватора поліпшиметься розпушення та сепарація ґрунту. Але за значних швидкостей пруткового елеватора ґрунт не встигатиме до кінця просіюватися. Тому в більшості картоплезбиральних машин швидкість пруткового елеватора приймають в 1,3…1,6 раза більшою за швидкість руху машини і становить 1,5…2,5 м/с.

Для виключення втрат бульб через просіювальний зазор між прутками необхідно, щоб його величина C не перевищувала розмір бульб

$$C = S - d \leq d_K \ , \qquad (11.76)$$

де C — величина просіювального зазору між прутками; S — крок прутків, який становить $S = 36{,}0…41{,}6$ мм; d — діаметр прутків елеватора. Пруткові елеватори виготовляють із прутків діаметром $d = 10…11$ мм; d_K — діаметр бульби.

Тоді величина просіювального зазору між прутками у полотні пруткового елеватора становитиме $C = 26{,}0…31{,}3$ мм.

Ширину полотна пруткового елеватора B визначають залежно від рядності машини, а отже, і ширини підкопувальних робочих органів. Рекомендовано приймати для однорядної машини ширину пруткового елеватора $B = 530…575$ мм, для дворядної — $B = 1000…1200$ мм за ширини міжряддя 70 см.

Струшувачі пруткового елеватора. Інтенсифікація просіювання ґрунту на прутковому елеваторі досягають шляхом примусового струшування його робочої вітки еліптичними або роликовими струшувачами (рис. 11.26). Внаслідок ударної дії на технологічний матеріал прутків під час підкидання поліпшуватиметься подрібнення грудок і просіювання ґрунту.

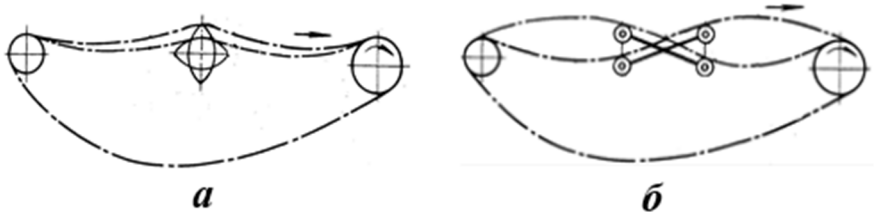


Рис. 11.26. Способи примусового струшування робочої вітки пруткового елеватора:
а — еліптичним струшувачем; *б* — двоплечим важільно-роликовим струшувачем

Еліптичний струшувач являє собою еліптичну зірочку, співвідношення між максимальною і мінімальною піввіссю якої становить $a/b = 1{,}25$

(див. рис. 11.25). За встановлення еліптичного струшувача між ведучим і веденим валами пруткового елеватора за набігання тягових ланцюгів на зірочки змінного радіуса відбувається примусове коливання полотна, частота якого ν залежить від швидкості руху елеватора V_e і периметра початкового еліпса струшувача l. Оскільки за один оберт струшувача відбувається два струшування полотна, частоту коливань робочої поверхні пруткового елеватора визначатимуть згідно з виразом

$$\nu = 120V_e/l. \qquad (11.77)$$

Під час розрахунків периметра початкового еліпса струшувача з півосями a і b використовують вираз

$$l = \pi\left[1{,}5(a+b) - \sqrt{ab}\right]. \qquad (11.78)$$

Інтенсифікація струшування бульбоносної маси досягається за умови, що вертикальна складова прискорення полотна є більшою за прискорення вільного падіння. Зазначену умову виконують за швидкості елеватора

$$V_e \geq \sqrt{ga^3/(a^2-b^2)}. \qquad (11.79)$$

Під час визначення частоти обертання еліптичного струшувача необхідно досягнути відрив технологічного матеріалу від поверхні пруткового елеватора, а це можливо, якщо

$$n > 0{,}5\sqrt{\frac{g\cos\xi}{\pi^2 r}}$$

або

$$n > 0{,}5\sqrt{\frac{\cos\xi}{r}}, \qquad (11.80)$$

де ξ — миттєве значення кута нахилу робочої вітки пруткового елеватора до горизонту; r — радіус кола, що описується струшувачем.

За подальшого зростання частоти обертання струшувача зростатиме інтенсивність просіювання ґрунту та поліпшуватиметься руйнування грудок.

За необхідності регулювання частоти і амплітуди струшування незалежно від швидкості руху полотна елеватора застосовують важільно-роликові струшувачі, інтенсивність струшування якими регулюється величиною радіуса кривошипа. Доцільно на легких сипких ґрунтах використовувати менші його значення, а на важких — більші.

Відрив пласта від поверхні полотна відбуватиметься за кутової швидкості кривошипа

$$\omega \geq \sqrt{\lambda g\cos\alpha/r \cdot \sin\omega t}, \qquad (11.81)$$

де ω — кутова швидкість кривошипа; λ — співвідношення між довжинами плеч важеля; α — кут нахилу полотна до горизонту; r — радіус кривошипа.

Тоді згідно з (11.81) частота обертання струшувача становитиме

$$n \geq 0{,}5\sqrt{\lambda\sin\alpha/\mathrm{r} \cdot \sin\omega t}\,. \qquad (11.82)$$

У випадку, якщо конструкція важільно-роликових струшувачів не передбачає зміну частоти обертання кривошипа, то момент відриву вороху від полотна пруткового елеватора залежатиме від значення кута нахилу робочої вітки та радіуса струшувача. У такому випадку відрив можливий за радіуса кривошипа

$$r \geq 0{,}25(\lambda cos\alpha/n^2 \cdot sin\omega t)\,. \qquad (11.83)$$

Найбільш ефективна сепарація ґрунту на пруткових елеваторах досягається за синусоїдальних коливань робочої вітки, частота і амплітуда яких залежить від стану ґрунту та кількості маси, що подається на сепарувальну поверхню. Дослідженнями встановлено, що найбільш якісне просіювання ґрунту на прутковому елеваторі досягається за поступальної швидкості полотна елеватора — 1,5…2,0 м/с, частоти коливань робочої вітки — 3…10 Гц і амплітуди — 20…50 мм.

Для підвищення ефективності просіювання ґрунту на пруткових елеваторах над їх робочою віткою встановлюють також шнеки, бітери та інші допоміжні пристрої, які забезпечують більш рівномірний розподіл картопляного вороху на сепарувальній поверхні, його розшарування і подрібнення грудок.

У конструкціях картоплезбиральних машин для просіювання ґрунту можуть застосовувати також коливні та барабанні грохоти, ротаційно-дискові та інші типи сепараторів (рис. 11.24), хоча вони і не знайшли такого поширення, як пруткові елеватори.

Похилі гірки. Для відокремлення грудок, каміння та рослинних решток від бульб за фрикційними властивостями і форми поверхні застосовують похилі гірки з поздовжнім або поперечним нахилом полотна (рис. 11.27) та гладенькою чи пальчастою роздільною поверхнею. Поперечна гірка в картоплезбиральних машинах є одночасно перебиральним столом.

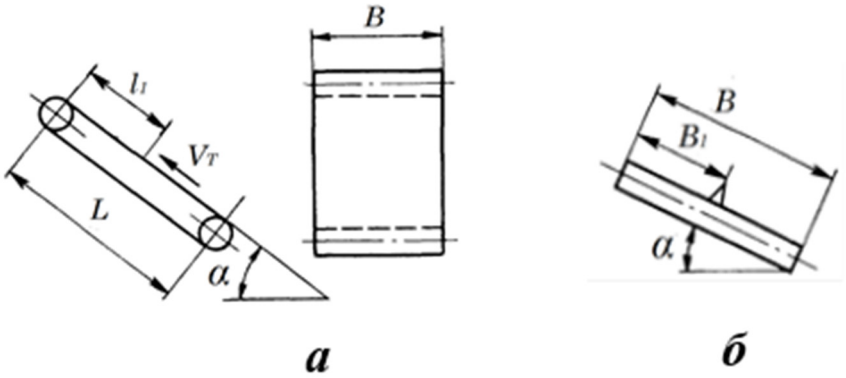


Рис. 11.27. Схеми похилих гірок:
а — поздовжньої; *б* — поперечної

Основними параметрами похилих гірок є: кут нахилу полотна до горизонту α; швидкість полотна V_T; ширина полотна B; відстань між валами L (рис. 11.27*а*).

Кут нахилу полотна гірки до горизонту α залежать від коефіцієнта тертя бульб і домішок по матеріалу робочої поверхні та визначається згідно з виразом

$$\alpha = arctg(f_1 + f_2/2)\,, \qquad (11.84)$$

де f_1, f_2 — коефіцієнти тертя відповідно бульб і домішок по поверхні очисної гірки.

У випадку, якщо кут нахилу гірки до горизонту α буде більше кута тертя ковзання φ, бульба спускатиметься по поверхні гірки з ковзанням. Якщо кут нахилу гірки до горизонту α буде менше кута тертя кочення φ_K, бульба рухатиметься по поверхні гірки без відносного переміщення.

Проте, в разі ковзання існує більша можливість пошкодження кірки бульб, ніж коченні. Тому, більш доцільно під час руху бульб по поверхні гірки забезпечити їх кочення без проковзування. Для цього необхідним є виконання умови

$$3{,}5tg\varphi - 2{,}5tg\varphi_K > \alpha > \varphi_K\,. \qquad (11.85)$$

Враховуючи, що значення коефіцієнтів тертя грудок, каміння і бульб картоплі різних сортів коливаються в широких межах, необхідно передбачати регулювання кута нахилу полотна поздовжньої гірки в межах 10…25°, а поперечної — 5…15°.

Відстань між валами поздовжньої очисної гірки L визначають із умови

$$L \geq 2l_1, \qquad (11.86)$$

де l_1 — відстань від місця завантаження вороху на гірку до верхнього вала, який розраховують згідно з виразом

$$l_1 = V_T^2/2gsin\alpha(f_2/tg\alpha - 1)\,, \qquad (11.87)$$

V_T — швидкість полотна гірки, значення якої приймають V_T = 0,5…1,5 м/с.

Ширину полотна B визначають відповідно до продуктивності поздовжньої гірки Q

$$Q = kB, \qquad (11.88)$$

де k — допустиме питоме завантаження гірки технологічним матеріалом на 1 м ширини полотна. Під час розрахунків приймають $k = 4$ кг/(с·м).

Під час визначення ширини полотна похилої очисної гірки необхідно враховувати також умову ефективної обробки технологічного матеріалу, згідно з якою

$$B \geq 0{,}01Q(1 + \lambda)/(\lambda q_1 + q_2)\,, \qquad (11.89)$$

де λ — засміченість бульб за вагою домішків; q_1, q_2 — середня вага відповідно грудок або каміння і бульб.

Для визначення продуктивності очисної гірки використовують вираз

$$Q = \frac{B^2\gamma V_T tg\theta}{6}, \qquad (11.90)$$

де γ — насипна маса технологічного матеріалу, γ = 660…680 кг/м^3; θ — кут природного тертя технологічного матеріалу.

Для відокремлення грудок та каміння від бульб можуть застосовуватися, як механічні (щіткові, голчасті і т. ін.), так і автоматичні (фотоелектричні, радіохвильові, акустичні, оптичні, електричні тощо) сепарувальні робочі органи. Але внаслідок потреби поштучного подавання та інших особливостей зазначені пристрої не знайшли широкого застосування в конструкціях картоплезбиральних машин.

