

4. *Погорілий Л.В., Шведик М.С.* Обґрунтування агротехнічних вимог щодо точного висіву зернових культур і технічних засобів для його здійснення // Вісник аграрної науки. — 1992. — № 7. — С. 40–44.
 5. *Патент України 36235* на корисну модель МПК А01С7/08. Коток / І.В. Баєв, О.В. Мельник, С.П. Олефіренко, В.В. Федоренко. u200802093. Заявл. 19.02.2008. Опубл. 27.10.2008. Бюл. № 20.
 6. *Синеоков Г.Н., Панов И.М.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин. — М.: Машиностроение, 1977. — 328 с.
 7. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по математике / Под ред. Г. Гроше и В. Циглера. Пер. с немецкого. — М.: Наука, 1981. — 718 с.
 8. *Двайт Г.Б.* Таблицы интегралов и другие математические формулы. — М.: Наука, 1973. — 228 с.
-

ОБОСНОВАНИЕ ЗАДЕЛЫВАТЕЛЕЙ СЕМЯН ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОГО РАЗБРОСНОГО ПОСЕВА

Обоснованы способы заделки и конструкции заделывателей семян в виде катков, создающих лунки для поверхностного разбросного посева, что обеспечивает распределение семян на площади, близкое к оптимальному распределению.

SUBSTANTIATION OF BODIES FOR CLOSING UP SEEDS FOR SUPERFICIAL DISORDER OF CROP

The ways of closing up and design of bodies for closing up seeds as kатков, creating лунки for superficial disorder of crop are proved, that provides distribution of seeds on the areas which are close to optimum distribution.

УДК 631.356.2

ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОЗДОВЖНИХ І ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ТІЛА КОРЕНЕПЛОДУ НА ЙОГО ПОШКОДЖЕННЯ

В.М. Булгаков, докт. техн. наук, академік НААН України

Національна академія аграрних наук України

І.В. Головач, канд. фіз.-мат. наук

НУБіП України

Аналітично визначені амплітудно-частотні характеристики поздовжніх і поперечних коливань коренеплоду як пружного тіла, закріпленого у ґрунті, та їх вплив на пошкодження коренеплодів при вібраційному викопуванні.

© В.М. Булгаков, І.В. Головач.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 94. 2010.

Проблема. Вібраційне викопування коренеплодів набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосійних країнах, оскільки має ряд переваг в порівнянні з іншими способами викопування. Проте і досі теоретично не обґрунтовано, якому з напрямків дії збуруючої сили, вертикальному чи горизонтальному (тобто вздовж вертикальної осі коренеплоду, чи перпендикулярно до неї) надавати перевагу при вібраційному викопуванні коренеплодів з погляду їх непошкодження, зокрема необламування хвостової частини. А тому виникає необхідність теоретично дослідити дану проблему, а саме, провести порівняльну оцінку впливу вертикальної і горизонтальної збуруючої сили, що надається від вібраційного викопуючого робочого органу, на пошкодження коренеплодів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фундаментальні теоретичні дослідження поздовжніх і поперечних коливань коренеплоду як пружного тіла, закріпленого у ґрунті, що відбуваються під дією вертикальної і горизонтальної збуруючої сили, здійснені у працях [1–4]. Результати експериментальних досліджень у даному напрямку наведені у фундаментальних працях [5, 6]. Однак порівняльної оцінки, яким з коливань, поздовжнім чи поперечним, слід надати перевагу у вищезазначених працях не наведено.

Мета дослідження. На підставі теоретичних досліджень поздовжніх і поперечних коливань коренеплоду як пружного тіла, закріпленого у ґрунті, оцінити вплив амплітудно-частотних характеристик зазначених коливань на пошкодження коренеплодів та визначити, якому з вказаних коливань надати перевагу при конструюванні вібраційних викопуючих робочих органів бурякозбиральних машин.

Результати досліджень. При вібраційному викопуванні коренеплодів важливу роль відіграє стан ґрунту, зокрема його пружні властивості. Тому у даній роботі проаналізовано вплив коефіцієнта пружної деформації ґрунту [7] на амплітудно-частотні характеристики коливального процесу коренеплодів при їх вібраційному викопуванні. З цією метою уточнені вирази функціоналів Остроградського–Гамільтона, які наведені у роботах [1–4]. Ці функціонали описують коливальні процеси, які здійснюють коренеплоди при вібраційному викопуванні.

