

УДК 539.3
© 2008

*Горик О.В., доктор технічних наук,
Полтавська державна аграрна академія,*

*Толстон'ятов Р.В., кандидат технічних наук,
Полтавський національний технічний університет ім. Юрія Кондратюка*

ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ БРУСА З УРАХУВАННЯМ ДЕПЛАНАЦІЇ ПЕРЕРІЗІВ ПІД ДІЄЮ ГАРМОНІЧНОЇ ЗОСЕРЕДЖЕНОЇ СИЛИ

Рецензент – кандидат технічних наук Л.Ф. Флегантов

Ключові слова: композитний брус, депланація перерізу, гармонічна сила, коливний процес.

Постановка проблеми.

Створення нових машин і механізмів, особливо в аграрному секторі, базується, переважно, на використанні традиційних матеріалів – різноманітних металевих сплавів, міцність і жорсткість яких достатньо обґрунтована теоретично й експериментально. Поряд із цим останнім часом широко застосовуються й нові сучасні композитні матеріали, що вдало конкурують із традиційними, зважаючи на їх експлуатаційні властивості. Це вимагає від дослідників адаптувати для такого класу конструкцій існуючі методи розрахунку, досягаючи при цьому необхідної точності та надійності результатів або розробляти нові теоретичні моделі механіки деформування матеріалів, податливих деформаціям зсуву, до яких якраз і відносяться композити. У цьому напрямі науковцями отримано значні результати, про що свідчать численні публікації, проте окремі аспекти потребують більш глибокого дослідження, що стосується і питання вимушених коливань композитних елементів інженерних конструкцій. У цілому виникає проблема побудови і вдосконалення достатньо точних депланаційних моделей коливань брусів довільного поперечного перерізу, структура яких утворюється різними фазами матеріалу з різноманітними фізико-механічними властивостями.

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Класичні моделі визначення коливних характе-

Встановлено закон вимушених коливань з урахуванням деформації зсуву композитного неоднорідного бруса на двох шарнірних опорах під дією зосередженого гармонійного навантаження, прикладеного в довільному перерізі, що дозволяє визначити технічні характеристики коливних процесів таких брусів.

ристик однорідних ізотропних брусів описані достатньо. Окрім того розроблені методи розв'язання практичних задач, які дають адекватні результати. Стосовно композитних

брусів, для яких класичні підходи описання коливних процесів не дають достовірних результатів, слід звернутися, наприклад, до наукових джерел [1-5], де започатковано вирішення проблеми й отримано конкретні результати. Залишаються недостатньо дослідженими вимушені коливання композитних брусів з урахуванням депланації поперечних перерізів, що може значно впливати на кінцевий розрахунковий результат. Окремі аспекти цієї проблеми розглянуті нами в [2].

Мета досліджень та методика їх проведення. Метою роботи є розробка методики визначення параметрів (функції) вимушених коливань з урахуванням депланацій поперечних перерізів композитного бруса, шарнірно обпертого на кінцях, під дією гармонічного зосередженого навантаження.

Теоретичні співвідношення. В [2] отримана система диференціальних рівнянь депланаційної моделі для визначення функцій зсуву (χ_{mi}) при вимушених коливаннях бруса композитної будови на довільній ітерації m залежно від вертикальних переміщень ($w_m(x)$), комбінації зовнішнього навантаження ($Q_{1m}(x)$) та згинальних і зсувних жорсткісних характеристик (D) поперечного перерізу:

$$D_{11} \frac{d^4}{dx^4} \left[w_m(x) + \sum_{i=1}^m \frac{D_{1(i+1)}}{D_{11}} \chi_{mi}(x) \right] = Q_{1m}(x) \quad (1)$$

Для першої ітерації, з урахуванням дії гармонічного навантаження $Q_{11}(x, t)$, воно має вигляд:

$$\Delta \frac{\partial^4 \chi(x,t)}{\partial x^4} - D_{11} D_{23} \frac{\partial^2 \chi(x,t)}{\partial x^2} = -D_{21} D_{11} \frac{\partial^4 \bar{w}_{кл}(x,t)}{\partial x^4} \quad (2)$$

У цьому рівнянні: $\Delta = D_{22} D_{11} - D_{12}^2$ – комбінація жорсткісних характеристик; $\bar{w}_{кл}(x,t)$ – частковий розв’язок "класичної" задачі, який відповідає вимушеним коливанням бруса під дією заданого навантаження та відповідними крайовими умовами без врахування депланації перерізів; $\chi(x,t)$ – шукана функція поперечного зсуву. У [2] наведено розв’язок рівняння (2) для вимушених коливань стержня на двох опорах довжиною l під дією гармонічного навантаження, розподіленого за синусоїдальним законом, що дало змогу перетворити диференціальне рівняння на алгебраїчне.

Тут розглянемо стержень на двох шарнірних опорах, але під дією гармонічної сили прикладеної в перерізі $x = a$. Закон зміни амплітуд коливань по довжині стержня для такого випадку без врахування деформації зсуву отримано в (1) таким:

$$\bar{w}_{кл}(x) = \frac{2F}{l \cdot p} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}}{\omega_i^2 - \Omega^2}, \quad (3)$$

що дає можливість сформулювати праву частину рівняння (2).

Тепер врахуємо деформації зсуву. Для цього перетворимо визначальне рівняння (2), поділивши його на Δ і врахувавши, що $D_{23} \approx D_{12}$. Тоді отримаємо таке вихідне рівняння:

$$\frac{\partial^4 \chi(x,t)}{\partial x^4} - \beta^4 \frac{\partial^2 \chi(x,t)}{\partial x^2} = -\beta^4 \frac{\partial^4 \bar{w}_{кл}(x,t)}{\partial x^4}, \quad (4)$$

де прийнято, що

$$\beta^4 = \frac{D_{11} \cdot D_{21}}{\Delta}. \quad (5)$$

Використовуючи принцип розподілу змінних, розв’язок рівняння (4) будемо шукати у вигляді:

$$\chi(x,t) = \chi(x) \cdot \sin \Omega t. \quad (6)$$

Підставляючи (6) у (4) та враховуючи, що $\bar{w}_{кл}(x,t) = \bar{w}_{кл}(x) \cdot \sin \Omega t$, після скорочення на $\sin \Omega t$, отримуємо диференціальне рівняння розподілу функції зсуву $\chi(x)$ по довжині стержня, в якому права частина відповідає фактичним умовам закріплення та навантаженню:

$$\frac{\partial^4 \chi(x)}{\partial x^4} - \beta^4 \frac{\partial^2 \chi(x)}{\partial x^2} = -\beta^4 \frac{\partial^4 \bar{w}_{кл}(x)}{\partial x^4}. \quad (7)$$