11.2.6. Сортувальні та перебиральні пристрої

Під час післязбиральної обробки врожаю картоплі очищують бульби від ґрунтових та інших домішок і сортують їх на фракції за геометричними розмірами та вагою. Для сортування бульб використовують картоплесортувалки продуктивністю до 15 т/год і картоплесортувальні пункти продуктивністю 15…25 т/год, в яких крім сортування також доочищують бульби від домішок і виконують транспортно-завантажувальні операції.

Машини для сортування та первинної обробки картоплі обладнують сортувальними робочими органами у вигляді обертових вальців (роликові), конвеєрного типу (пасові і сітчасті), плоских решіт (грохотні), циліндричних решіт (барабанні) (рис. 11.28) та із комбінацією сортувальних поверхонь.

Роликові сортувалки. Внаслідок простоти конструкції і надійності роботи широкого застосування в схемах машин набули роликові сортувальні робочі органи (рис. 11.28*а*), що складаються із циліндричних або фігурних роликів, закріплених на поперечних валах. Суміжні ролики, які закріплені на одному валу, а також ролики на наступному валу, бічними поверхнями і виточками утворюють сортувальний зазор, через який відсортовують бульби прохідної фракції. Налаштування роликової сортувальної поверхні на відповідну фракцію здійснюється зміною міжосьової відстані між валами сортувалки. Ознаками, на основі яких відбуватиметься розділення бульб на роликовій сортувальній поверхні є їх ширина та товщина.

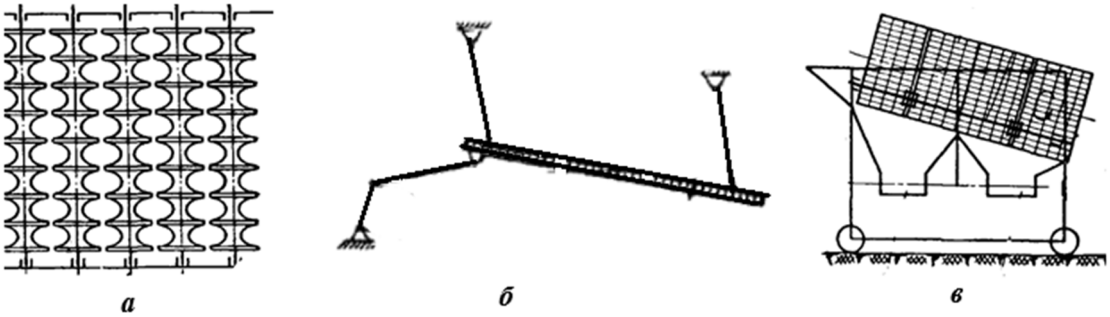


Рис. 11.28. Основні типи сортувальних поверхонь:
а — роликова; *б* — грохотна; *в* — барабанна

Основними параметрами роликових сортувалок, які визначають під час розрахунку, є діаметр роликів d_P, довжина L та ширина B сортувалки, кут нахилу сортувальної поверхні до горизонту β, робочий зазор між роликами C та частота обертання роликів n (рис. 11.29).

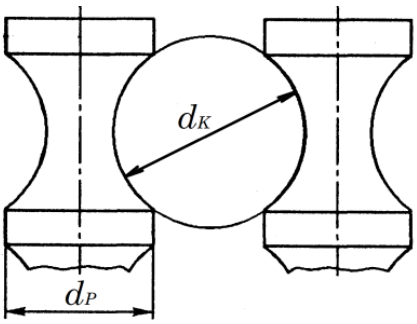


Рис. 11.29. Схема роликової сортувальної поверхні

Під час визначення діаметра роликів скористаємось умовою виключення заклинювання бульб між роликами, згідно з якою

$$d_P \leq \frac{d_K sin\alpha - C}{1 - sin\alpha}, \qquad (11.91)$$

де d_K — діаметр бульби; C — робочий зазор між роликами; α — кут захвату бульб.

Швидкість переміщення бульб на роликовій поверхні V залежить від частоти обертання роликів n_P

$$V = \pi d_P n_P \delta, \qquad (11.92)$$

де δ — коефіцієнт проковзування бульби на поверхні роликів. Під час розрахунку приймають $\delta = 0{,}4...0{,}6$.

Частота обертання роликів має забезпечувати безперешкодне переміщення бульб на сортувальній поверхні. Одночасно з цим максимальне значення частоти обертання роликів обмежуватиметься умовою руху бульб без відриву від роликової поверхні згідно з виразом

$$n_{PMAX} = \sqrt[4]{4g^2[(d_P + d_K)^2 - (d_P + C)^2]}/\pi(d_P + d_K). \qquad (11.93)$$

Частота обертання роликів, за якої забезпечуватиметься рух бульб з мінімальними пошкодженнями, становить $n_P = 160…205$ об/хв.

Ширину роликової сортувальної поверхні B визначають за величиною розрахункової продуктивності Q і допустимим питомим подаванням бульб на сортувальну поверхню q

$$B = Q/q. \qquad (11.94)$$

Величину допустимого питомого подавання бульб картоплі на роликову сортувальну поверхню під час розрахунків приймають $q = 14…20$ т/год м.

Роликові картоплесортувалки обладнують сортувальними поверхнями з шириною $B = 500…900$ мм і довжиною $L = 1200…1600$ мм.

Для забезпечення руху бульб на роликовій сортувальній поверхні без згружування необхідно, щоб кут нахилу роликової сортувальної поверхні до горизонту β був меншим кута тертя кочення бульб на роликовій поверхні φ_K.

Барабанні сортувалки. Для сортування бульб картоплі застосовують також барабанні картоплесортувалки (див. рис. 11.28*в*), сортувальна поверхня яких утворюється поздовжніми прутками, що розміщені паралельно осі обертання барабана із внутрішнім радіусом 0,25…0,50 м. Для безперешкодного переміщенням бульб картоплі внутрішньою поверхнею, барабани сортувального пристрою встановлюють з кутом нахилу осі обертання $\beta = 5\ldots8°$ до горизонту.

Барабанні сортувалки внаслідок простоти конструкції, неактивної дії сортувальної поверхні на бульби та самоочищення просвітів від домішок отримують все більшого поширення в картоплезбиральній техніці, хоча їх застосування обмежується великою вагою і габаритами, а також незначною продуктивністю.

Перебиральні пристрої. Під час вивантаження бульб для ручного відокремлення грудок, каміння, маточних і некондиційних бульб та інших домішок застосовують перебиральні пристрої стрічкового, дискового і інших типів, або їх комбінацій з горизонтальними або похилими робочими поверхнями (рис. 11.30). Найбільшого поширення в картоплезбиральній техніці набули перебиральні столи стрічкового типу (рис. 11.30*а,б*).

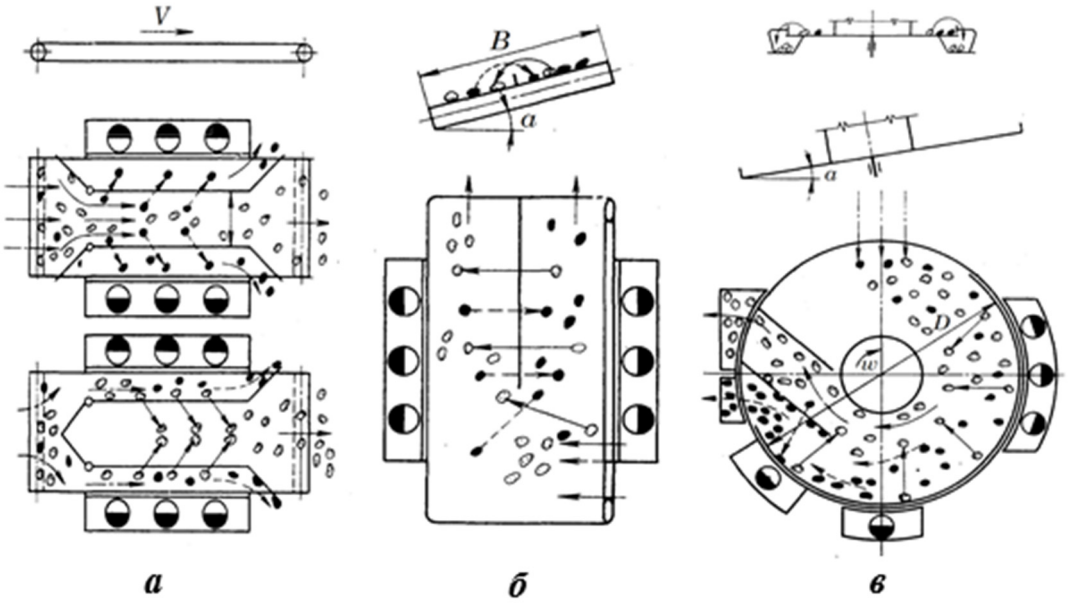


Рис. 11.30. Схеми перебиральних столів:
а — стрічковий перебиральний транспортер; *б* — похилий стрічковий перебиральний транспортер; *в* — дисковий перебиральний стіл (з ручним відбиранням бульб і похилий)

Основними параметрами стрічкового перебирального пристрою є його довжина L, ширина B, швидкість руху стрічки V, кут нахилу робочої поверхні до горизонту α та його продуктивність Q (рис. 11.30*б*).

Довжину перебирального транспортера визначають залежно від кількості робітників, які будуть задіяні на перебиранні

$$L \geq al + 2c, \tag{11.95}$$

де a — кількість робітників (за розміщення робітників з обох сторін від транспортера враховують половину робочих місць); l — ширина робочої зони (відстань між робітниками); c — відстань між робочою зоною першого і останнього робітників та привідними валами.

Кількість робітників a визначають залежно від продуктивності перебирального пристрою Q, відсотка домішок у вороху, що відбираються — χ і продуктивності робітників q

$$a = \frac{Q\chi}{100q}. \tag{11.96}$$

Продуктивність перебирального пристрою Q визначають подаванням бульб або виходом відсортованих бульб під час перебирання.

Відсоток домішок у вороху, що відбираються — χ становить для картоплесортувалок — 5…10 %, для картоплесортувальних пунктів — 15…20 %.

Під час розрахунку перебиральних пристроїв продуктивність робітників q приймають у межах 0,3…0,7 т/год. Більше значення продуктивності робітників приймають під час перебирання бульб великої фракції і з меншим умістом домішок та некондиційних бульб.

Для уточнення кількості робітників використовують вираз:

$$a = \frac{0{,}03QT\chi}{G_C}, \tag{11.97}$$

де T — час, необхідний для видалення однієї грудки, каміння, бульби тощо; G_C — середня вага однієї грудки, каміння, бульби, що надходить у домішки.

Під час розрахунку доцільно приймати ширину робочої зони перебирального стола в межах l = 0,6…0,8 м, відстань між робочою зоною першого і останнього робітників та привідними валами c = 0,15…0,25 м, швидкість руху робочої поверхні V має не перевищувати 0,3 м/с, а кут нахилу перебиральної стрічки до горизонту α = 10…20°.