Розглянемо спочатку поздовжні коливання коренеплоду як пружного тіла, закріпленого у ґрунті, які відбуваються під дією вертикальної гармонічної збуруючої сили згідно закону

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де H — амплітуда збуруючої сили, ω — колова частота збуруючої сили.

Коливання коренеплоду у поздовжньо-вертикальній площині можуть бути аналітично описані за допомогою функціонала Остроградського–Гамільтона, який в даному випадку має такий вигляд:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^{h_k} \left\{ \rho \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_k \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - E \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_k \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 + H \sin \omega t \sigma_1(x - x_1) y(x, t) - 2\pi c x \operatorname{tg} \gamma_k \cdot y^2(x, t) \right\} dx dt, \quad (2)$$

де $\sigma_1(x)$ — функція Дірака; ρ — густина коренеплоду, кг/м³; x — відстань поперечного перерізу коренеплоду від точки закріплення, м; h_k — довжина коренеплоду, м; $2\gamma_k$ — кут конусності коренеплоду, град.; E — модуль Юнга для матеріалу коренеплоду, Н/м²; $y(x, t)$ — поздовжнє зміщення будь-якого поперечного перерізу коренеплоду в момент часу t , м; c — коефіцієнт пружної деформації ґрунту, Н/м³; x_1 — координата точки захвату коренеплоду робочим органом, м.

Для знаходження власних форм і частот поздовжніх коливань тіла коренеплоду у ґрунті використано метод Рітца, який відноситься до прямих методів варіаційного числення.

На підставі отриманого рівняння частот Рітца в середовищі Mathcad обчислюємо значення першої (основної) та другої частот власних поздовжніх коливань тіла коренеплоду в залежності від значення коефіцієнта c пружної деформації ґрунту. Згідно [7] приймаємо $c=0 \dots 2 \cdot 10^6$ Н/м³.

Як показують розрахунки, при зміні значень коефіцієнта c пружної деформації ґрунту в межах $c=0 \dots 2 \cdot 10^6$ Н/м³ значення першої колової частоти монотонно зростає в межах $p_1=480 \dots 587$ с⁻¹, або першої частоти в герцах — в межах 76,4–93,4 Гц.

Друга частота власних коливань при цьому змінюється в незначних межах: колова частота відповідно становить $p_2=3318 \dots 3344$ с⁻¹, або частота в герцах — 528–532 Гц.

Також в результаті застосування методу Рітца отримані аналітичні вирази для амплітуди змушених поздовжніх коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті.

В середовищі Mathcad проведено розрахунок залежності амплітуди змушених поздовжніх коливань тіла коренеплоду від коефіцієнта c пружної деформації ґрунту, що оточує коренеплід, та відстані поперечного перерізу коренеплоду від умовної точки закріплення для частоти

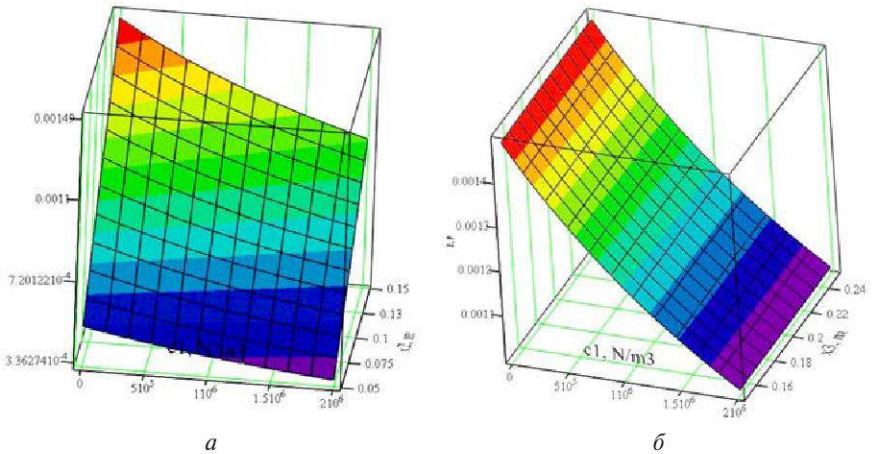


Рис. 1. Залежність амплітуди змушених поздовжніх коливань коренеплоду як пружного тіла, закріпленого у ґрунті, від коефіцієнта c пружної деформації оточуючого ґрунту та відстані x поперечного перерізу коренеплоду від умовної точки закріплення: $a - x=0...0,15$ м; $b - x=0,15...0,25$ м; (амплітуда збуруючої сили $H=500$ Н, частота збуруючої сили $\nu=20$ Гц)

збуруючої сили $\nu=20$ Гц. За результатами розрахунку одержано графіки (рис. 1).