Якщо "класична" складова $\bar{w}_{\bar{e}\bar{e}}(x)$ має вигляд (3), то рівняння (7) набуває вигляду:

$$\frac{\partial^4 \chi(x)}{\partial x^4} - \beta^4 \frac{\partial^2 \chi(x)}{\partial x^2} = -\beta^4 \cdot \frac{2F}{l \cdot p} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}}{\omega_i^2 - \Omega^2} \cdot \left(\frac{i\pi}{l}\right)^4. \quad (8)$$

Розв’язок цього рівняння складається з розв’язку однорідного рівняння і часткового розв’язку, який відповідає правій частині. Розв’язок однорідного рівняння описує власні коливання бруса.

Частковий розв’язок цього рівняння, що відповідає вимушеним коливанням, шукаємо у вигляді:

$$\bar{\chi}(x) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cdot \sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}. \quad (9)$$

Підставляємо (9) у (8) і прирівнюємо коефіцієнти при постійному "i" в лівій і правій частині. Після скорочень на $\sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}$ отримаємо рівняння відносно амплітуд A_i :

$$A_i \cdot \left(\frac{i\pi}{l}\right)^4 + A_i \cdot \beta^4 \cdot \left(\frac{i\pi}{l}\right)^2 = -\beta^4 \cdot \frac{2F}{l \cdot p} \cdot \frac{(i\pi/l)^4}{\omega_i^2 - \Omega^2}. \quad (10)$$

Звідки:

$$A_i = -\frac{F}{l \cdot p \cdot (\omega_i^2 - \Omega^2)} \cdot \frac{2 \cdot \beta^4 \cdot (i\pi/l)^2}{(i\pi/l)^2 + \beta^4}. \quad (11)$$

Залежність (9) із врахуванням (11) набуде вигляду:

$$\bar{\chi}(x) = -\frac{2F \cdot \beta^4}{l \cdot p} \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(i\pi/l)^2 \cdot \sin \frac{\pi a}{l} \cdot \sin \frac{\pi x}{l}}{(\omega_i^2 - \Omega^2) \cdot [(i\pi/l)^2 + \beta^4]}. \quad (12)$$

Відповідно до (2) рівняння прогинів за депланаційною ітераційною моделлю для першої ітерації визначається через класичний момент $w_{кл}(x)$ та функцією зсуву $\chi(x)$ таким чином:

$$w(x) = w_{кл}(x) - \frac{D_{12}}{D_{11}} \chi(x). \quad (13)$$

Тоді закон вимушених коливань стержня на двох опорах під дією гармонічного навантаження, прикладеного в перерізі $x = a$ з урахуванням деформацій зсуву, набуває вигляду:

$$w(x) = \frac{2F}{l \cdot p} \left[\sum \frac{\sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}}{\omega_i^2 - \Omega^2} + \frac{D_{12}}{D_{11}} \beta^4 \sum \frac{\left(\frac{i\pi}{l}\right)^2 \sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}}{(\omega_i^2 - \Omega^2) \cdot [(i\pi/l)^2 + \beta^4]} \right], \quad (14)$$

або, враховуючи (5) та дію гармонічного навантаження:

$$w(x,t) = \frac{2F}{l \cdot p} \left[\sum \frac{\sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}}{\omega_i^2 - \Omega^2} + \sum \frac{D_{21}^2 \left(\frac{i\pi}{l}\right)^2 \sin \frac{i\pi a}{l} \cdot \sin \frac{i\pi x}{l}}{(\omega_i^2 - \Omega^2) \cdot [\Delta(i\pi/l)^2 + D_{11} \cdot D_{21}]} \right] \cdot \sin \Omega t, \quad (15)$$

Для практичних розрахунків слід обмежити нескінченну суму якоюсь кількістю доданків "n". Критерієм вибору кількості доданків у сумах може слугувати величина розходження значень $w(x,t)$ при $i = n$ та $i = n + 1$.

Висновки.

Таким чином отримано закон вимушених коливань стержня на двох опорах під дією зосередженого гармонійного навантаження, який дозволяє визначити характеристики вимушених коливань композитного бруса з урахуванням деформацій зсуву.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Бабаков И.М.* Теория колебаний. – М.: Гос-техиздат, 1958. – 628 с.
2. *Горик О.В., Піскунов В.Г., Чередніков В.М.* Механіка деформування композитних брусів. – Полтава: Асмї, 2008. – 404 с.
3. *Григолюк Э.И., Чулков П.П.* Устойчивость и колебания трехслойных оболочек. – М.: Машиностроение, 1973. – 170 с.
4. *Еременко С.Ю.* Собственные колебания и динамика композитных материалов и конструкций. – К.: Наукова думка, 1992. – 184 с.
5. *Королев В.И.* Слоистые анизотропные пластинки и оболочки из армированных пластмасс. – М.: Машиностроение, 1965. – 272 с.

УДК 539.3+681.3.06

© 2008

*Горик О.В., доктор технічних наук,
Ковальчук С.Б., здобувач*,
Полтавська державна аграрна академія*

УТОЧНЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДЕФОРМУВАННЯ ПРИ ЗГІНІ БРУСІВ НЕОДНОРІДНОЇ СТРУКТУРИ

Рецензент – доктор технічних наук, професор А.А. Смердов

Ключові слова: композит, деформація зсуву, жорсткісні депланаційні характеристики, згин, неоднорідна структура.

Постановка проблеми.

Класичні підходи до визначення параметрів деформування згину брусів не завжди дозволяють отримати достовірні результати розрахунків. Особливо це стосується елементів конструкцій композитної (неоднорідної) структури, що містять фази з матеріалів, які піддаються деформаціям зсуву.