Максимально допустиме значення ширини стрічкових перебиральних столів, які використовують у конструкціях машин для картоплярства, має не перевищувати 1,2 м. Якщо ширина робочої поверхні перевищує 0,8 м, доцільно робітників розміщувати по обидва боки від перебирального стола.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. У чому полягають технологічні особливості застосування гичкорізів індивідуального і масового зрізування гички під час збирання цукрових буряків?

2. Якими параметрами дискового гичкоріза досягається якісне видалення гички цукрових буряків?

3. Які параметри роторного гичкоріза розраховують? Згідно з якими умовами виконують розрахунок?

4. Які умови визначають якісне видалення залишків гички з поверхні головки коренеплоду гнучкою очисною лопаттю?

5. Як впливатимуть величини кутів положення лемішного копача на вилучення коренеплодів із ґрунту?

6. Які показники режимів роботи лемішних віброкопачів обґрунтовують? Які чинники враховують при цьому?

7. На основі яких міркувань визначають діаметр дискового копача бурякозбиральних машин? Як впливатиме величина діаметра копача на якість вилучення коренеплодів із ґрунту?

8. Який вплив має кінематичний режим дискового копача на характер його взаємодії із ґрунтом?

9. Назвіть основні умови ефективної роботи очищувальних робочих органів бурякозбиральних машин. За рахунок яких принципів це досягається?

10. Які основні конструктивні і кінематичні параметри шнекових очисників розраховують? На основі яких міркувань виконують розрахунки?

11. Як відбувається відокремлення домішок під час роботи роторних очисників бурякозбиральних машин? Як впливатимуть параметри роторного очисника на процес очищення?

12. Обґрунтуйте умову, за якої забезпечуватиметься затискання і руйнування грудок у міжкулачковому просторі та безперешкодне і без пошкоджень транспортування коренеплодів на поверхні кулачкових очисників бурякозбиральних машин.

13. Згідно з якими міркуваннями і з урахуванням яких параметрів обґрунтовують місткість бункера бурякозбиральної машини?

14. Назвіть основні розрахункові параметри плоского леміша картоплезбиральної машини. Як впливає їх величина на характер процесу підкопування бульбоносного шару ґрунту?

15. Як впливатимуть параметри процесу підкопування на загальний тяговий опір картоплезбиральної машини?

16. Яку умову враховують під час обґрунтування режимів роботи коливного леміша картоплезбиральної машини?

17. Як забезпечують статичне і динамічне руйнування ґрунтових грудок в картоплезбиральних машинах?

18. Назвіть основні розрахункові параметри пруткового елеватора картоплезбиральної машини. Які чинники впливають на їх величину?

19. Особливості застосування еліптичних і роликових струшувачів пруткового елеватора картоплезбиральних машин. Назвіть умови вибору їх режимів роботи.

20. У чому полягає методика розрахунку основних параметрів похилої гірки для відокремлення домішок і бульб картоплі в технологічній схемі збиральних машин?

21. Які основні параметри роликових сортувалок визначають під час розрахунку? На основі яких умов виконують розрахунок?

22. Які чинники враховують під час обґрунтування основних параметрів перебиральних пристроїв картоплезбиральних машин?

Розділ 12
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ПЛОДІВ І ЯГІД

12.1. Основні властивості плодових культур як об'єкта збирання

Специфічну особливість машин для збирання плодів і ягід обумовлено їх широкими біологічними особливостями, зональними умовами вирощування та складністю технологічного процесу збирання.

Плодові культури поділяють на такі основні групи: з*ерняткові породи* — яблуня, груша, айва звичайна, глід, горобина та інші. *Яблуня* — одна з найбільш поширених плодових порід на земній кулі, займає серед плодових перше місце; *кісточкові породи* — вишня, черешня, слива, абрикос, персик, алича, терен та інші; *ягідні породи* — суниця, смородина, аґрус, малина, ожина та інші; *горіхоплідні породи* — волоський горіх, ліщина, фундук, мигдаль, горіх, каштан. Плоди горіхоплідних мають високу лежкість, транспортабельність і високу калорійність.

Застосування засобів малої механізації і машин для механізованого збирання плодів нерозривно пов'язане з вивченням основних властивостей дерев та фізико-механічних властивостей плодів.

Плоди і рослини чутливі до механічних впливів і легко пошкоджуються, тому їх фізико-механічні властивості є визначальними чинниками під час створення технічних засобів для збирання плодів.

Серед великої кількості показників, що характеризують фізико-механічні властивості плодів, є низка таких, без знання яких неможливо створити машину, щоб вона відповідала агротехнічним вимогам. Ці показники визначають габаритні розміри машини, форму уловлювальної поверхні, тип і конструкцію захватних пристроїв для коливання дерев, тип амортизаційних матеріалів та кут нахилу уловлювальної поверхні, конструкцію транспортувальних і пакувальних пристроїв і всіх інших вузлів збиральних машин.

Схеми розміщення плодових дерев у саду суттєво впливають на вибір технологічних схем і конструктивних параметрів збиральних машин.

У зерняткових садах з об'ємними кронами переважають схеми 8 × 6 (ширина міжрядь × відстань між деревами в ряду). У сучасних інтенсивних садах дерева розташовують за схемою (ширина міжрядь × відстань між деревами в ряду у метрах) 6 × 4, 4 × 3, 3 × 2 м і т. інше.

Розміри надземної частини плодових дерев у період збирання врожаю суттєво впливають на габаритні розміри збиральних агрегатів і залежать від віку дерев, зони вирощування та інших біологічних чинників.

Розташування плодів у кроні дерева також впливає на обґрунтування параметрів коливальних і уловлювальних пристроїв. Плоди в кроні розташовані ярусами: перший ярус до — 1,7 м; другий — 1,7…3 м; третій —

3…4 м. Крім того, розташування плодів змінюється від периферії в глибину дерева. Перша зовнішня зона, що становить 1 м від периферії, друга наступний 1 м.

Так, наприклад, в Антонівки звичайної плоди, розташовані у першому ярусі, становлять 30…33, у другому — 36…38, а у третьому — 18…20 %.

Розташування плодів слив у кроні дерева суттєво залежить від обрізування дерев. На деревах без обрізування у першому ярусі розташовано 40…60, у другому — 57…33, а у третьому — до 3 % плодів. На обрізаних деревах зменшується кількість плодів у першому ярусі.

До основних фізико-механічних властивостей плодів відносять: масу плодів, їх висоту, довжину і діаметр плодоніжки, зусилля відриву плодоніжки від гілки і плоду, твердість шкірки, питому та насипну вагу плодів.

Міцність зв'язку плодоніжки з гілкою і плодами є відмінними для різних порід і сортів плодових культур. Для яблук зв'язок плодоніжки з плодом міцніший від зв'язку з гілкою, тому за механізованого збирання плоди мають осипатися з плодоніжками. Під час збирання кісточкових плодів більшість сортів відриваються без плодоніжки. Зв'язок плода з плодоніжкою здебільшого залежить від ступеня зрілості.

Для плодів вишні і черешні краще щоб був «мокрий» відрив без здирання шкірки, тоді сік з плодів не витікатиме.

Механічні пошкодження плодів під час ударів ускладнюють процес механізованого збирання. Найбільшою мірою це стосується яблук. У першу чергу плоди пошкоджуються під час падіння з висоти і контакту із скелетними гілками або іншими сусідніми плодами. Менше плоди пошкоджують під час падіння на уловлювальні поверхні у вигляді натягнутого полотна, або на покриття з м'яких матеріалів.

Для зменшення пошкоджень у кроні скелетні гілки необхідно розріджувати, а їх проекції між ярусами не мають накладатися.

Плоди слив до ударних навантажень менш чутливі ніж яблука, а вишні і черешні менш чутливі від слив.

12.2. Способи збирання плодів. Агротехнічні вимоги до машин

Збирання плодів — один із найбільш трудомістких процесів. На нього припадає понад 40 % усіх затрат праці. На збирання плодів з 1 га саду потрібно затратити понад 200 люд.-год, на збирання ягід — понад 1800 люд.-год.

Основні причини, які гальмують створення засобів для механізованого збирання врожаю, полягають в особливостях: схем садіння дерев, типів крони, фізико-механічних властивостей як плодів, так і плодових дерев. Крім того, більшість плодів дуже чутливі до механічних дій, що значно ускладнює механізацію цього процесу. У садівничих господарствах застосовують три основні способи збирання:

1) ручний з використанням засобів малої механізації;

2) напівмеханізований із застосуванням платформ, агрегатів, які забезпечують заміну ручної праці на допоміжних операціях;

3) механізований з використанням плодозбиральних машин, комбайнів, коли механізовані основні та допоміжні операції.

Плодозбиральні машин і пристрої мають відповідати агротехнічним вимогам, тобто збирати урожай з мінімальними втратами з дотриманням якісних показників.

Плоди і ягоди конкретного сорту збирають за досягнення ними повної стиглості. Запізнення в термінах призводить до масового осипання плодів, погіршення смакових і товарних властивостей.

Ефективність використання машин залежить від типу насаджень і конструкції крони. Для сортів, призначених для механізованого збирання врожаю, дуже важливо, щоб зв'язок плодоніжки з гілкою був менший, ніж із плодом. Під час збирання врожаю кісточкових культур перевагу віддають сортам із «сухим» відривом.

Для успішної роботи машини під час формування дерев з об'ємною кроною потрібно залишати 3…4 скелетні гілки, розміщені у різних площинах. Це зменшує кількість пошкоджень плодів, що проходять крізь крону під час струшування. Кінці гілок нижнього ярусу мають бути на висоті не менше ніж 1,4 м від поверхні ґрунту, а висота штамбу дерева — не менш як 0,7 м. Для переміщення машин у міжрядді саду влаштовують світловий коридор не менше ніж 2 м завширшки. Бажано, щоб діаметр та висота крони не перевищували 6 м.

Під час закладання садів із плоскими кронами ширина крони не має перевищувати 0,8...1,2 м, висота дерева — 3,2...3,5 м. Мінімальна висота штамба для таких садів 0,5 м, ширина міжрядь 4 м.

Плоди збирають у суху погоду впродовж 4...6 днів. Збирання ягід починають, коли 80...85 % плодів мають знімальну стиглість.

12.3. Основи теорії малої механізації для збирання плодів

До засобів малої механізації збирання плодів належать ручний інвентар, драбини, підставки, плодозбиральні платформи. Вони підвищують продуктивність праці збирачів, поліпшують повноту знімання і якість плодів, сприяють кращому їх зберіганню.

Для збирання плодів використовують металеві або пластмасові відра, обтягнуті всередині мішковиною, а також спеціальні плодозбиральні сумки місткістю 6...10 кг. Із верхніх ярусів плоди знімають за допомогою садових драбин ЛСУ — 2,5 та ЛСУ — 3,5, садових підставок СП — 1,2.

Основна тара для пакування плодів — ящики різної місткості, а також два основних типи контейнерів: нерозбірний дерев'яний і складний плодовий КСП-0,5. Для механізованого збирання плодів у ящики використовують різні типи піддонів, найпоширеніші з яких мають площу 1200×1000 і

1200 × 800 мм. Вантажно-розвантажувальні роботи з пакетами ящиків та контейнерами виконують пилчастими агрегатами-навантажувачами ПВСВ-0,5А.