Як видно з наведених графіків, зі збільшенням коефіцієнта c пружної деформації оточуючого ґрунту амплітуда змушених коливань коренеплоду зменшується, зі збільшенням відстані x поперечного перерізу коренеплоду від точки умовного закріплення при $x \leq x_1$ зростає, а при $x \geq x_1$ майже не змінюється ($x_1=0,15$ м — точка захвату).

Так, в результаті розрахунків одержано, що при $x=0,7$ м і зміні коефіцієнта c в межах $c=0...2 \cdot 10^6$ Н/м³, амплітуда змінюється в межах 0,7–0,47 мм; при $x=0,1$ м — в межах 0,99–0,67 мм; при $x=0,12$ м — в межах 1,19–0,81 мм; при $x=0,15$ м (точка захвату) — в межах 1,49–1,01 мм.

Отримані значення частот власних поздовжніх коливань і амплітуд змушених поздовжніх коливань тіла коренеплоду сприяють процесу струшування налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів, причому при таких значеннях амплітуд розрив коренеплоду малоімовірний.

Далі розглянемо випадок, коли напрямок дії збуруючої сили співпадає з напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу. При цьому збуруюча сила напрямлена перпендику-

лярно до вертикальної осі коренеплоду, а отже викликає поперечні його коливання як пружного тіла у пружному середовищі.

Функціонал Остроградського–Гамільтона для поперечних коливань коренеплоду має такий вигляд:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^{h_k} \left\{ \rho \pi z^2 t g^2 \gamma_k \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - E \frac{\pi z^4 t g^4 \gamma_k}{4} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right)^2 + H \sin \omega t \sigma_1 (z - z_1) y(z, t) - \pi c z t g \gamma_k \cdot y^2(z, t) \right\} dz dt, \quad (3)$$

де $y(z, t)$ — відхилення точок осі коренеплоду при поперечних коливаннях, м.

Для знаходження форм і частот власних поперечних коливань тіла коренеплоду у ґрунті також застосовано метод Рітца, в результаті чого отримано рівняння частот Рітца.

На базі розрахунків у середовищі Mathcad отримано, що при зміні значень коефіцієнта c пружної деформації ґрунту в межах $c=0 \dots 2 \cdot 10^6$ Н/м³ значення першої колової частоти монотонно зростає в межах $p_1=35,6 \dots 226,5$ с⁻¹, або першої частоти в герцах — в межах 5,7–36,0 Гц. Отже, перша частота власних поперечних коливань тіла коренеплоду істотно зростає при збільшенні коефіцієнта c пружної деформації ґрунту.

Друга частота власних поперечних коливань при зміні коефіцієнта c пружної деформації ґрунту в межах $c=0 \dots 2 \cdot 10^6$ Н/м³ змінюється в незначних межах: колова частота відповідно становить $p_2=1744 \dots 1764$ с⁻¹, або частота в герцах — 277,6–280,7 Гц.

Отримане розрахункове значення першої частоти узгоджується з експериментальними даними, наведеними у [5–7]. Така частота викликає інтенсивне руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом та інтенсивне струшування ґрунту з поверхні коренеплоду.

Також отримані аналітичні вирази для визначення амплітуди змушених поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті.

В результаті проведених розрахунків у середовищі Mathcad отримані залежності амплітуди змушених поперечних коливань тіла коренеплоду від коефіцієнта c пружної деформації ґрунту та відстані z поперечного перерізу коренеплоду від умовної точки закріплення (рис. 2, а і б).

Як видно з наведених графіків (рис. 2), амплітуда змушених поперечних коливань тіла коренеплоду різко зростає при $c=5,5 \cdot 10^5 \dots 6 \cdot 10^5$ Н/м³.