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. В наукових джерелах опубліковано безліч праць (монографії, статті, огляди), в яких на основі скоригованих вихідних теоретичних передумов розроблені моделі деформування композитних систем, що дозволяють враховувати вплив на напружено-деформований стан деформацій поперечного зсуву. Ці моделі отримали назву не-класичних, оскільки вони побудовані на основі відмови від класичної гіпотези плоских перетинів. Більшість із них слід розглядати як моделі першого наближення відповідної ітераційної моделі. Розвиток ітераційної аналітичної теорії в механіці шаруватих композитних систем описано в огляді [2]. Дослідження механіки деформування композитних брусів довільної структури на ітераційному принципі наведені в [1]. Зокрема, дослідження композитних брусів із однорідних композитів (деревина, пластики) зі значним відношенням $E/G = 20...100$ за допомогою не-класичної ітераційної моделі вищих наближень показує значну відмінність форми кривої функ-

Отримано визначальне диференціальне рівняння та відповідні уточнені крайові умови для визначення поперечних переміщень при згині брусів композитної неоднорідної структури. Отримане рівняння дозволяє враховувати вплив поперечних зсувних деформацій за рахунок складової поперечних зусиль і, таким чином, дає уточнені результати визначення параметрів деформування композитних брусів. За достатньої точності отримуваних результатів визначення жорсткісних характеристик та самих прогинів є досить простими, на відміну від більш обґрунтованих, але водночас і складніших ітераційних зсувних моделей згину.

ції зміни дотичних напружень за висотою перетин у порівнянні з класичною теорією. Наприклад, для короткого вуглецево-епоксидного бруса, з відношенням $E/G = 100$, крива розподілу дотичних напружень у характерних перетинах на вищих кроках ітераційного процесу наближається за формою до рівномірного розподілу за висотою.

Мета досліджень та методика їх проведення. Ґрунтуючись на фактах, наведених вище, та намагаючись зменшити кількість ітерацій для отримання бажаного результату, для коротких піддатливих деформаціям зсуву брусів, змінено вихідну гіпотезу щодо розподілу дотичних напружень за висотою перетинів. Так, на відміну від однієї з гіпотез про відсутність дотичних напружень на початковому кроці ітераційного процесу прийнято припущення, що вони – при дії поперечного зусилля – є рівномірно розподіленими за площею перетину, як при чистому зсуві:

$$\tau = Q/A. \quad (1)$$

Тоді вихідні гіпотези загалом для уточненої моделі деформування бруса в площині дії зовнішнього навантаження (XOZ) набудуть наступного вигляду:

$$\begin{aligned} \gamma_{xz} &= Q_z(x) / (A \cdot \bar{G}_{xz}(z)); \quad \sigma_z = 0; \\ \varepsilon_z &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Тут $\bar{G}_{xz}(z)$ – усереднене за шириною перерізу значення модуля зсуву.

* Керівник – доктор технічних наук, професор О.В. Горик

Перша прийнята вихідна гіпотеза, як бачимо, відповідає гіпотезі плоских перерізів, оскільки деформації зсуву γ_{xz} хоч і ненульові, але постійні в межах кожної з фаз і тому не можуть призводити до викривлення перерізу. В цьому гіпотези (2) подібні до вихідних гіпотез моделі Тимошенка (3), але, на відміну від них, дозволяють врахувати неоднорідність матеріалу перерізу.

Використавши прийняті гіпотези у рівняннях Коші, отримано вираз для визначення повздовжніх деформацій:

$$\varepsilon_x(x, z) = \frac{dQ_z(x)}{dx} \cdot \frac{1}{A} \int_{z_i}^z \frac{1}{G_{xz}(z)} dz - \frac{d^2w(x)}{dx^2} \int_{z_i}^z dz + \frac{dC(x)}{dx}, \quad (3)$$

в якому $C(x)$ – функція інтегрування, що відповідає повздовжнім переміщенням на початку межі інтегрування, $w(x)$ – вертикальні переміщення на рівні нульової лінії.

Тоді нормальні напруження можна отримати за законом Гука:

$$\sigma_x(x, z) = -\frac{d^2w(x)}{dx^2} E_x(y, z) \int_{z_i}^z dz + \frac{dQ_z(x)}{dx} E_x(y, z) \frac{1}{A} \int_{z_i}^z \frac{1}{G_{xz}(z)} dz + \frac{dC(x)}{dx} E_x(y, z). \quad (4)$$

Для визначення похідної функції інтегрування $C(x)$ використаємо умову відсутності повздовжньої сили в перерізах бруса:

$$\int_A \sigma_x dA = 0, \quad (5)$$

що відповідає відсутності на торцях бруса зовнішнього стискаючого або розтягуючого навантаження, тобто умовам задачі.

Відповідно до останньої умови маємо:

$$-\frac{d^2w(x)}{dx^2} \int_A E_x(y, z) \int_{z_i}^z dz dA + \frac{dQ_z(x)}{dx} \int_A E_x(y, z) \frac{1}{A} \int_{z_i}^z \frac{1}{G_{xz}(z)} dz dA + \frac{dC(x)}{dx} \int_A E_x(y, z) dA = 0,$$

звідки:

$$\frac{dC(x)}{dx} = \frac{d^2w(x)}{dx^2} \frac{\int_A E_x(y, z) \int_{z_i}^z dz dA}{\int_A E_x(y, z) dA} - \frac{dQ_z(x)}{dx} \frac{\int_A E_x(y, z) \frac{1}{A} \int_{z_i}^z \frac{1}{G_{xz}(z)} dz dA}{\int_A E_x(y, z) dA}.$$

Тоді вираз для нормальних напружень набуде наступного вигляду:

$$\sigma_x(x, z) = -\frac{d^2w(x)}{dx^2} E_x(y, z) \xi_0(z) + \frac{dQ_z(x)}{dx} E_x(y, z) \xi'_0(z), \quad (6)$$

тут введено наступні лінійні функції розподілу нормальних напружень за висотою перерізу:

$$\xi_0(z) = \int_{z_i}^z dz - \frac{\int_A E_x(y, z) \int_{z_i}^z dz dA}{\int_A E_x(y, z) dA}, \quad \xi'_0(z) = \frac{1}{A} \int_{z_i}^z \frac{1}{G_{xz}(z)} dz - \frac{\int_A E_x(y, z) \frac{1}{A} \int_{z_i}^z \frac{1}{G_{xz}(z)} dz dA}{\int_A E_x(y, z) dA}.$$