Для ручного збирання плодів та детального обрізування крон плодових дерев у садах із шириною міжрядь 3,5...5,0 м і висотою крони до 4,5 м використовують багатомісні платформи ПОС-0,5 і ПКО-0,7.

12.3.1. Основи теорії плодозбиральних платформ

Найбільшу ефективність від застосування багатомісних плодозбиральних платформ для збирання плодів і обрізування крони плодових дерев досягають у пальметних садах.

Деякі конструктивні параметри платформ обґрунтовують розмірними характеристиками дерев.

Ширину платформи визначають за формулою

$$B_{плт} = (B — 2в — \varepsilon),$$

де B — ширина міжрядь, м; $в$ — товщина крони, м; $\varepsilon = 0{,}4$ *м* — двосторонній зазор між габаритними розмірами і «стінкою» панельного саду.

Висоту розташування верхньої робочої площадки визначають за умови зняття всіх плодів, які розташовані у верхній частині

$$H = H_д — (1{,}3…1{,}4),$$

де H — висота дерева, м; 1,3…1,4 — середня висота розташування рук працівника від плеч суглобів до основи верхньої робочої платформи, м.

Інші параметри платформи визначити складніше, тому що вони пов'язані як з чинниками агротехнічного характеру, так і з прийнятою технологією збирання.

Щільність розподілу плодів за висотою і врожайністю з одного дерева впливають на кількість і розташування робочих площадок і працівників.

Позиційний спосіб збирання (зупинка агрегату біля кожного дерева) або збирання плодів під час безперервного руху, також впливає на кількість працівників. Технологія збирання плодів, коли перед платформою ідуть декілька працівників і збирають плоди з нижніх ярусів, впливає на конструктивні параметри платформи.

Всі перераховані, а також інші чинники, в тому числі і випадкові знаходяться в складному взаємозв'язку, що в підсумку впливає на продуктивність працівників.

Одним із основних параметрів, що визначає продуктивність збирального агрегату є швидкість його руху. Її можна визначити шляхом комплексних теоретичних і експериментальних досліджень із застосуванням теорії систем масового обслуговування.

Для ефективного використання багатомісних платформ необхідно визначити оптимальну швидкість її переміщення в різних умовах і щільності розподілу в зоні дії кожного каналу обслуговування і різної щільності

обслуговування заявок залежно від кількості працівників, які обслуговують ярус, або платформу загалом.

Найбільш ефективне використання обслуговчого персоналу (працівників) буде досягнуто під час переміщення платформи з такою швидкістю, коли працівник зможе обслуговувати найбільшу кількість заявок, а кількість відмов в обслуговуванні буде мінімальною.

Конкретні дані щільності плодів на дереві залежать від урожайності і розмірів дерев. Вони впливають на продуктивність платформи, яка в свою чергу залежить від індивідуальних здібностей працівників і умов їх роботи.

Продуктивність кваліфікованих працівників становить 65…105, а середньої кваліфікації — 50…94 плодів за хвилину. Середній час на знімання одного плоду коливається в межах, відповідно до кваліфікації працівників, 0,5…0,92 с, середньої кваліфікації — 0,63…1,2 с. Враховуючи що, в основному, на платформі працівники середньої кваліфікації, щільність потоку обслуговування приймають у межах 0,6…1,2 секунди.

12.4. Основи теорії плодозбиральних машин

Механізоване збирання плодів передбачає знімання плодів, їх уловлювання, внутрішньомашинне переміщення і завантажування у тару.

Найбільш поширені плодозбиральні машини самохідні або начіпні вібраційного типу. Машини знімають плоди за допомогою струшувача, який складається з вібратора та затискача.

Зняті плоди уловлюють спеціальними пристроями — уловлювачами. Для внутрішньомашинного транспортування плодів використовують стрічкові або пластинчасті конвеєри. Завантажують плоди в ящики або контейнери. Очищують плоди від домішок (листя, дрібні гілочки) відцентровими вентиляторами.

Вібратори. На сьогодні більшість плодозбиральних машин обладнано інерційними лінійними струшувачами. Плодозбиральні машини ВУМ-15, ВУМ-15А, МПУ-1, МПУ-1А комплектують штамбовими інерційними лінійними струшувачами, перевагами яких вважаються:

- висока продуктивність і повнота зняття плодів,
- менша маса струшувача, мінімальна дія коливань на енергетичний засіб.

До недоліків можна віднести:

- пошкодження кори,
- вихитування кореневої системи дерева,
- обмеження висоти штамба дерева (не менше 70 см),
- крони дерева мають бути без провислих гілок, допустимих нахилу агрофону (до 8°),
- обмежена відстань від нижніх гілок дерева до ґрунту.

Як вже було зазначено раніше, для коливання дерев (гілок) у вібраційних плодозбиральних машинах застосовують пристрої різного типу. Основними вузлами цих пристроїв є вібратори і захватні пристрої.

Вібратори за способом передання вібрації дереву поділяють на два основних типи:

- вібратори постійного зміщення — з кривошипно-шатунним механізмом або гідравлічним приводом;
- інерційні вібратори з механічним або гідравлічним приводом.

Найбільше застосування у плодозбиральних машинах знайшли вібратори першого і другого типів.

У машинах штангового типу вібратори постійного зміщення з кривошипно-шатунним механізмом жорстко кріплять на тракторі (рис. 12.1). Вібратор перетворює обертальний рух колінчастого вала в зворотньо-поступальний (коливальний) рух штанги, яка через захват урухомлює в коливальний рух дерево.

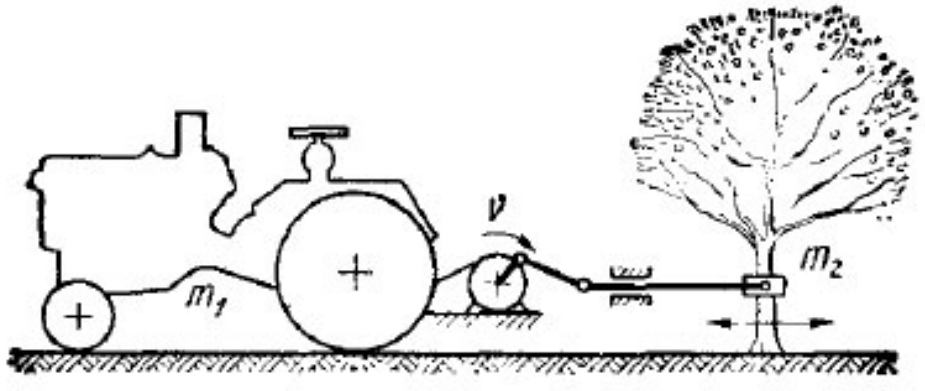


Рис.12.1. Схема вібратора з кривошипно-шатунним механізмом постійного зміщення

У плодозбиральних машинах типу ВУМ-15А, МПУ-1А вібратори постійного зміщення (рис. 12.2) навішені на саму машину.

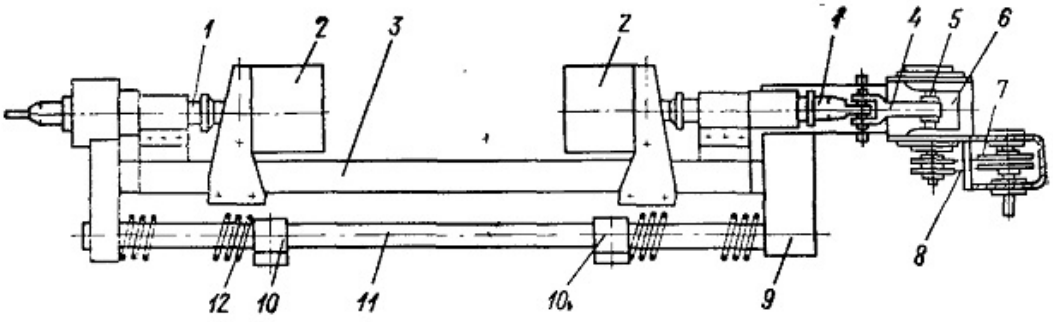


Рис. 12.2. Схема вібратора плодозбиральної машини ВУМ-5А:
1 — гідроциліндр; *2* — затискачі штамба; *3* — скоба; *4* — шатун; *5* — колінчастий вал; *6* — корпус КШМ; 7 — зірочка; *8* — ланцюг; *9* — основа вібратора; *10* — опора

За взаємодії цієї системи задана амплітуда коливань частково передається дереву, частково гаситься за рахунок горизонтального переміщення трактора.

Інерційні вібратори (рис. 12.3) встановлюють на більшості сучасних машинах типу КПУ-2. Такий вібратор розташований внизу агрегату і закріплений на пружній підвісці, яка виключає вібрацію рами агрегату. Дві незрівноважені маси, які обертаються в протилежних напрямках створюють коливання, які через захват передаються штамбу дерева.

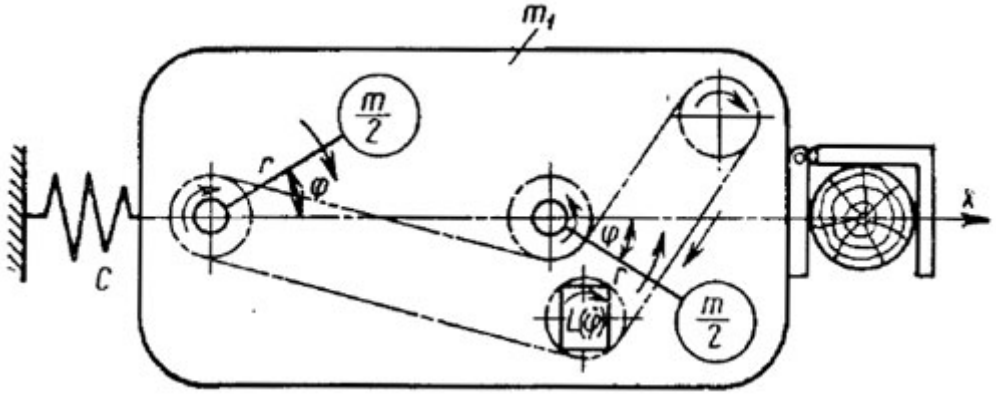


Рис. 12.3. Інерційний вібратор з гідравлічним приводом

Відривання плодів. Під час коливання дерева плід на плодоніжці може здійснювати коливання практично в будь-якій площині. При цьому на горизонтальне зміщення точки підвісу плода можуть накладатися зміщення у вертикальній і інших площинах. Сама гілка може коливатися не в одній площині а різних, отже абсолютний рух центра ваги плоду — це дуже складний, важко підлягає математичному опису. Математичний аналіз руху центру ваги плоду можливий під час накладення на систему плід—плодоніжка деяких обмежень, що призводять до помилки в кінцевих результатах.

Відокремлення плодів від гілок відбувається як результат дії інерційних сил, що виникають як результат коливань точки підвісу плода в горизонтальній або вертикальній площинах, а також як результат крутіння плода щодо місця його кріплення до плодоніжки і інших складних деформацій плодоніжки.

Основні можливі рухи плодів під час вібраційного збирання плодів показані на рис. 12.4. В усіх випадках для відокремлення плода, необхідна достатня частоти і амплітуда вимушених коливань, що забезпечує плоду необхідне кутове або вертикальне прискорення.