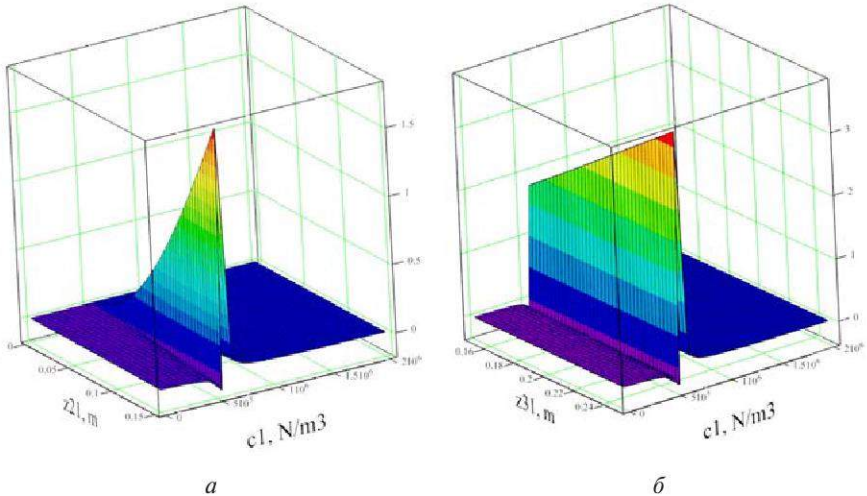


Рис. 2. Залежність амплітуди змушених поперечних коливань тіла коренеплоду від коефіцієнта пружної деформації ґрунту c та відстані z поперечного перерізу коренеплоду до умовної точки закріплення: *а* — $z=0\dots0,15$ м; *б* — $z=0,155\dots0,25$ м; (амплітуда збуруючої сили $H=500$ Н, частота збуруючої сили $\nu=20$ Гц)

Це якраз ті значення коефіцієнта c пружної деформації ґрунту, при яких перша частота власних коливань коренеплоду знаходиться в зоні $\rho_1=20$ Гц.

Таким чином, при вказаному діапазоні значень коефіцієнта c пружної деформації ґрунту та частоті змушених коливань $\nu=20$ Гц спостерігається резонанс, і амплітуда може досягати значення понад 0,3 м. Це, звичайно, призведе до зламування коренеплоду, причому, як показують графіки (рис. 2), в межах режиму резонансу амплітуда різко зростає з віддаленням поперечного перерізу від умовної точки закріплення, особливо для поперечних перерізів, що знаходяться нижче точки захвату (рис. 2, а). При усіх інших значеннях коефіцієнта c пружної деформації ґрунту амплітуда мало залежить від відстані поперечного перерізу до умовної точки закріплення коренеплоду у ґрунті.

Аналогічні розрахунки проведено для частот збуруючої сили $\nu=10$ Гц та $\nu=15$ Гц. Як показують розрахунки, з ростом частоти резонанс має місце при більших значеннях коефіцієнта c . Так, при $\nu=10$ Гц резонанс спостерігається при $c=1,5\cdot 10^5\dots 1,7\cdot 10^5$ Н/м³; при $\nu=15$ Гц — при $c=3\cdot 10^5\dots 3,5\cdot 10^5$ Н/м³; при $\nu=20$ Гц — при $c=5,5\cdot 10^5\dots 6\cdot 10^5$ Н/м³.

Отже, у випадку, коли збуруюча сила діє перпендикулярно до осі коренеплоду, може мати місце зламування коренеплоду при відповідних частотах збуруючої сили та коефіцієнті с пружної деформації ґрунту, на відміну від вертикальної збуруючої сили, коли коренеплід може розтягуватися не більше, ніж на 1,7 мм. Власні частоти поздовжніх коливань тіла коренеплоду знаходяться у межах 76,4–93,4 Гц, а частота збуруючої сили — не більше 20 Гц, тому резонанс неможливий. Отже, конструкції вібраційних викопуючих робочих органів мають бути орієнтовані на створення вертикальної збуруючої сили, а не горизонтальної, тобто на надання тілу коренеплоду поздовжніх коливань, а не поперечних.

Висновки.

1. Створена теорія поздовжніх і поперечних коливань коренеплоду як пружного тіла, закріпленого у ґрунті, на базі якої отримані значення першої та другої частоти власних поздовжніх і поперечних коливань в залежності від коефіцієнта пружної деформації ґрунту.

2. Визначені амплітуди змушених поздовжніх коливань тіла коренеплоду. Причому при зміні коефіцієнта пружної деформації ґрунту в межах $0 \dots 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^3$ за частоти збуруючої сили 20 Гц та її амплітуди 500 Н амплітуда поздовжніх змушених коливань змінюється в межах 1,49–0,47 мм. Отже розрив коренеплоду малоімовірний.

3. Для поперечних коливань тіла коренеплоду при відповідних значеннях частот збуруючої сили та коефіцієнта пружної деформації ґрунту може мати місце резонанс, що призведе до зламування коренеплоду.