Розв'язок рівнянь рівноваги плоскої задачі теорії пружності з використанням (6) і умов відсутності дотичних напружень на верхній та нижній гранях бруса ($\tau_{zx}(x, z_i) = 0$; $\tau_{zx}(x, z_a) = 0$) дає змогу отримати вираз для визначення дотичних напружень:

$$\tau_{xz}(z, x) = \frac{d^3w(x)}{dx^3} f_0(z) - \frac{dq_z(x)}{dx} f'_0(z). \quad (7)$$

де введено наступні функції розподілу:

$$f_0(z) = \frac{1}{b(z)} \int_{A(z)} E_x(y, z) \xi_0(z) dA, \quad f'_0(z) = \frac{1}{b(z)} \int_{A(z)} E_x(y, z) \xi'_0(z) dA.$$

Функції $f_0(z)$ та $f'_0(z)$ визначають розподіл дотичних напружень за висотою перерізу зі змінною шириною $b(z)$. Графіками цих функцій є квадратичні параболи, що набувають нульових значень на рівні верхніх та нижніх волокон перерізу.

Варіаційними методами із застосуванням отриманих виразів напружень (6) та (7) отримано диференціальне рівняння для знаходження шуканої функції прогинів $w(x)$ та крайові умови.

Визначальне диференціальне рівняння має вигляд:

$$\frac{d^4 w(x)}{dx^4} D_{00} - \frac{d^3 Q_z(x)}{dx^3} D_{01} + q_z(x) = 0, \quad (8)$$

де введено характеристики жорсткості: $D_{00} = \int_A E_x(y, z) (\xi_0(z))^2 dA$ – згину і

$D_{01} = \int_A E_x(y, z) \xi_0'(z) \xi_0(z) dA$ – згину та зсуву.

Крайові умови при шарнірному обпиранні балки мають наступний вигляд:

$$w(x)|'_0 = 0, \quad \frac{d^2 w(x)}{dx^2} \Big|'_0 = \left(\frac{D_{01}}{D_{00}} \frac{dQ_z(x)}{dx} \right) \Big|'_0. \quad (9)$$

Отримане рівняння (8) та крайові умови (9) відрізняються від класичних наявністю додаткової складової, що враховує дію поперечної сили. Уточнення прогинів відбувається залежно від міри піддатливості зсувним деформаціям матеріалу фаз, що характеризується співвідношеннями жорсткостей.

Реалізація методики. Для прикладу реалізації запропонованої моделі уточнення прогинів наведемо результати розрахунку короткої прямокутної шарнірно обпертої балки (рис.1). До верхньої грані балки прикладене рівномірно розподілене навантаження інтенсивністю $q = 4000 \text{ Н/м}$. Відношення довжини до висоти балки становить $l/h = 5$. Для вказаної схеми на рис. 2 наведено порівняння отриманих результатів, визначених за класичною теорією, запропонованою моделлю та ітераційною моделлю (2) для двох типів матеріалу балки:

1) ізотропний матеріал – вуглецева конструкційна сталь з $E_x = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $G_{xz} = 7,69 \cdot 10^{10} \text{ Па}$, $E_x/G_{xz} = 2.6$;

2) однорідний композит – склопластик з $E_x = 4,4 \cdot 10^{10} \text{ Па}$, $G_{xz} = 8 \cdot 10^9 \text{ Па}$, $E_x/G_{xz} = 5.5$.