Встановлено, що оптимальним коливальним режимом руху системи плід-плодоніжка (за наявності вертикального компонента збудження точки підвісу) буде такий, за якого вимушена кругова частота дорівнює подвоєною власній частоті системи плід-плодоніжка. У такому випадку буде забезпечено високу повноту знімання плодів.

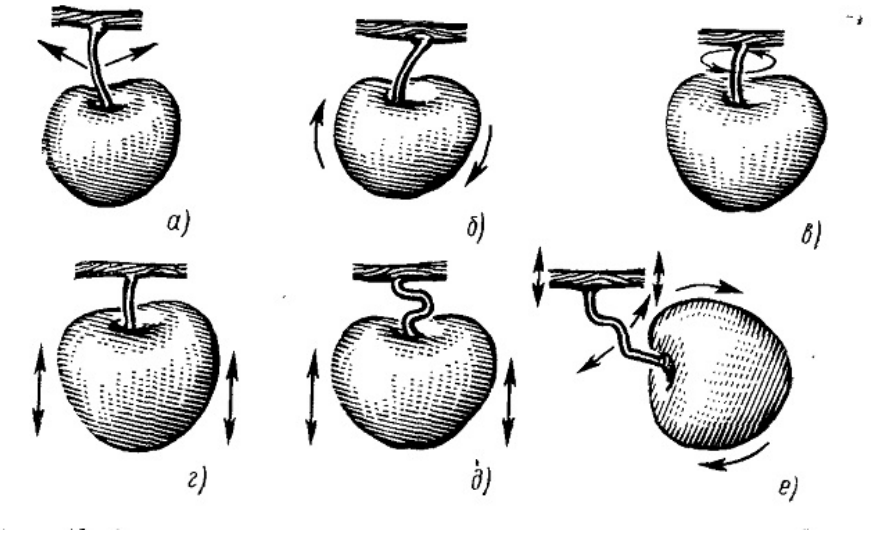


Рис. 12.4. Основні види руху плоду від дії вібрації:
а — маятниковий; *б* — хитний; *в* — крутильний; *г* — вертикальний (ривковий)

Як основний вид коливання плодів за механізованого збирання прийнято маятниковий з таких міркувань: за коливання дерева плід з плодоніжкою і сама гілка здійснюють коливання в будь-якій площині, тому абсолютний рух центра ваги плоду буде дуже складним. Особливо складні рухи плода з вигином плодоніжки спостерігаються під час збирання вібраційним способом дрібних плодів з довгими плодоніжками (вишні, черешні, оливи та ін.). Великі плоди (яблука, груші та ін.) і плоди середньої крупності (сливи, абрикоси, дрібні яблука та ін.), які мають короткі плодоніжки і міцно пов'язані з плодом, роблять більш стійкі коливання маятникового типу.

Для відриву плодів оптимальні частото-амплітудні режими коливання в точці підвісу такі: дрібних кісточкових (черешня, вишня), середніх кісточкових і горіхоплідних (слива, мигдаль, горіх), зерняткових (яблука, груші) амплітуда коливань — відповідно 4, 8; 3 і 4 см.

Частота коливань для вишні та черешні 850…1100 циклів у хвилину за амплітуди коливання 20…30 мм; для слив, мигдалю і горіхів — 600…800 циклів у хвилину за амплітуди 40…50 мм; для яблук і груш — 500…550 циклів у хвилину за амплітуди 20…40 мм.

Затрати потужності на коливання дерев під час збирання плодів. Повністю розкрити динаміку процесів, що відбуваються в коливальній системі машина-дерево, через наявність великої кількості випадкових чинників важко. До числа випадкових чинників можуть бути віднесені демпферування крони, наявність тертя між шарами дерева, неоднорідність матеріалу плодової деревини та інші.

У зв'язку з цим витрати потужності на коливання дерев (скелетних гілок) визначають, як правило, експериментальним шляхом.

Власні коливання плодового дерева (окремих його елементів) істотно впливають на енергетичні витрати.

Збільшення амплітуди коливань і підвищення до певної межі частоти коливань потребують зростання потужності. Подальше підвищення частоти супроводжується зменшенням потужності, при цьому мінімальне значення потужності відповідає резонансній частоті окремих елементів плодового дерева.

Мінімальні витрати потужності на одиницю зібраної продукції будуть за великої амплітуди і низької частоти коливань вібратора. Однак, виходити з одних лише енергетичних показників за обґрунтування параметрів процесу неможливо, тому що кількість пошкоджених плодів і дерев зростає. Більше плоди пошкоджуються зі збільшенням амплітуди коливань і менше під час підвищення частоти. На практиці для зменшення пошкоджень слід підвищувати частоту і зменшувати амплітуду коливань до безпечних значень.

Резонансна частота плодового дерева і його окремих елементів (через зміни їх маси під час опадання плодів) не є константою. Кожна гілка має своє значення резонансної частоти. Для гарантованого забезпечення умов резонансу різних елементів дерева, вібратор має працювати зі змінною частотою коливань. У процесі поступового підвищення частоти коливань вібратора, вібрація поширюється на всі ділянки стовбура і гілок, зокрема вузли коливань, які мають місце за сталого режиму роботи вібратора, що у підсумку позитивно впливає на повноту знімання плодів з дерева. Робота вібратора з поступовим підвищенням частоти забезпечує високу повноту знімання плодів і вигідно впливає на енергетичні показники машини, зменшуючи необхідну потужність на привід вібратора.

Уловлювачі. Основним критерієм оцінювання роботи плодозбиральної машини є якість плодів, які сходять з уловлювальної поверхні. Уловлювальні пристрої мають забезпечувати найбільш повне уловлювання плодів, що просто з дерева і з найменшими їх пошкодженнями. Конструкція уловлювача значно впливає на кількість пошкоджених плодів у процесі механізованого збирання.

Переважна більшість серійних плодозбиральних машин обладнано уловлювачами у вигляді похилої площини, що утворена полотном, меліоративною тканиною або щитами, покритими пружним еластичним матеріалом.

Класифікують уловлювачі за типом поверхні. На рис. 12.5 показано основні схеми пасивних *I* і *II* активних приймальних поверхонь уловлювачів.

Основні пошкодження на уловлювачах відбуваються під час удару плодів по лонжеронах і за зіткнення плодів на уловлювальній поверхні, тому що ймовірність зустрічі плодів на ній за вібраційного збирання — значна.

Для зменшення пошкодження плодів лонжерони покривають еластичним матеріалом (поролоном, пороластом і т. ін.), тобто матеріалом з малим

модулем пружності, а для зменшення ймовірності зустрічі плодів на уловлювальній поверхні, коливати дерева потрібно окремими поштовхами.

Уловлювачі з пасивними поверхнями мають суттєві недоліки. Плоди, що потрапляють на уловлювальну поверхню протягом певного проміжку часу перебувають під дією плодів, що потрапляють на уловлювач з крони дерева.

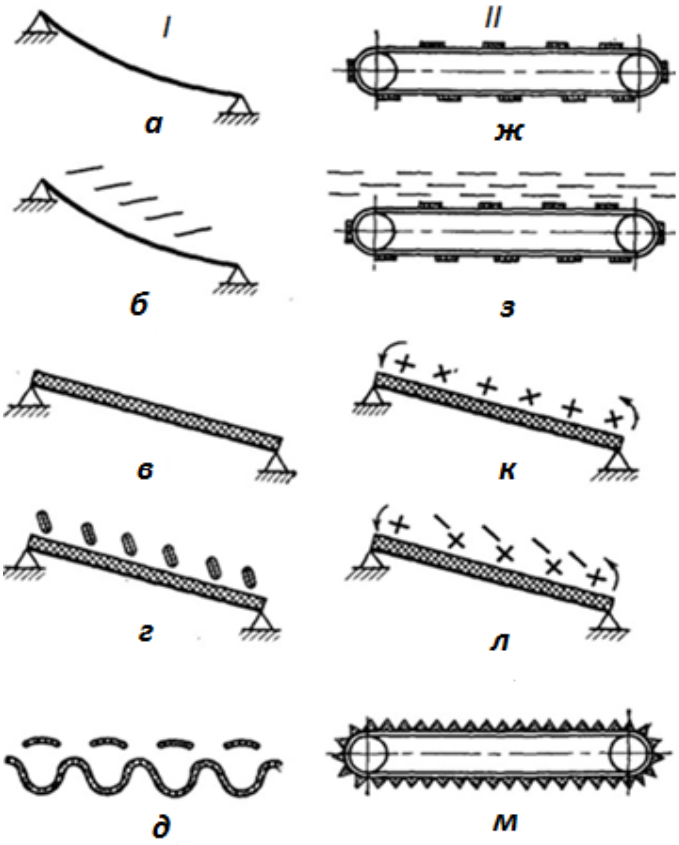


Рис.12.5. Типи приймальних поверхонь уловлювачів:
I — пасивні поверхні; *а* — парусина; *б* — парусина з амортизаторами;
в — еластична поверхня; *г* — еластична поверхня з амортизаторами;
д — фігурна еластична поверхня з амортизаторами;
II — активні поверхні; *ж* — стрічковий транспортер; *з* — стрічковий транспортер з амортизаторами; *к* — еластична поверхня з вальцями;
л — еластична поверхня з вальцями і амортизаторами;
м — стрічковий транспортер з еластичними клинами

Отже, що більший час перебування плоду на уловлювальній поверхні, то більша ймовірність зіткнення його з іншим плодом, що падає на уловлювач.

Крім того, плоди, що надійшли на уловлювальну поверхню, проходять значну відстань на його похилій площині і в момент виходу з уловлювальної поверхні на транспортер мають швидкість, що значно перевищує допустиму. Ці чинники сприяють збільшенню кількості пошкоджених плодів у процесі їх механізованого збирання.

Показники роботи вібраційних плодозбиральних машин. Основні показники, що характеризують якість роботи плодозбиральної машини (повнота знімання плодів, втрати і механічні пошкодження плодів і дерев) залежать від багатьох чинників: породи, сорту, ступеня зрілості плодів, розмірно-масових показники плодів і дерев, місця розташування плодів, міцністю зв'язку плодів з деревом, маса плодів, урожаю на дереві, особливістю крони і від конструктивних та кінематичних параметрів робочих органів (типу уловлювача, частота і амплітуда коливань вібратора, часу коливань.

Повнота знімання плодів залежить від відстані місця захоплення стовбура до поверхні або відстані захоплення гілки від місця кріплення до стовбура.

Так, для забезпечення повноти знімання плодів у межах агротехнічних вимог (95 % і більше) оптимальною частотою коливань під час збирання слив, абрикосів і мигдалю є частота в межах 650…900 циклів у хвилину і амплітуда 20…30 мм, під час збирання (вишні та черешні — в межах 900…1200 циклів у хвилину і амплітуда 15…20 мм, під час збирання яблук — у межах 500…600 циклів у хвилину і амплітуда 20…25 мм. Ці режими роботи вібратора плодозбиральної машини забезпечують необхідні режими коливань точки підвісу плода для його відривання.