4. При проектуванні вібраційних викопуючих робочих органів необхідно надавати перевагу конструкціям робочих органів з генерацією вертикальної збуруючої сили, а не горизонтальної.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Василенко П. М., Погорельий Л. В., Брей В. В.* Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. — 1970. — № 2. — С. 9–13.
2. *Булгаков В. М., Головач І. В., Войтюк Д. Г.* Теорія вібраційного викопування коренеплодів // 36. наук. праць Нац. аграр. у-ту “Механізація сільськогосподарського виробництва”. — К.: НАУ, 2003. — Т. XIV. — С. 34–86.
3. *Булгаков В. М., Головач І. В., Войтюк Д. Г.* Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. — Мелітополь: ТДАТА, 2004. — Вип. 18. — С. 8–24.
4. *Булгаков В. М., Головач І. В.* Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні // Вісник Харківського нац. техн. у-ту сільськогосподарства ім. Петра Василенка: 36. наук. праць. — Харків: ХНТУСГ, 2005. — Вип. 39. — С. 23–39.

5. *Свеклоубочные* машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. — К.: Техніка, 1983. — 168 с.
 6. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). — К.: Феникс, 2004. — 232 с.
 7. Брей В.В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы / Дис. ... канд. техн. наук. — К.: УСХА, 1972. — 196 с.
 8. Бабаков И.М. Теория колебаний. — М.: Наука, 1968. — 560 с.
-

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТЕЛА КОРНЕПЛОДА НА ЕГО ПОВРЕЖДЕНИЕ

Аналитически определены амплитудно-частотные характеристики продольных и поперечных колебаний корнеплода как упругого тела, закрепленного в почве, и их влияние на повреждение корнеплодов при вибрационном выкапывании.

IMPACT EVALUATION OF LONGITUDINAL AND CROSS-SECTION OSCILLATIONS OF A ROOT CROP BODY ON ITS DAMAGE

Amplitude-frequency characteristics longitudinal and transverse vibrations of root crop as the elastic body fixed in soil, and their influence on damage of root crops are analytically defined at vibrational excavation.

УДК 631.311

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З ВНУТРІШНІМИ ВИРІЗАМИ

О.М. Ганженко, канд. техн. наук

ІЦБ НААН України

Обґрунтовано недоліки вирізних сферичних дисків з прямолінійними радіальними спицями. Наведено теоретичні основи та методику проектування форми спиць, що з'єднують зовнішню різальну кромку диска з його центральною частиною.

Проблема. Робочі органи у вигляді сферичних дисків із суцільною робочою поверхнею, які знайшли широке застосування у багатьох сільськогосподарських машинах, забезпечують підрізання бур'янів, не

© О.М. Ганженко.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 94. 2010.

забиваються рослинними рештками і вологим ґрунтом та легко долають різні перешкоди. Це дає можливість використовувати дискові знаряддя там, де лемішні працювати нездатні або результати їхньої роботи не відповідають вимогам агротехніки щодо якості обробітку ґрунту. Не зважаючи на вищезгадані переваги, дискові робочі органи занадто інтенсивно діють на ґрунт, виносять на поверхню нижні, більш вологі шари та сприяють появі гребенів на поверхні поля [1–3]. Це призводить до надмірних втрат вологи та розпилення ґрунту. Згадані недоліки стримують застосування дискових робочих органів для ранньовесняного глибокого обробітку ґрунту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо, що диски з внутрішніми вирізами забезпечують кращу якість та меншу енергоємність розпушення за рахунок того, що значна частина ґрунту, підрізаного зовнішньою різальною кромкою диска, проходить через вікна на його робочій поверхні і заповнює утворену борозну, а не переміщується в поперечному та повздовжньому напрямках. У результаті зменшується гребінчастість поверхні поля та тяговий опір агрегату [4–6]. Крім того, застосування вирізних дисків дозволяє отримати садильну щілину частково заповнену розпушеним вологим ґрунтом.

Вирізи на робочій поверхні диска, як правило, виконують у формі сектора, таким чином зовнішня різальна кромка сполучена з центральною частиною диска прямолінійними спицями, розташованими радіально [5, 6]. Недоліком дисків з радіальними спицями є те, що спиці, які з'єднують зовнішню різальну кромку диска з його центральною частиною забиваються рослинними рештками та залипають ґрунтом [5]. Крім того, якщо глибина обробітку більше 10 см, а кут атаки не перевищує 30° , то спостерігається зминання стінки борозни випуклою поверхнею сферичного диска, у результаті чого спиці виконують підрізання стінок борозни.