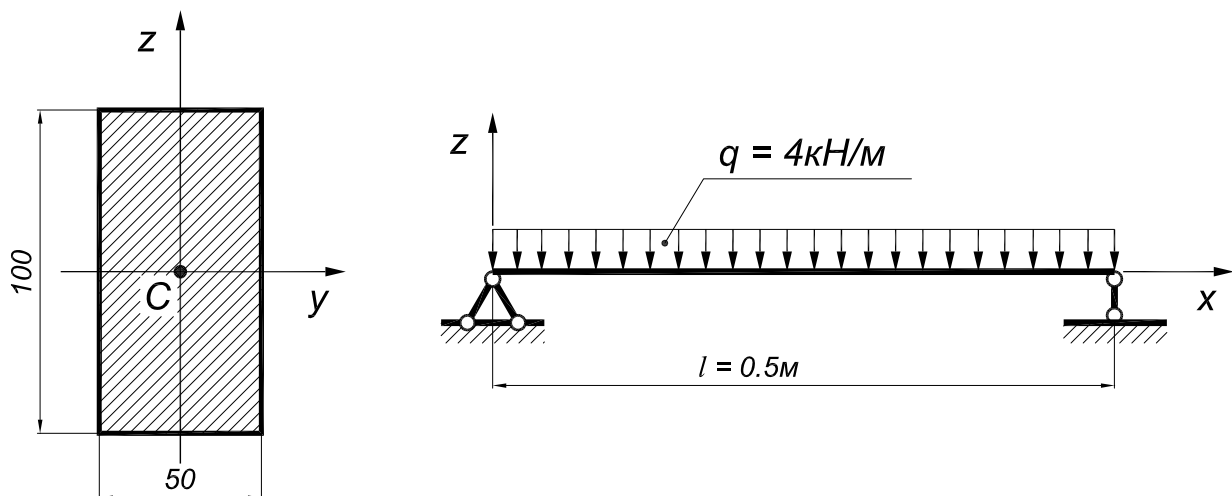


Рис. 1. Розрахункова схема балки

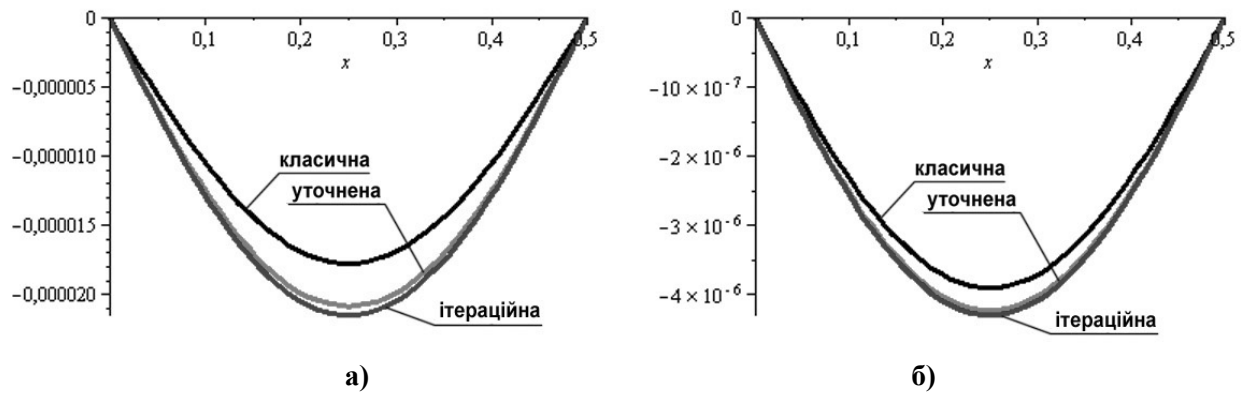


Рис. 2. Результати визначення прогинів тестових балок за різними методиками розрахунку: а – вуглецевої конструкційної сталі; б – склопластикової

Результати визначення максимальних прогинів тестових балок та порівняння наведені у табл.1.

1. Величини максимальних прогинів тестової балки

Матеріал	$\frac{E_x}{G_{xz}}$	Класична теорія	Запропонована модель	Ітераційна модель	МКЕ	ΔMKE -кл, %	ΔMKE -ут, %	ΔMKE -ім, %
Вуглецева конструкційна сталь	2,6	$3,90 \cdot 10^{-6}$	$4,23 \cdot 10^{-6}$	$4,29 \cdot 10^{-6}$	$4,36 \cdot 10^{-6}$	11,79	3,07	1,63
Склопластик	5,5	$1,78 \cdot 10^{-5}$	$2,09 \cdot 10^{-5}$	$2,15 \cdot 10^{-5}$	$2,16 \cdot 10^{-5}$	21,35	3,35	0,47

Висновки. Отже, запропонована модель уже на початковому кроці ітераційного процесу дає адекватні, сумісні з ітераційною моделлю та методом кінцевих елементів (МКЕ), результати розрахунку прогинів балок. Зауважимо, що для балок з ізотропного матеріалу з відношенням $E_x/G_{xz} = 2.6$ моделі, що враховують вплив поперечних зсувів, уточнюють прогини менш відчутно, ніж для балок із композитних матеріалів, податливих зсувам. Розрахунок балки зі склопластику з відношенням $E_x/G_{xz} = 5.5$ та $l/h = 5$, в порівнянні з класичною теорією, дає уточнення, що становить близько 18%. Зі збільшенням відношення E_x/G_{xz} та зменшенням відносною довжини балки рівень уточнення також значно збільшується. Результати розрахунку, які не наведені тут, для коротких дерев'яних балок $E_x/G_{xz} = 20$ дають результати, що збігаються з експериментом, проведеним авторами. Для цих балок залежно від відносною довжини було отримано уточнення прогинів до 80%.

Результати розрахунку за уточненою методикою добре корелюють із результатами МКЕ, що дозволяє зробити висновок про їх вищу, у порівнянні з розрахунком за класичною теорією, достовірність при визначенні вертикальних переміщень.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Горик О.В., Піскунов В.Г., Чередніков В.М. Механіка деформування композитних брусів. – Полтава: АСМІ, 2008. – 404 с.
 2. Піскунов В.Г. Итерационная аналитическая теория в механике слоистых композитных систем // Механика композитных материалов. – 2003. – Т. 39. – №1. – С. 3-24.
 3. Timoshenko S.P. On the correction for shear of the differential equation for transverse vibrations of prismatic bars // Philosophical Magazine and Journal of science. – 1921. – Vol.41, ser.6, №245. – P.744-746.

УДК 631.4:631.51

© 2008

*Удовиченко Г.А., кандидат технічних наук,
Полтавський інститут АПВ ім. М.І. Вавилова*

ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ДИСКОВИХ БОРІН

Рецензент – кандидат сільськогосподарських наук Л.Д. Глущенко.

Ключові слова: *обробна техніка, техніко-експлуатаційні показники, дисковий комбінований агрегат.*

Постановка проблеми. В Україні все ефективніше налагоджується виробництво сільськогосподарської техніки. Дискові ґрунтообробні знаряддя становлять понад 40% від загальної кількості ґрунтообробних машин.

Нині виробляється понад 25 моделей дискових борін, кожна з яких має свої конструктивні особливості, незважаючи на те, що вузли, деталі та робочі органи уніфіковані [3]. Створення нових ґрунтообробних знарядь за таким принципом дозволить ефективно її використовувати, проводити обслуговування та ремонт, придбавши недефіцитні запасні частини.

Розробляючи нові технічні засоби, не завжди в повній мірі враховуються вихідні дані, вимоги технологій і тому подібне, що не дає змоги виготовити оптимальний варіант сільськогосподарської машини [3, 7].

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. На підприємствах України нині освоюється виробництво нової ґрунтообробної техніки [3, 5].

Завод „Фрегат” розробив і впровадив у виробництво БПРР-4,2, БПД-2,4, БПД-4,2 з глибиною обробки ґрунту до 20 см (4, 6). Завдяки регулюванню кута атаки дисків (від 0 до 25 градусів) цими боронами можна не тільки дискувати, але й проводити основний обробіток ґрунту.

Дискові комбіновані агрегати АГ-2,4-20 („Білоцерків МАЗ”), БДН-2,4 (ВАТ „Луцьке РТП”), БГД-2,4 „Явдоха” (Галещина, машзавод) та інші мають подібну конструкцію, тому експлуатаційно-технологічні показники суттєво не відрізняються.

Серед комбінованих ґрунтообробних агрегатів зарубіжного виробництва, які ефективно використовуються в господарствах Полтавського ре-

Наведені основні конструктивні параметри дискових знарядь та проведені дослідження з підвищення ефективності роботи. Проведені експлуатаційні випробування дискових комбінованих агрегатів. Використання таких агрегатів сприяє підвищенню продуктивності праці, зменшенню кількості технологічних операцій та зниженню собівартості виробленої продукції. Крім того, техніка вітчизняного виробництва найбільше пристосована до місцевих умов виробництва й у 3-4 рази дешевша від імпортних машин.