Дерева, які не пристосовані до механізованого збирання, струшувати гірше. На деревах з розташуванням плодів всередині крони спостерігаються значні пошкодження плодів під час падіння через крону через зіткнення з нижче розташованими гілками. Дерева з розташуванням плодів по периферії крони мають мінімальні пошкодження плодів у кроні за машинного збирання.

Ступінь зрілості плодів на повноту знімання впливає мало, але дуже впливає на знімання плодів з плодоніжками і без них (особливо вишні та черешні).

Якість знятих плодів здебільшого визначають їх якістю на дереві. Машина позбавлена виборчого принципу збирання плодів, тому в разі коливання дерева опадають всі плоди, в тому числі і гнилі, хворі, зелені і щуплі, які в підсумку відбраковують, на що витрачають додаткову робочу силу.

Кількість пошкоджених плодів залежить від розмірів і конструкції уловлювача, ступеня зрілості плодів у період збирання, врожаю на дереві, маси окремого плода, особливостей крони, розмірів дерева і режимів роботи вібратора плодозбиральної машини.

Ступінь стиглості плодів і їх маса істотно впливають на кількість пошкоджених плодів. Що дозріліші і більші плоди, то вони більше пошкоджуються.

Ця закономірність спостерігається під час збирання будь-яких плодів.

Збільшення амплітуди коливань дерева призводить до збільшення розкиду плодів за межі вловлювання пристосуванням, а це підвищує кількість пошкоджених плодів.

12.5. Тара для збирання і вивезення плодів із саду

Під час збирання та вивезення плодів із саду тара має відповідати таким вимогам: забезпечувати збереження плодів, мати зручний доступ до них і захоплення для вантаження.

На величину пошкоджень плодів впливають тип тари, спосіб пакування та місце їх розташування у тарі. Для пакування, перевезення та зберігання яблук застосовують, як правило, нерозбірні дощаті ящики з внутрішніми розмірами: довжина — 570 мм, ширина — 380 мм, висота — 266 мм, ємність — 57,6 дм^3.

Досвід, накопичений у зарубіжних країнах і в Україні, показав, що під час застосування ящиків, крім значних затрат праці, спостерігаються значні механічні пошкодження плодів через різкі поштовхи під час навантажувальних і розвантажувальних робіт.

Більш прогресивний спосіб збирання і транспортування плодів у дерев'яних ящиках за допомогою піддонів, так званий пакетний спосіб. Застосування піддонів дозволяє значно скоротити ручну працю через використання вилчастих фронтальних навантажувачів. До недоліків використання піддонів слід віднести недостатню стійкість ящичної тари під час штабелювання, що є причиною додаткових пошкоджень плодів.

Із застосуванням контейнерів повністю механізуються вантажно-розвантажувальні роботи під час збирання та вивезення плодів із саду. Продуктивність праці при цьому підвищується в 2...3 рази.

*Розміри контейнерів***.** У нашій країні та в світовій практиці різні конструкції контейнерів для фруктів і овочів, які відрізняються розмірами, матеріалом з якого їх виготовлено, пристосованістю до навантажувальних, розвантажувальних і транспортних робіт.

Широкі розміри контейнерів, різні форми створюють певні незручності під час їх використання.

Більшість плодових контейнерів мають розміри із зовнішніми габаритами: нерозбірний КН-000 — 1,2 × 0,816 × 0,7; розбірний контейнер КСП-0,5 — 1,24 × 0,835 × 0,86, кримський контейнер —1,2 × 0,83 × 0,72. Місткість контейнерів 220…270 кг.

Стандартний європейський контейнер з габаритними розмірами 1,2 × 1,0 × 0,71 і корисною глибиною 0,6 м.

На збереженість плодів під час транспортування суттєво впливає корисна глибина тари.

Глибину контейнера визначають з умов допустимих навантажень, які виникають на плоди в процесі перевезень. Допустимі навантаження такі, в разі перевищення яких плоди пошкоджуються і переходять із вищого до нижчого товарного сорту.

Основним критерієм для визначення допустимих навантажень прийнята площа вм'ятини (допустима 1 $см^2$). За такої умови, допустимі навантаження за взаємодії яблук одного з одним для більшості сортів становить 50 Н, а за контакту з дерев'яною поверхнею — 55 Н. Враховуючі, що пошкодження плодів залежатимуть від часу взаємодії навантажень або кількості їх повторень, приймають коефіцієнт запасу рівним 1,8. Тоді допустимі навантаження дорівнюватимуть 30 Н.

Повне навантаження, яке діє на плоди, дорівнює сумі статичних і динамічних навантажень

$$P = P_{ст} + P_{д.}$$

Динамічні навантаження стають у стільки разів більшими за статичні, у скільки разів діючі прискорення перевищують прискорення вільного падіння, яке може становити 1,5…2 *g*.

Повне навантаження запишемо у вигляді:

$$P = P_{ст} (1 + \varepsilon),$$

де ε − коефіцієнт динамічності, який показує у скільки разів діючі прискорення перевищують прискорення вільного падіння. У найбільш складних умовах перевезень — ε досягає 2.

Якщо $\varepsilon = 2$, повне навантаження втричі більше за статичне. Сумарне повне навантаження в 30 Н досягається на глибині тари 0,6…0,7 м, яка і є рекомендованою для більшості контейнерів і найбільш масивних плодів — яблук.

Способи вивезення і тара мають забезпечувати збереження якості плодів і високу продуктивність.

Пошкодження плодів під час вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт визначають цілою низкою чинників. Основними з них є: стан пакування (щільне, пухке), спосіб навантаження (розвантаження), тип підвіски транспортного засобу, стан дорожнього покриття, швидкість перевезення, відстань перевезення.

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Назвати агротехнічні вимоги до машин для збирання плодів, ягід і винограду.

2. За якими ознаками класифікують машини для збирання плодів?

3. Опишіть способи та технології збирання плодів.

4. Які типи машин використовують для збирання зерняткових порід?

5. Які машини використовують для транспортування плодів і винограду?

6. Типи тари для плодів і ягід.

7. Типи та основні параметри плодозбиральних машин.

8. Обґрунтувати схему до визначення основних параметрів плодозбиральної платформи.

9. Типи вібраторів плодозбиральних машин.

10. Основні параметри режиму струшування плодів.

Список використаної літератури

1. Теорія вібраційних викопувальних органів бурякозбиральних машин / [Адамчук В. В. та ін.]. – Київ : Аграрна наука, 2015. – 320 с.
2. Адамчук В. В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів / В. В. Адамчук : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11. – Київ, 2006. – Т. 1. – 442 с.
3. Адамчук В. В. Теоретичні дослідження розгону мінеральних добрив конусним розсіювальним органом / В. В. Адамчук // Вісник Харківського держ. техн. ун-ту сільського господарства. – 2003. – Вип. 21. – С. 290–296.
4. Проектування сільськогосподарських машин : навч. посіб. / [Бендера І. М. та ін.] ; за ред. І. М. Бендери, А. В. Рудя, Я. В. Козія. – Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин О. В., 2011. – 640 с.
5. Борычев С. Н. Технологии и машины для механизированной уборки картофеля (обзор, теория, расчет) / С. Н. Борычев. – Рязань : РГСХА, 2006. – 201 с.
6. Булгаков В. М. Бурякозбиральні машини : монографія / В. М. Булгаков. – Київ : Аграрна наука, 2011. – 352 с.
7. Викопуючі робочі органи бурякозбиральних машин (теорія та розрахунок) : монографія / [Булгаков В. М. та ін.]. – Ніжин : ПП Лисенко М. М., 2012. – 210 с.
8. Булгаков В. М. Бурякозбиральні машини (теорія, розрахунок, конструкція) / В. М. Булгаков, О. О. Сипливець. – Чернігів, 2007. – 266 с.
9. Булгаков В. М. Теория свеклоуборочных машин : монографія / Булгаков В. М., Черновол М. И., Свирень Н. А. – Кировоград : КОД, 2009. – 256 с.
10. Василенко П. М. Введение в земледельческую механіку / П. М. Василенко. – Киев : Сельхозобразование, 1996. – 252 с.
11. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П. М. Василенко. – Киев : Изд-во Укр. академ. сельхоз. наук, 1969. – 283 с.
12. Мелиоративные машины / [Васильев Б. А. и др.] ; под ред. И. И. Мера. – Москва : Колос, 1980. – 351 с.
13. Сільськогосподарські машини : навч. посіб. / [Войтюк Д. Г. та ін.]. – Київ : Агроосвіта, 2017. – 180 с.
14. Сільськогосподарські машини : підручник / [Войтюк Д. Г. та ін.] ; за ред. Д. Г. Войтюка. – Київ : Агроосвіта, 2015. – 679 с.
15. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник / [Войтюк Д. Г. та ін.] ; за ред. Д. Г. Войтюка. – Київ : Вища освіта, 2005. – 464 с.
16. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини : підручник / Д. Г. Войтюк, Г. Р. Гаврилюк. – [2-ге вид.]. – Київ : Каравела, 2008. – 552 с.

17. Сільськогосподарські та меліоративні машини : підручник / [Войтюк Д. Г. та ін.] ; за. ред. Д. Г. Войтюка. – Київ : Вища освіта, 2004. – 544 с.

18. Войтюк Д. Г. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій площині, яка здійснює горизонтальні криволінійні поступальні коливання / Д. Г. Войтюк, С. Ф. Пилипака // Техніка АПК. – 2004. – № 10–11. – С. 26–28.

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

20. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів : підручник / [Войтюк Д. Г. та ін.] ; за ред. С. С. Яцуна. – [2-ге вид., перероб. і допов.]. – Суми : Сумський нац. аграр. ун-т, 2011. – 444 с.

21. Гарькавий А. Д. Машини для заготівлі кормів за потоковими технологіями / А. Д. Гарькавий. – Вінниця, 1999. – 17 с.

22. Гарькавий А. Д. Раціональна технологія заготівлі кормів / Гарькавий А. Д. Бабич А. О., Бехацька Т. Я. Ін-т кормів УААН. – Вінниця, 1998. – 43 с.

23. Гевко Р. Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок / Р. Б. Гевко. – Тернопіль, 1997. – 120 с.

24. Голуб Г. А. Радіальна швидкість компосту в барабанно-пальцевому розпушувачі / Г. А. Голуб // Вісник Харківського держ. техн. ун-ту сільського господарства. – 2003. – Вип. 21. – С. 484–491.

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

26. Дацюк Л. М. Механізація комбайнового і роздільного способів збирання льону : монографія / Дацюк Л. М., Хайліс Г. А., Юхимчук С. Ф. – Луцьк : ЛНТУ, 2012. – 168 с.

27. Диденко Н. Ф. Машины для уборки овощей / Диденко Н. Ф., Хвостов В. А., Медведев В. П. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Москва : Машиностроение, 1984. – 320 с.

28. Дідух В. Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів : монографія / В. Ф. Дідух. – Луцьк, 2002. – 163 с.

29. Дідух В. Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця : монографія / Дідух В. Ф., Дударєв І. М., Кірчук Р. В. – Луцьк : Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 215 с.

30. Довідник з механізації кормовиробництва / за ред. В. Ю. Поєдинка. – Київ : Урожай, 1980. – 216 с.