Через те, що сила різання по довжині радіально розміщеної спиці неоднакова, спостерігається нерівномірне її зношування, що зменшує термін експлуатації таких дисків. З тієї ж причини дискові робочі органи з прямолінійними радіально розташованими спицями рухаються з перемінною кутовою швидкістю та з значним коефіцієнтом проковзування, що призводить до погіршення якості обробітку ґрунту. Крім того, внаслідок збільшення кута різання будь-якої точки робочої поверхні спиці по мірі віддалення даної точки від осі обертання диска, відбувається різання без ковзання, що й призводить до забивання вирізів рослинними рештками та ґрунтом [5].

Мета досліджень. Підвищити ефективність роботи дискових ґрунтообробних знарядь та розширити сферу їх застосування шляхом обґрунтування параметрів сферичних дисків з внутрішніми вирізами на робочій поверхні.

Результати досліджень. Якщо вирізи на робочій поверхні сферичного диска виконати таким чином, щоб спиці розташовувалися радіально (рис. 1), то кут різання ε кромки спиці можна визначити із трикутника швидкостей за теоремою синусів:

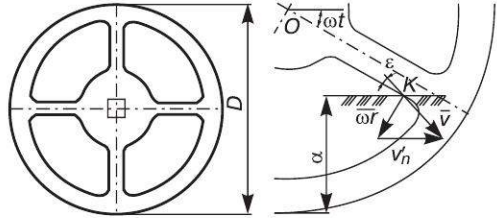


Рис. 1. Вирізний дисковий робочий орган із радіальними спицями

$$\varepsilon = \arctg \left(\frac{\omega r_K}{v'_n \cos \omega t} - \operatorname{tg} \omega t \right), \quad (1)$$

де v'_n — проекція швидкості руху агрегату на площину зовнішньої різальної кромки диска: $v'_n = v_n \cos \alpha$, де v_n — поступальна швидкість агрегату, α — кут атаки диска; r_K — радіус-вектор точки контакту спиці з ґрунтом; ω — кутова швидкість; t — час.

Радіус-вектор точки контакту змінюється з часом відповідно до виразу:

$$r_K = \frac{D - 2a}{2 \sin \omega t}, \quad (2)$$

де D — діаметр диска, a — глибина обробітку.

Підставивши вираз (2) у формулу (1), отримаємо:

$$\varepsilon = \arctg \left[\frac{(D - 2a)\omega}{2v'_n \sin \omega t \cos \omega t} - \operatorname{tg} \omega t \right]. \quad (3)$$

Розрахунки засвідчують (рис. 2), що в процесі роботи величина кута різання прямолінійної радіальної спиці змінюється від 35° до -90° (при $\varepsilon > 0$ різання відбувається переднім краєм спиці, а при $\varepsilon < 0$ — заднім). Внаслідок цього відбувається різання без ковзання, що призводить до забивання вирізів рослинними рештками та вологим ґрунтом.

Проектуючи форму спиці, необхідно забезпечити у будь-якій точці її лека однакові умови входження у ґрунт. Для цього необхідно, щоб кут ε між дотичною, проведеною до будь-якої точки кромки спиці та

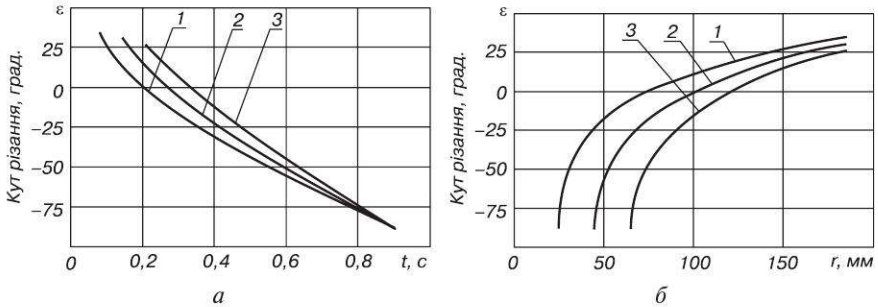


Рис. 2. Залежність кута різання прямолінійної радіальної спиці: *a* — від часу; *б* — від радіус-вектора точки контакту спиці з ґрунтом; 1 — $a=200$ мм; 2 — $a=180$ мм; 3 — $a=160$ мм

дотичною до циклоїди, яку описує дана точка в процесі роботи, залишався постійним. Вектор швидкості у точці контакту спиці з ґрунтом *K* направлений по дотичній до траєкторії переміщення цієї точки, отже кут ε знаходиться між дотичною $t't'$ та вектором швидкості v (рис. 3).