гіону, слід відзначити дискові борони DISCOVER серій XS, XM, XL, OPTIMER серій 101, 301, 401, 1001, 4001, ECOLOGICAL TIGER серій 530, 730, 9300, RMX – 790, АРАХА від 6,60 до 8,60 м, агрегати LEMKEN RUBIN та інші.

У сільськогосподарських підприємствах Полтавщини використовують ди-

скові ґрунтообробні знаряддя загального призначення та спеціалізовані (для роботи в особливих умовах) [1].

Впровадження ґрунтозахисних технологій із застосуванням нових комбінованих дискових знарядь сприяє зниженню вартості виробленої сільськогосподарської продукції, зростає протиерозійна стійкість ґрунту, повніше нагромаджується і зберігається волога [7].

Мета досліджень: дослідити основні параметри дискових ґрунтообробних знарядь та підвищити ефективність роботи машин зі сферично-дисковими робочими органами з віссю обертання, нахиленими під кутом до горизонту. Експлуатаційні випробування комбінованого ґрунтообробного агрегату БД-2,4 „Вікторія” виробництва ТОВ „Мотор-сервіс” проводилися у виробничих умовах СП „Новоселівка” Полтавського району. Експлуатаційна перевірка дискових борін АГ-2,4-20, УДА-3,8-20, БДТ-3, БДП-6,3 та Great Plains 3326 проводилася у виробничих умовах ДП ДГ „Степне” Полтавського інституту АПВ ім. М.І. Вавилова.

Для виконання програми досліджень використали загальновідомі методи й показники оцінки технологій, технічних засобів та організаційних форм використання техніки.

Для характеристики умов проведення дослідження дискових борін відбиралися проби ґрунту, визначалася його вологість, твердість, глибина обробки, ступінь кришення, відсоток підризання бур'янів робочими органами, швидкість руху агрегату, витрата пального, поломки та час

на їх усунення. Показники якості виконання технологічного процесу визначалися на необроблених полях. Ґрунт, де проводилися випробування борони, – чорнозем типовий малогумусний важкосуглинковий.

Результати досліджень. Основні параметри дискових ґрунтообробних знарядь наведені в таблиці 1. Аналізуючи дані, ми бачимо, що конструктивні параметри робочих органів різні в залежності від їх призначення. Ці співвідношення взяті виходячи із конструктивних міркувань. Чим більший міждисковий просвіт, тим більші нерівномірності дна обробленого поля. Зі зменшенням між дискової відстані покращується вирівнюваність обробленого дна поля, проте підвищується ймовірність заклинювання скиби в міждисковому просторі й збільшує енергозатрати на технологічний процес [2]. Відома компанія Case IH виготовляє легкі, середні та важкі борони з дисками діаметром від 660 до 820 мм. Відстань між дисками $D = 660$ мм на передній дисковій групі становить 267 мм, на задній – 229 мм. Просвіт між дисками діаметром 711 мм попереду та позаду 267 мм. Відстань між плуговими дисками діаметром 812 мм попереду та позаду становить 305 мм. У причіпній бороні APFL-FF суміжні диски діаметром 810 мм розміщені на віддалі 280 мм.

На бороні БГР-4,2 „Солоха” встановлені диски діаметром 710 мм, що дає змогу збільшити їх ресурс порівнюючи з дисками діаметром 660 мм, що встановлюються на інших боронах. Дискова борона складається з двох батарей: на передній встановлено диски „ромашка”, на задній – суцільні диски. Це дає змогу бороні працювати на задану глибину і з високим ступенем якості, незважаючи на твердість ґрунту та пожнивні залишки на поверхні поля. Диски „ромашка” найкраще справляються з підрізанням пласта ґрунту та подрібненням пожнивних залишків, „суцільні” диски краще переміщують ґрунт і подрібнюють його. Навантаження на диск становить 130 кг, що більше від інших знарядь. Глибина обробітку – до 22 см. Просвіт між дисками становить 300 мм (табл. 1).

Агрегати БД-2,4 „Вікторія”, АГ-2,4-20, УДА-3,8-20 об'єднали у собі функції плуга, лушпильника, культиватора і дискової борони. Вони забезпечують рівномірний розподіл на всю глибину обробленого шару ґрунту органічних добрив, соломи та інших післяпожнивних решток, що дає можливість уникнути ерозії ґрунту, збільшити можливість поглинання ґрунтом вологи. При встановленні глибини обробітку 5-7 см відбува-

ється зріз кореневої системи рослини. При використанні сидератів для збільшення родючості ґрунту агрегати при налаштуванні глибини обробітку 10-15 см заробляють в ґрунт близько 75% рослин.

Слід звернути увагу на те, що в дискових агрегатах типу УДА (в порівнянні з АГ) при збільшенні кута атаки віддалі між дисками залишається постійна і глибина обробітку не зменшується. Диски виготовляються з внутрішньою заточкою, що дозволяє ефективно працювати з агрегатом при обробітку важких ґрунтів, зменшується тягове зусилля і підвищується стійкість ходу агрегату.

З точки зору рихлення і змішування, дискові борони працюють краще плугів, мають більшу продуктивність; диски при обертанні зрізають рослини, залишки стебел при цьому мають менший знос робочих органів. ТОВ „Мотор-сервіс” розробило і виготовило новий дисковий комбінований ґрунтообробний агрегат БД-2,4 „Вікторія” (фото 1).

Борона призначена для обробітку ґрунтів різного механічного складу, подрібнення задернелих скиб та брил після оранки й пожнивних залишків високостебельних культур, обробітку зябу при вологості ґрунту до 21% та твердості ґрунту до 3,5 МПа на рівних ділянках та схилах до трьох градусів.

Борона БД-2,4 „Вікторія” складається з рами, на якій розміщені в два ряди утримувачі з дисками „Ромашка”, універсальної навіски, опорного котка з гвинтовими пристроями. Опорний коток, положення якого регулюється за допомогою гвинтового пристрою, забезпечує потрібну глибину обробітку ґрунту, додатково кришить грудки у верхньому шарі ґрунту, вирівнює й ущільнює поверхню поля.

При переміщенні полем диски „Ромашка” заглиблюються в ґрунт під горизонтальним і вертикальним кутами нахилу, кришать та переміщують його по увігнутих площинах, забезпечуючи рівну поверхню ґрунту на обробленому полі.