31. Долгов И. А. Уборочные сельскохозяйственные машины. (конструкция, теория, расчет) : ученик / И. А. Долгов. – Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2003. – 707 с.

32. Машини та обладнання сільськогосподарські. Назви та марки : ДСТУ 3978-2000. – Київ : Держстандарт України, 2000. – 6 с.

33. Землеробство. Терміни та визначення понять. : ДСТУ 4691-2006. – Київ : Держспоживстандарт України, 2008. – 37 с.

34. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Ч. 1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту / П. М. Заїка. – Харків : Око, 2001. – Т. 1. – 444 с.

35. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Ч. 2. Машини для сівби та садіння / П. М. Заїка. – Харків : Око, 2001. – Т. 1. – 452 с.

36. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Ч. 4.: Машини для захисту рослин від шкідливих хвороб / П. М. Заїка. – Харків : ОКО, 2002. – Т. 1. – 272 с.

37. Зінченко О. І. Кормовиробництво : навч. вид. / О. І. Зінченко. – [2-ге вид., перероб. і допов.]. – Київ : Вища освіта, 2005. – 448 с.

38. Машини та обладнання в сільськогосподарській меліорації : підручник / [Калетнік Г. М. та ін.]. – Київ : Хай-Тек Прес, 2011. – 488 с.

39. Кленин Н. И. Сельскохозяйственные машины / Кленин Н. И., Киселев С. Н., Левшин А. Г. – Москва : Колос, 2008. – 816 с.

40. Кленин Н. И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории робочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы / Н. И. Кленин, В. А. Сакун. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Москва : Колос, 1980. – 671 с.

41. Кравчук В. І. Прогресивні технології заготівлі, приготування і роздавання кормів : наук.-практич. посіб. / Кравчук В. І., Луценко М. М., Мечта М. П. – Київ : Фенікс, 2008. – 104 с.

42. Летошнев М. Н. Сельскохозяйственные машины / М. Н. Летошнев. – Москва-Ленинград : Госиздат сельскохоз. лит-ры, 1955. – 764 с.

43. Машины и оборудование для производства и внесения органических удобрений / [Линник Н. К. и др.] ; под. ред. Л. В. Погорелого. – Киев : Техника, 1992. – 103 с.

44. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / [Листопад Г. Е. и др.]. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 688 с.

45. Модульно-адаптивні технічні засоби для виробництва і внесення органічних добрив / [Лінник М. К. та ін.] // Праці Таврійської держ. агротехн. акад. – Мелітополь, 2004. – Вип. 21. – С. 123–129.

46. Машини для заготівлі та приготування кормів : навч. посіб. / за ред. В. І. Кравчука, Ю. Ф. Мельника. – Дослідницьке : УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 136 с.

47. Машини для збирання зернових та технічних культур : навч. посіб. / за ред. В. І. Кравчука, Ю. Ф. Мельника. – Дослідницьке : УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 296 с.

48. Машини для обробітку ґрунту та сівби : навч. посіб. / за ред. В. І. Кравчука, Ю. Ф. Мельника. – Дослідницьке : УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 288 с.

49. Машини для хімічного захисту рослин : навч. посіб. / за ред. В. І. Кравчука, Д. Г. Войтюка. – Дослідницьке : УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2010. – 184 с.

50. Мельник І. І. Проектування технологічних процесів у рослинництві : навч. посіб. / Мельник І. І., Гречкосій В. Д., Бондар С. М. ; за ред. І. І. Мельника. – Ніжин : ТОВ «Вид-во Аспект-Поліграф», 2005. – 192 с.

51. Петров Г. Д. Картофелеуборочные машины / Г. Д. Петров. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Москва : Машиностроение, 1984. – 320 с.

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

53. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) / [Погорелый Л. В. и др.] ; под общ. ред. Л. В. Погорелого. – Київ : Техніка, 1983. – 168 с.

54. Погорелый Л. В., Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз : монография / Л. В. Погорелый, Н. В. Татьянко. – Киев : Феникс, 2004. – 232 с.

55. Сисолін П. В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування : підручник / Сисолін П. В., Рибак Т. І., Сало В. М. ; за ред. М. І. Черновола. – Київ : Урожай, 2002. – 362 с.

56. Сисолін П. В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн. 1. Машини для рільництва : підручник / Сисолін П. В., Рибак Т. І., Сало В. М. ; за ред. М. І. Черновола. – Київ : Урожай, 2002. – 383 с.

57. Сисолін П. В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування : підручник / Сисолін П. В., Сало В. М., Кропівний В. М. ; за ред. М. І. Черновола. – Київ : Урожай, 2001. – 382 с.

58. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва / за ред. В. В. Адамчука, М. І. Грицишина. – Київ : Аграрна наука, 2012. – 416 с.

59. Сорокин А. А. Теория и расчет картофелеуборочных машин / А. А. Сорокин. – Москва : ВИМ, 2006. – 158 с.

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

61. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України // Зб. наук. пр. Укр. НДІ прогнозування та випробування техніки і технологій для с.-г. виробництва ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2009. – Кн. 1. – Вип. 13 (27). – 480 с.

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

63. Хайліс Г. А. Механіка рослинних матеріалів / Г. А. Хайліс, Ю. В. Федорусь. – Луцьк : Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – 302 с.

64. Шабельник Б. П. Теорія і практика обґрунтування параметрів робочих органів бурякозбиральних машин / Б. П. Шабельник. – Харків, 2001. – 314 с.

65. Kanafojski Cz. Halmfruchterntemaschinen / Cz. Kanafojski. – Berlin : VEB Verlag Technik, 1974. – 476 S.

66. Karwowski T. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych / T. Karwowski. – Warszawa : PWRiL, 1982. – 429 S.

67. Rain Frick. Mattihias schick Ausbringtechnik abfalldunger und laufstallmist / Rain Frick, Jakob Heusser // Fat Berichte. – 2001. – № 560. – P. 1–32.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА……..…….. 4
РОЗДІЛ 1. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН І ЗНАРЯДЬ ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ……...…….……... 6
1.1. Ґрунт — місце проростання рослин і об'єкт механічного обробітку.. 6
1.1.1. Завдання та наукові основи механічного обробітку ґрунту……..… 6
1.1.2. Операції, способи, машини і знаряддя для обробітку ґрунту…..… 6
1.1.3. Ґрунт як об'єкт обробітку……. 9
1.2. Основи теорії та розрахунку лемішно-полицевих плугів і лущильників…….. 20
1.2.1. Теоретичні основи технологічного процесу оранки……. 20
1.2.2. Ножі та теорія різання ґрунту лезом……... 25
1.2.3. Плужні корпуси та взаємодія клину з ґрунтом……. 36
1.2.4. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу…….. 46
1.2.5. Визначення параметрів польової дошки…… 61
1.2.6. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні передплужника…… 64
1.2.7. Особливості швидкісних робочих поверхонь плужних корпусів... 65
1.2.8. Сили, що діють на плужний корпус…….…….. 67
1.2.9. Тяговий опір плуга…….…….. 69
1.2.10. Обґрунтування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга 72
1.2.11. Умови рівноваги плуга……...…. 74
1.3. Теорія та розрахунок дискових ґрунтообробних машин і знарядь… 81
1.3.1. Основні геометричні параметри дисків……. 82
1.3.2. Регульовані технологічні параметри та процес роботи дисків…… 84
1.3.3. Силова характеристика і тяговий опір дискових робочих органів.. 87
1.4. Теорія та розрахунок зубових борін……..... 88
1.4.1. Робочі органи і процес роботи зубових борін…….……... 88
1.4.2. Розміщення зубів на рамі борони…….…... 90
1.4.3. Рівновага і тяговий опір зубової борони……. 94
1.5. Теорія та розрахунок культиваторів…….……... 96
1.5.1. Робочі органи культиваторів та їх параметри…… 96
1.5.2. Дія полільних і універсальних лап на коріння бур'янів…… 98
1.5.3. Взаємне розміщення полільних і універсальних лап……..... 100
1.5.4. Дія розпушувальних лап на ґрунт і їх взаємне розміщення……. 101
1.5.5. Система кріплення лап до рами та стійкість ходу за глибиною….. 104
1.5.6. Визначення основних параметрів культиваторів……... 106
1.6. Теорія та розрахунок ґрунтообробних машин з активними робочими органами……. 108
1.6.1. Робочі органи фрез, проріджувачів і штангових культиваторів….. 109
1.6.2. Процес роботи і траєкторія руху робочих органів фрези та проріджувача……...…. 111
1.6.3. Основні параметри роботи фрези…… 114
1.6.4. Витрати потужності для роботи фрези……... 119
1.6.5. Визначення основних параметрів фрези…… 120

1.7. Теорія та розрахунок котків…….. 121
1.7.1. Процес дії котка на ґрунт……. 121
1.7.2. Визначення параметрів котка…….. 122
1.7.3. Опір перекочуванню котка…….. 123
Запитання і завдання для самоперевірки…… 124
РОЗДІЛ 2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МЕЛІОРАТИВНИХ МАШИН……..... 126
2.1. Загальні відомості…… 126
2.2. Основні напрями і тенденції розвитку конструкцій меліоративних машин……..……. 128
2.3. Машини для культуртехнічних робіт…….. 130
2.3.1. Машини для зрізування кущів (кущорізи) і дрібнолісся…….. 131
2.3.2. Розрахунок кущоріза з горизонтальним ножем……. 132
2.2.3. Корчувальні машини…… 134
2.4. Розрахунок машин для земляних робіт…… 135
2.4.1. Розрахунок причіпного плужного канавокопача……... 136
2.4.2. Екскаватори……... 137
2.4.3. Розробка ґрунту екскаватором з робочим обладнанням пряма лопата……. 138
2.4.4. Розробка ґрунту екскаватором з робочим обладнанням зворотна лопата……... 139
2.4.5. Розробка ґрунту екскаватором з робочим обладнанням драглайн……..…….. 141
2.4.6. Визначення продуктивності одноковшового екскаватора…… 143
2.4.7. Бульдозери……. 144
2.4.8. Тяговий розрахунок бульдозера…….. 144
2.4.9. Розрахунок продуктивності бульдозера……. 146
2.4.10. Основи розрахунку скрепера……. 146
2.4.11. Грейдери…….. 149
2.4.12. Тяговий розрахунок автогрейдера…… 151
2.5. Машини для зрошення……... 153
2.5.1. Способи полив…….. 153
2.5.2. Розрахунок дощувальних машин…… 154
2.5.3. Основи розрахунку системи крапельного зрошення……. 156
Запитання і завдання для самоперевірки…… 158
РОЗДІЛ 3. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ДОБРИВ…….. 159
3.1. Способи внесення добрив, види добрив та їхні технологічні властивості……... 159
3.2. Типи робочих органів машин для внесення мінеральних добрив……..……... 161
3.2.1. Основи теорії дискових дозувальних апаратів…….. 161
3.2.2. Основи теорії відцентрових розсіювальних дисків……... 165
3.2.3. Вибір та обґрунтування гідравлічних і пневмогідравлічних пристроїв для внесення рідких мінеральних добрив……... 168