Вектор сили нормального тиску N , який чинить лезо спиці на ґрунт, відхиляється від вектора швидкості на кут $\pi/2 - \varepsilon$. Дотична складова сили нормального тиску $T = N \cdot \text{tg}(\pi/2 - \varepsilon)$ змушує частинки ґрунту ковзати по лезу в напрямку лінії її дії. Між лезом спиці та ґрунтом виникає сила тертя $F_{\text{тр}} = N \cdot \text{tg}(\varphi_{\text{тр}})$, яка намагається втримати частинки ґрунту від ковзання. Отже, для забезпечення різання з ковзанням необхідно, щоб кут $\pi/2 - \varepsilon > \varphi_{\text{тр}}$, оскільки в цьому випадку дотична сила T буде перевищувати за модулем протилежно направлену силу тертя $F_{\text{тр}}$, змушуючи частинки ґрунту ковзати вздовж леза спиці під дією залишкової сили $T_1 = T - F_{\text{тр}}$.

Таким чином, для того щоб спиці, які з'єднують зовнішню різальну

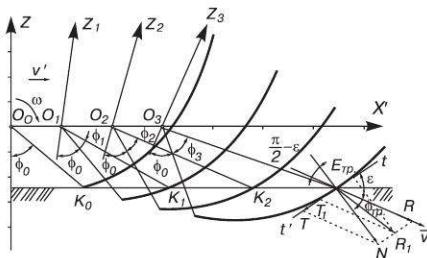


Рис. 3. Схема сил в точці контакту спиці з ґрунтом

кромку з центральною частиною диска, не забивалися ґрунтом та рослинними рештками, а також для забезпечення поступового входження спиці у ґрунт необхідно, щоб кут різання ε був постійний по всій довжині спиці і відповідав умові: $\varepsilon < 90^\circ - \varphi_{\text{тр}}$.

У процесі роботи точка *K* не тільки обертається навколо осі диска *O*, але й здійснює поступаль-

не переміщення зі швидкістю v'_n , внаслідок чого вектор v_ϕ зміщується відносно вектора окружної швидкості ωr_ϕ на кут Δ (рис. 4).

Із трикутника швидкостей за теоремою синусів можемо записати

$$\frac{v'_n}{\sin\left(\frac{3\pi}{2} - (\varepsilon + \delta)\right)} = \frac{\omega r}{\sin\left(\varepsilon + \delta - \phi - \frac{\pi}{2}\right)} \quad (4)$$

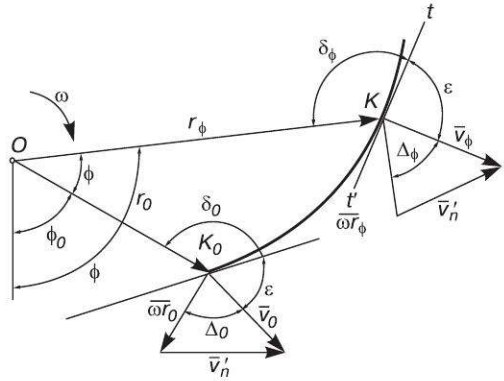


Рис. 4. Схема входження спиці у ґрунт

Розв'язавши останнє рівняння відносно δ та врахувавши, що кутова швидкість сферичного диска, який вільно обертається навколо своєї осі, становить

$$\omega = \frac{2v'_n}{D(1 \pm \eta)} = \frac{2v_n \cos \alpha}{D(1 \pm \eta)},$$

маємо:

$$\delta = \arctg\left[\frac{2r}{D \sin \varphi (1 \pm \eta)} - \operatorname{ctg} \varphi\right] - \varepsilon, \quad (5)$$

де $\pm \eta$ — коефіцієнт ковзання (+), буксування (-).

Таким чином, величина кута різання буде залишатися незмінною, якщо кут між радіус-вектором та дотичною до будь-якої точки кривої леза спиці буде змінюватися відповідно до закономірності (5).

Для проектування форми спиці з постійним кутом різання було побудовано математичну модель, реалізовану в математичному середовищі MatCAD, за допомогою якої було отримано форму спиці з різними кутами різання (рис. 5).