Знос трактора вліво або вправо можливий від неоднакового заглиблення передніх і задніх дисків. Якщо передній ряд дисків заглиблюється на більшу або меншу величину від заднього ряду дисків, то виникає бокова сила, яка рухає трактор вліво або вправо. Коли передні і задні ряди дисків ідуть на однакову глибину, то бокові сили врівноважуються і трактор з бороною їде прямолінійно.

Агрегати БД-2,4 „Вікторія”, АГ-2,4-20, УДА-3,8-20, що мають вертикальні й горизонтальні кути нахилу дисків, навіть при навантажен-

ні на диск, відповідно, 60; 63; 98 кг/диск, обробляють ґрунт на глибину близько 18 см.

Аналізуючи конструктивні параметри дискових знарядь, можна відмітити, що зі збільшенням діаметра дискових робочих органів в певній мірі збільшується міждисківа відстань, хоча чіткої закономірності немає, тому що співвідношення між діаметром диска та просвітом між двома суміжними дисками різне (табл. 1).

Під час експлуатаційної перевірки дискових знарядь встановлено, що при вологості ґрунту понад 21% спостерігаються перші прояви забивання дисків вологим ґрунтом та рослинними рештками (фото 2).

Під час дискування зволоженого ґрунту зафіксовано, що в першу чергу забиваються крайні міждисківи просвіти, тобто ті, в яких знаходяться утримувачі з корпусами підшипників, у вузькому міждисківому просторі, там, де збільшений зазор між чистиком і диском.

При зазорі між чистиком і диском більше чотирьох міліметрів спостерігаємо налипання вологого ґрунту до внутрішньої частини диска. Сила тертя між чистиком і ґрунтом у процесі налипання збільшується, що знижує частоту обертання дисків до повної їх зупинки. В цей час проходження обробленого ґрунту між дисками, які не обертаються навколо своєї осі, погіршується – утворюється земляний вал перед робочими органами, який борона горне перед собою до повної зупинки.

Щоб цього не сталося, слід мати зазор між чистиком і диском у межах 1-3 мм. В агрегаті Great Plains 3326 цей зазор мінімальний, адже чистики надійно прижаті пружинами до дисків.

Чим більша міждисківа відстань, тим менша ймовірність їх забивання ґрунтом та рослинними рештками. Найбільшу міждисківу відстань (350 мм) мають дискові борони БД-2,4 „Вікторія”, АГ-2,4-20, УДА-3,8-20, в яких сферично-дисківи робочі органи мають вісь обертання, нахилену під кутом до горизонту.

Не слід без потреби працювати з максимальним заглибленням дисків, тому що це викликає збільшення тягового опору й, відповідно, веде до зниження продуктивності, підвищення витрат пального, поломки або деформації робочих органів та утримувачів. При твердості ґрунту понад 3,5 МПа необхідно виконувати обробіток ґрунту в два сліди. Перший слід – на глибину обробітку (6-10 см), а другий – встановлюється на необхідну глибину. Висота гребенів на дні борозни після одного проходження дисковими боронами становили 3-6 см, а після двох – 2-4 см.

Аналізуючи дані табл. 1, бачимо, що найменший показник металоємності має борона БД-2,4 „Вікторія” – 346 кг/м, найбільший – 1118 кг/м (Great Plains 3326).

Ступінь переміщування ґрунтових частинок залежить від кута атаки дисків та швидкості агрегату. Найвищий ефект досягався при швидкості руху 8-12 км/год. Отримані показники фракційного складу ґрунту після обробітку агрегатами ПМЗ-6 + БД-2,4 „Вікторія”, ПМЗ-6 + БДТ-3 по різних попередниках.

При вологості верхнього шару ґрунту (попередник – соя) 12,4%, твердості 3,2 МПа, середній глибині обробітку 7,8 см, швидкості руху агрегату ПМЗ-6 + БД-2,4 „Вікторія” 9,2 км/год., витрати пального становили 5,9 кг/га. Незважаючи на високі показники твердості ґрунту і низьку вологість, показники кришення ґрунту відповідали агротехнічним вимогам. В обробленому шарі ґрунту (попередник соя) 23,8% після проходження агрегату ПМЗ-6 + БД-2,4 „Вікторія” становлять частки розміром до 10 мм; 21,1% ґрунту – розміром 20-25 мм, 23,3% ґрунту – розміром 25-50 мм, 18,3% ґрунту – частки розміром 50-100 мм, 13,5% ґрунту – частки розміром 100-150 мм, відсутні частки розміром понад 150 мм.

Порівнюючи фракційний склад ґрунту після обробітку боронами БД-2,4 „Вікторія” і БДТ-3, стверджуємо, що робочі органи експериментальної борони інтенсивніше розробляють ґрунт, краще заробляють пожнивні рештки.

Відмінність цих показників можна пояснити тим, що після дискових робочих органів експериментальної борони ефективно працює коток, який вирівнює, подрібнює і прикочує ґрунт.

Пробуксовка привідних коліс трактора ПМЗ-6Л із БД-2,4 „Вікторія” (попередник ячмінь) дорівнювала 2,7%, на менш ущільнених (попередник гречка, соя) цей показник, відповідно, досягав 3,8%, 3,6%.

На полі (попередник гречка) при глибині обробітку 9,1 см, середній вологості верхнього шару ґрунту 18,7%, твердістю 2,5 МПа, швидкості руху агрегату – 8,6 км/год. Кришення ґрунту (фракції розміром до 50 мм включно) становили 79,7%.

Експлуатаційно-технологічною оцінкою встановлено, що при робочій швидкості 8,6 км/год. і середній глибині обробітку 9,1 см продуктивність за 1 год. основного часу склала 2,06 га, за змінним і експлуатаційним часом становила 1,50 га. Коефіцієнт використання змінного часу становив 0,73. Питома витрата пального агрегату за змінним часом становила 5,93 кг/га. Експлуатаційно-технологічні показники задовільні.