3.3. Типи робочих органів машин для внесення органічних добрив…… 172
3.3.1. Вибір і обґрунтування параметрів конвеєрного дозувального апарата...…….. 172
3.3.2. Вибір і обґрунтування параметрів розкидального апарата органічних добрив……... 173
Запитання і завдання для самоперевірки…… 176
РОЗДІЛ 4. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ СІВБИ І САДІННЯ……... 178
4.1. Основні властивості насіння……..... 178
4.1.1. Технологічні властивості насіння…… 178
4.1.2. Закономірності руху насіння… …….. 179
4.2. Типи робочих органів сівалок…… 181
4.2.1. Основи розрахунку котушкових висівних апаратів…….. 181
4.2.2. Основи теорії та розрахунку дискових висівних апаратів…… 185
4.2.3. Основи теорії та розрахунку пневматичних висівних апаратів….. 189
4.2.4. Основи теорії сошників…… 192
4.3. Типи робочих органів машин для садіння…….. 196
4.3.1. Основи теорії картоплесадильних машин…….. 196
4.3.2. Основи теорії машин для садіння розсади……. 200
Запитання і завдання для самоперевірки…… 202
РОЗДІЛ 5. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН……. 204
5.1. Основи теорії розпилення рідин і порошків…… 204
5.1.1. Механічне розпилення рідин……... 205
5.1.2. Утворення електрично заряджених аерозолів……... 209
5.1.3. Розпилення порошків……... 213
5.1.4. Конденсаційне утворення аерозолів……... 214
5.1.5. Вплив розмірів краплин на ефективність обприскування і обґрунтування оптимальної дисперсності……. 216
5.2. Технологічний розрахунок робочих органів обприскувачів……... 220
5.2.1. Розрахунок параметрів баків і мішалок……. 220
5.2.2. Розрахунок параметрів насосів……... 221
5.2.3. Розрахунок параметрів розпилювальних пристроїв……. 222
5.3. Технологічний розрахунок робочих органів протруювачів……. 225
5.4. Технологічний розрахунок робочих органів обпилювачів…….. 225
Запитання і завдання для самоперевірки…… 227
РОЗДІЛ 6. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗАГОТІВЛІ КОРМІВ……... 229
6.1. Основи теорії та розрахунку косарок і косарок-плющилок…..……... 229
6.1.1. Основи теорії, призначення, типи і застосування подільників, стеблепідіймачів та гичкопідіймачів……. 229
6.1.2. Різальні апарати……. 237
6.1.3. Сегментно-пальцьові різальні апарати. Типи. Механізми привода. Основи теорії та розрахунку…….. 242
6.1.4. Ротаційні різальні апарати з вертикальною віссю обертання. Типи. Основи теорії та розрахунку……... 256

6.1.5. Ротаційні різальні апарати з прямолінійним поступальним рухом ножів……. 261
6.1.6. Ротаційні різальні апарати з горизонтальною віссю обертання. Основи теорії та розрахунку…….. 263
6.2. Вальцьові апарати…… 265
6.2.1. Типи і призначення вальцьових апаратів……... 265
6.2.2. Основи теорії та розрахунку вальцьових апаратів…… 267
6.3. Подрібнювальні апарати…… 269
6.3.1. Призначення, типи і застосування подрібнювальних апаратів…… 269
6.3.2. Основи теорії та розрахунку подрібнювачів кормозбиральних комбайнів……. 270
6.4. Основи теорії та розрахунку робочих органів для згрібання та пресування сіна……..... 272
6.4.1. Способи та технологічні операції заготівлі сіна…… 272
6.4.2. Типи робочих органів та процес згрібання сіна……. 274
6.4.3. Обґрунтування параметрів і режимів роботи поперечних граблів.. 278
6.4.4. Обґрунтування параметрів і режимів роботи колісно-пальцьових граблів…….. 284
6.5. Обґрунтування параметрів і режимів роботи пресів…… 287
6.5.1. Типи робочих органів пресів……... 289
6.5.2. Обґрунтування параметрів пресувальної камери…….. 292
Запитання і завдання для самоперевірки……..……. 299
РОЗДІЛ 7. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР…….. 302
7.1. Загальні відомості……. 302
7.2. Мотовило…… 305
7.2.1. Типи і застосування мотовил……... 305
7.2.2. Основи теорії та розрахунку мотовил……. 308
7.3. Транспортувальні пристрої жаток…… 319
7.3.1. Типи і застосування транспортувальних пристроїв жаток……... 319
7.3.2. Основи теорії та розрахунку транспортувальних пристроїв жаток. 319
7.4. Обчісувальні пристрої……. 327
7.4.1. Типи і застосування обчісувальних пристроїв……... 327
7.4.2. Основи теорії та розрахунку обчісувальних пристроїв……. 329
7.5. Підбирачі……..... 331
7.5.1. Типи і застосування підбирачів……... 331
7.5.2. Основи теорії та розрахунку підбирачів……. 333
7.6. Молотильно-сепарувальні пристрої……. 338
7.6.1. Типи молотильно-сепарувальних пристроїв…….. 338
7.6.2. Основи теорії та розрахунку молотильно-сепарувальних пристроїв..... 344
7.7. Соломовідокремлювачі……... 353
7.7.1. Типи соломовідокремлювачів…….. 353
7.7.2. Основи теорії та розрахунку соломовідокремлювачів…….. 356
7.8. Очисники зерна молотарки зернозбиральних комбайнів……..... 361
7.8.1. Типи, параметри і режим роботи очисників зерна…… 361

7.9. Домолочувальні пристрої……... 364
7.9.1. Типи, параметри і режим роботи домолочувальних пристроїв…… 365
7.10. Бункери для зерна…….. 366
7.10.1. Елементи конструкції і параметри бункерів для зерна……... 366
7.10.2. Тривалість заповнення і розвантаження бункера…… 367
7.11. Продуктивність і пропускна здатність зернозбирального комбайна……... 367
7.11.1. Основні шляхи підвищення пропускної здатності молотарок…... 371
Запитання і завдання для самоперевірки……..……. 372
РОЗДІЛ 8. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА ЗЕРНО…….. 374
8.1. Фізико-механічні властивості кукурудзи в період збирання……... 374
8.2. Особливості робочих органів кукурудзозбиральних машин……... 375
8.3. Качановідривні апарати……..... 376
8.3.1. Умови захоплення, протягування і відокремлення качанів вальцями…….. 380
8.3.2. Пропускна здатність і швидкість обертання відривних вальців….. 382
8.4. Очисники качанів від обгорток……..... 383
8.4.1. Обґрунтування основних параметрів роботи очисників обгорток……... 383
8.4.2. Вибір розмірів і частоти обертання очисних вальців…… 383
Запитання і завдання для самоперевірки…… 384
РОЗДІЛ 9. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНА…… 385
9.1. Принципи очищення і сортування зерна……. 385
9.2. Способи очищення і сортування зерна……. 385
9.3. Фізико-механічні властивості зернових сумішей……... 388
9.3.1. Геометричні розміри насіння……... 388
9.3.2. Аеродинамічні властивості зернових сумішей…….. 390
9.3.3. Інші властивості зернових сумішей…… 391
9.4. Робота плоских решіт…….……. 391
9.4.1 Умови переміщення матеріалу на решеті, що коливається……... 392
9.4.2. Умови проходження зерна крізь отвори решета…… 394
9.4.3. Повнота розділення зерна і режим роботи решіт…….. 395
9.4.4. Кінематичний режим роботи решіт……..... 396
9.4.5. Навантаження на решета та їх продуктивність…….. 397
9.5. Робота циліндричного трієра…….…… 398
9.5.1. Теоретичні основи роботи трієра…… 398
9.5.2. Випадання зерна з комірки трієра і встановлення приймального лотка……. 400
9.5.3. Режим роботи циліндричного трієра…….. 401
9.5.4. Продуктивність трієра…….. 402
9.6. Фрикційне очищення……..... 403
9.7. Повітряні системи…… 405
9.7.1. Робочий процес у вертикальному каналі з нагнітанням повітря…. 405
9.7.2. Робочий процес похилого повітряного потоку…….. 407

9.8. Теорія та розрахунок вентиляторів…….. 410
9.8.1. Типи вентиляторів……. 410
9.8.2. Основне рівняння вентилятора…… 411
9.8.3. Вибір вентилятора……. 413
9.9. Основи теорії сушіння зерна…….. 413
9.9.1. Властивості зерна як об'єкта сушіння……. 414
9.9.2. Загальна схема процесу сушіння……. 416
9.9.3. Режими роботи і продуктивність сушарок……. 417
Запитання і завдання для самоперевірки…… 419
РОЗДІЛ 10. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ…….. 420
10.1. Характеристика льону як об'єкта збирання……. 420
10.2. Машини і способи для збирання льону…….. 420
10.3. Бральні апарати льонобралок і льонозбиральних комбайнів……... 423
10.3.1. Типи бральних апаратів…….. 423
10.3.2. Основи теорії бральних апаратів……..…….. 424
10.4. Льонозбиральні комбайни…….……... 428
10.4.1. Типи і робочий процес льонозбиральних комбайнів…….. 428
10.4.2. Обґрунтування основних параметрів обчісувальних апаратів…... 428
Запитання і завдання для самоперевірки…… 433
РОЗДІЛ 11. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ……. 434
11.1. Машини для збирання буряку……. 434
11.1.1. Технологічні основи збирання цукрового буряку……... 434
11.1.2. Фізико-механічні властивості цукрового буряку як об'єкта збирання..... 434
11.1.3. Гичкозрізувальні апарати……... 436
11.1.4. Очисники головок коренеплодів……... 443
11.1.5. Викопувальні робочі органи…….. 445
11.1.6. Очищувальні робочі органи машин для збирання буряку..…… 454
11.1.7. Бункери…… 461
11.2. Машини для збирання картоплі…….. 461
11.2.1. Технологічні операції, типи і робочі органи машин для збирання картоплі…… 461
11.2.2. Технологічні властивості картоплі в період збирання…… 462
11.2.3. Підкопувальні робочі органи……. 464
11.2.4. Грудкоподрібнювальні пристрої……... 467
11.2.5. Сепарувальні робочі органи……... 470
11.2.6. Сортувальні та перебиральні пристрої……. 476
Запитання і завдання для самоперевірки……..……. 480
РОЗДІЛ 12. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ПЛОДІВ І ЯГІД……..... 482
12.1. Основні властивості плодових культур як об'єкта збирання…… 482
12.2. Способи збирання плодів. Агротехнічні вимоги до машин…..... 483
12.3. Основи теорії малої механізації для збирання плодів……..... 484
12.3.1. Основи теорії плодозбиральних платформ……... 485

12.4. Основи теорії плодозбиральних машин…….…… 486
12.5. Тара для збирання і вивезення плодів із саду……... 493
Запитання і завдання для самоперевірки……...……. 495
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ……... 496

Навчальне видання

Войтюк Дмитро Григорович
Аніскевич Леонід Володимирович
Барановський Віктор Миколайович
Волянський Михайло Станіславович
Гуменюк Юрій Олегович
Мартишко Віктор Миколайович
Онищенко Володимир Борисович
Сівак Ігор Миколайович
Смолінський Станіслав Вікторович

!
!

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ

ПІДРУЧНИК

За редакцією професора,
члена-кореспондента НААН України
Д.Г. Войтюка

Видання друге, перероблене та доповнене

За авторським редагуванням