На основі проведених розрахунків було виготовлено експериментальні робочі органи у вигляді сферичних дисків із криволінійними спицями [7]. На сферичних дисках вирізали чотири вікна так, щоб отримати спиці необхідної форми. Таким чином, у диска залишалася зовнішня різальна кромка завтовшки 50 мм, яку з центром зв'язують чотири спиці такої ж товщини. Для забезпечення різання із ковзан-

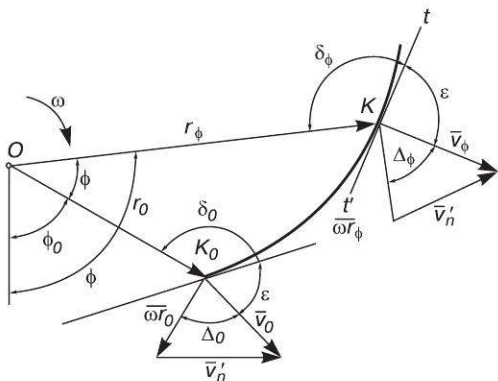


Рис. 5. Форми спиці за різних кутів різання

ням, а також для підвищення якості подрібнення ґрунту кут різання приймали рівним 40° .

На основі дискового робочого органу з внутрішніми вирізами було виготовлено експериментальний щілиноутворювач (рис. 6) для висадкосадильної машини.

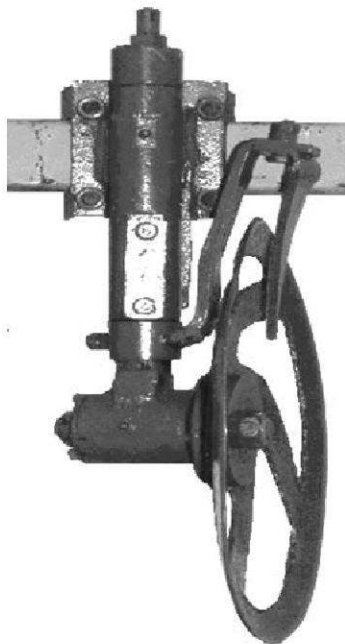


Рис. 6. Дисковий щілиноутворювач

У процесі роботи зовнішня різальна кромка диска утворює борозну у формі сегмента еліпса, частково заповнену розпушеним ґрунтом, який проходить через вікна на робочій поверхні диска. Це дозволяє підвищити якість роботи висадкосадильної машини та створює сприятливі умови для приживання маточних коренеплодів.

Висновки.

1. Диски з внутрішніми вирізами забезпечують кращу якість та меншу енергоємність процесу розпушення ґрунту порівняно з дисками, робоча поверхня яких суцільна.

2. Недоліком дисків з радіальними спицями є те, що спиці, які з'єднують зовнішню різальну кромку диска з його центральною частиною, забиваються рослинними рештками та залипають вологим ґрунтом.

3. Наведено теоретичні залежності та побудовано математичну модель для проектування форми спиці з постійним кутом різання, що забезпечує самоочищення спиць від рослинних решток та вологого ґрунту.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Нартов П.С.* Дисковые почвообрабатывающие орудия. — Воронеж: Изд-во Воронежского университета, 1972. — 184 с.
2. *Синеоков Г.Н., Панов И.М.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин. — М.: Машиностроение, 1977. — 328 с.
3. *Стрельбицкий В.Ф.* Дисковые почвообрабатывающие машины. — М.: Машиностроение, 1978. — 135 с.
4. *Булгаков В.М., Шубенко В.О., Фомін М.П., Шелудченко Б.А., Загородній Ю.В.* Обґрунтування повноти обробітку ґрунту кільцевим ротаційним робочим органом // Зб. наук. праць “Механізація сільськогосподарського виробництва”. — Т. 6. — К.: НАУ, 1999. — С. 100–102.
5. *Нартов П.С.* Применение дисков с внутренними вырезами для обработки лесных культур // Лесное хозяйство. — 1964. — № 8. — С. 75–76.
6. *Краснощеков Н.В.* К вопросу о работе дисковых орудий на повышенной скорости // Сборник научных работ СибНИИСХ. — № 9. — Омск, 1963. — С. 140–152.
7. *Патент 34238А.* Україна, МПК А01В7/00. Дисковий робочий орган / О.М. Ганженко (Україна). — №99063371; Заявлено 17.06.99; Опубл. 15.02.2001, Бюл. № 1-П.

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА
С ВНУТРЕННИМИ ВЫРЕЗАМИ**

Обоснованы недостатки вырезных сферических дисков с прямолинейными радиальными спицами. Приведены теоретические основы и методика проектирования формы спиц, которые соединяют внешнюю резательную кромку диска с его центральной частью.

**GROUNDING PARAMETERS OF A DISK WORKING ELEMENT
WITH INNER WINDOWS**

Drawbacks of windows spherical disks with radial spokes were proved. Theoretical bases and methods of design of the form of spokes which connect outer cutting edge of the disk with its central part are presented.