1. Основні параметри дискових ґрунтообробних знарядь

Найменування	БД-24 „Вікторія”	АГ-2,4-20	УДА-3,8- 20	БДГ-3,0	БГР-4,2 „Солоха”	БДП-6,3	Great plains 3326
Ширина захвату, м	2,4	2,4	3,8	3,0	4,2	6,3	7,6
Глибина обробітку, см	5...18	5...18	5...18	5...18	10...22	5...20	5...20
Продуктивність, га/год	1,5...1,7	1,5...1,7	2,3...2,7	1,85...2,0	2,5...4,2	3,7...5,5	5,3...7,5
Робоча швид- кість, км/год	8...12	8...12	8...12	8...12	8...12	8...12	8...12
Витрата пально- го, кг/га	4,2...7,8	4,2...7,5	4,0...7,2	4,0...7,5	9,3...11,5	6,4...10,2	5,8...7,5
Кількість робо- чих дисків, см	14	14	22+1	28	28	48+3	74
Навантаження на диск, кг/на диск	60	63	98	67	130	76	115
Діаметр диска, мм	660	660	660	660	710	600	600
Форма диска	ромашка	ромашка	ромашка	ромашка	ромашка, суцільна	суцільна	суцільна
Просвіт між дисками, см	35	35	35	21	30	25	23
Співвідношення д/в	1,88	1,88	1,88	3,14	2,37	2,40	2,61
Наявність котків	+	+	+	-	-	-	-
Дорожній про- світ не менше, мм	300	300	300	300	380	300	300
Маса борони, кг	830	880	2250	1875	4250	3900	8500
Металоемність, кг/м	346	366	592	625	1000	620	1118
Спосіб агрегату- вання	навісний		причіпний				
Агрегується з тракторами кла- су, т.с.	1,4	1,4	3	1,4...3	3	3	4...5

Маючи індивідуальний корпус на кожен диск, агрегат може працювати при виході з ладу одного робочого органу доки його не відремонтують.

Борона БД-2,4 „Вікторія”, порівняно з боронами БГД-2,4 „Явдоха” (ВАТ „Галещина, машзавод”) та АГ-2,4-20, УДА-3,8-20 („Білоцерків МАЗ”), має окремі конструктивні відмінності. Сійка і підшипниковий вузол розташований за дисковим робочим органом, що дозволяє ефективно використовувати його на полях із великою кількістю рослинних решток.

Проводиться постійна робота з удосконалення

борони, підвищення її надійності, забезпеченню кращих умов експлуатації та якісних показників роботи. В конструкцію внесені зміни. Щоб покращити якісні показники роботи борони, ННЦ ІМЕСГ УААН запропонували встановити за сійками дискових робочих органів (на глибину обробітку) лапи-бритви. Лапи, встановлені за дисками, розрихлюють, подрібнюють і вирівнюють ґрунт, створюють ґрунтову підшву, знищують 100% бур'янів, стабілізують прямолінійний рух агрегату. Борона БД-2,4 „Вікторія” з допоміжними робочими органами, в порівнянні з АГ-2,4-20, якісніше обробляє ґрунт. Однак на

МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

забур'ячених площах зафіксовано забивання робочих органів валками пожнивних решток високою понад 15 см.

Навісні дискові комбіновані знаряддя БД-2,4 „Вікторія”, АГ-2,4-20 агрегатуються з тракторами класу 14 КН (1,4 т.с.).

Під час експлуатації борони Great Plains 3326

зафіксовано вихід із ладу (при наробітку 2800 га) підшипників опорних коліс та утримувачів дискових батарей.

Доступ до робочих органів та місць регулювання забезпечений. Технічне обслуговування борон проводити зручно.



Фото 1. Випробування комбінованого ґрунтообробного агрегату БД-2,4 „Вікторія”



Фото 2. Дискова батарея борони БДП-6,3 забита вологим ґрунтом

Дискові борони прості за будовою, надійні в роботі й відповідають вимогам технічних умов. Агрегати маневрені, продуктивні.

Висновки. Борони мають високу технічну надійність, простоту в регулюванні, зручність при технічному та технологічному обслуговуванні, якісно виконують технологічний процес.

Борони – багатофункціональні машини, вони можуть використовуватися при звичайній, інтенсивній, енергозберігаючій технологіях вирощування сільськогосподарських культур.

Завдяки вдалим технічним рішенням, закладеним у конструкцію дискових комбінованих агрегатів, є змога виключити з технології обробітку ґрунту окремі операції, які використовуються

традиційними знаряддями. Вони призначені для обробітку ґрунту різного механічного складу з подрібненням і заробкою органічних залишків у ґрунт за вологості 12... 21% і твердості ґрунту до 3,5 М Па.

Обробіток ґрунту дисковою бороною менш енергоємний, ніж основний обробіток плоскорізними знаряддями. Порівнюючи з традиційною технологією основного обробітку ґрунту плугом, застосовуючи борону вдвічі зменшуються витрати на паливе і вдвічі швидше виконується аналогічний обсяг робіт. Крім того не буде на поверхні поля, як при оранці, нагорнутих куп рослинних залишків, звальних гребенів та розвальних борозен.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Войтюк Д.Г., Дубровін В.О., Іщенко Т.Д. та ін.* Сільськогосподарські та міліоративні машини. – К., 2004. – С. 5-52.
2. *Дудак С.М.* Дискові ґрунтообробні знаряддя: основні параметри та особливості. Міжвід. темат. наук.-техн. зб. „Механізація та електрифікація сільського господарства” – Вип. 91. – Глеваха. ННЦ „ІМЕСТ”. – 2007. – С. 368-371.
3. *Максимчук І.* Чи рідня борона і „мерседес”? // Технопарк. – 2004. – № 1. – С. 17-19.
4. *Пермигин М.Ф., Пермигин А.М., Пономарев С.П.* Особенности использования ножевой бороны

TUME-300S // Новини агротехніки. – 2005. – № 4. – С. 37-40.

5. *Ремез С. Є* така „Імперія” – „Фрегат” // Технопарк. – 2004. – № 4. – С. 36-38.

6. *Сокирко П.Г., Павленко Г.Ф.* Агрегат ґрунтообробний комбінований АГ-4 „Скорпіон-2” // Аграрна наука – виробництву. – 2003. – № 4. – С. 28.

7. *Шикула М.К., Антоненко С.С., Лук’яненко А.С. та інші.* Ґрунтозахисна біологічна система землеробства в Україні. – К: НДІБВ. – 2000. – С. 109-124.