



# Механізація, електрифікація

УДК 631.319.2

© 2015

**В.В. Адамчук,**  
академік НААН,  
доктор технічних наук

Національний  
науковий центр  
«Інститут механізації  
та електрифікації  
сільського господарства»

**В.М. Булгаков,**  
академік НААН,  
доктор технічних наук

Національний  
університет біоресурсів  
і природокористування  
України

**В.П. Горобей,**

кандидат  
технічних наук

НВО «Селта»  
Національного наукового  
центру «Інститут  
механізації  
та електрифікації  
сільського господарства»

## ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СОШНИКА ІЗ ЗУБЧАСТИМ ДИСКОМ НА ВІБРОПІДВІСЦІ

**Мета.** На підставі розробленої нової конструкції універсального комбінованого сошника селекційної сівалки аналітично встановити можливості істотного зниження енергетичних характеристик її сошникового вузла. **Методи.** Теоретичні дослідження взаємодії з ґрунтом сошника, встановленого на вібропідвісці, виконано із застосуванням методів механіки та моделювання. **Математична модель** процесу побудована на основі диференціальних рівнянь і враховує дії сил реакції ґрунту на зубчастий диск, анкерний насіннепровід та прикочувальний коток. **Результати.** Створено нову теорію горизонтальних і вертикальних поступальних коливань сошникового вузла із зубчастим розрізувальним диском та системою пружинних механізмів для вивчення впливу віброефекту на тяговий опір. Отримано розв'язок системи диференціальних рівнянь та знайдено аналітичні вирази для визначення амплітуди і частоти зазначених коливань. **Висновки.** Отримана математична модель допомогла визначати амплітуди і частоти поступальних коливань сошника залежно від конструкційних параметрів і кінематичних режимів його роботи.

**Ключові слова:** сівалка, комбінований сошник, зубчастий диск, пружина, реакція ґрунту, сила, коливання, синусоїдальний закон, амплітуда, частота.

**Постановка проблеми.** У сучасних умовах інтенсивного впровадження енергоощадних технологій вирощування зернових та інших сільськогосподарських культур актуальною є потреба проведення агротехнічних дослідів за допомогою селекційно-насінницьких сівалок за цими технологіями. Конструкційні особливості сошників для вибраної технології є ключовими і за сівби з мінімальним обробітком ґрунту та

без попереднього обробітку.

Селекційно-насінницька навісна сівалка з механічним висівним апаратом СС-16 (СН-16) широко використовується для посіву насіння зернових, зернобобових культур і трав для проведення попереднього і конкурсного сортовипробування, агротехнічних дослідів, а також для рядового висіву у фермерських господарствах. Недосконала сошникова група

не дає можливості застосовувати її для енергоощадних технологій сівби. Розробка універсальних сошників для сівалки, обґрунтування конструкційно-кінематичних параметрів та оцінка їх енергетичних показників має практичне і теоретичне значення.

**Аналіз останніх досліджень.** Для технології прямої сівби відомий виробник селекційно-насінницької техніки фірма Wintersteiger пропонує використовувати підсилену раму сівалки для суцільного висіву Plotseed XXL та сошники: дводискові ACRA Plan t з міхряддями від 19 см; дводискові Great Plains з міхряддями від 15 см; дводискові Sunflower; зубчасті Horwood Bagshaw [1]. Розроблений макетний зразок спеціального пристосування з активними робочими органами — лопатковими дисками, встановленими в міжсошниковому просторі, був випробуваний на базі селекційної сівалки типу СКС-6-10, конструкції ВІМ [2]. Водночас дводискові, кілеподібні та анкерні сошники, якими комплектуються найпоширеніші на пострадянському просторі селекційно-насінницькі сівалки, зокрема типу СН-16 [3–5], не дають змоги здійснювати висів насіння в мульчований рослинними залишками ґрунт через недосконалу конструкцію сошникового вузла. Одним зі способів розширення сфери застосування сівалок і можливостей різних типів сошникових груп забезпечувати якісний висів зернових культур за різних систем обробки ґрунту і відповідно якості передпосівного обробітку є сівалки із суцільними дисковими ножами: турбодисками, хвиловими та рифленими різальними дисками [6, 7].

Результати досліджень у Криму сівалки DST-6000 фірми «Agrisem» (Франція) з уніфікованими посівними модулями Disk-0-Sem, що складаються з 2-х рядів зубчастих дисків, закріплених на пружинних стійках, показали перспективність цих агрегатів. Крім недоліків щодо глибини висіву, оскільки заробка насіння здійснюється за допомогою ґрунтового потоку, який створюється дисками діаметром 560 мм, є і переваги: під час роботи диски вібрують, створюючи ефект ударної хвилі, забезпечуючи заглиблення диска навіть на важких ґрунтах з меншим (на 20%) опором [8].

Завдяки вібраційним коливанням, зменшено коефіцієнта внутрішнього тертя між частками ґрунту, вібрувальним органом та ґрунтом тяговий опір бурякозбирального комбайна зменшується на 26–53% [9]. Зменшення сили опору під час врізання в ґрунт зубчастим лезом відносно суцільного доведено і біонічними напрямками розробки робочих органів

ґрунтообробних машин [10].

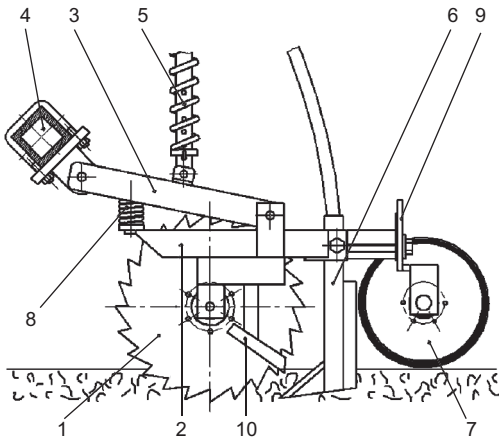
За розробки та досліджень конструкцій сошників для прямої сівби з розрізувальним диском-ножем, що не має власного приводу, стійкою-насіннепроводом, кінець якого розміщений у підлаповому просторі лапи, тукопроводом, нижній кінець якого рухається по щілині, створений дисковим ножем, встановлено зменшення норм висіву зернових культур на 25–30% порівняно з дисковими сівалками [11]. Збільшення швидкості з 1,94 м/с до 2,67 м/с неістотно впливає на рівномірність заробки насіння. За висіву зернових на глибину 0,07 м опір сошникової секції становить 72Н без унесення добрив і 89Н за внесення добрив на глибину 0,12 м. Ущільнення ґрунту котком тільки над насіннєвими рядками дає змогу знизити опір до 188 Н, або в 3,3 раза [12]. Проведено теоретичні дослідження зміни заглиблювальної сили, яку створює механізм пружинної підвіски залежно від положення робочої зони важеля підвіски сошника [13]. Розроблено схеми переміщення, визначено кут установки зуба та форму леза, наведено математичні моделі розрахунків для визначення оптимальних параметрів [14]. Проте у відомих дослідженнях не враховано енергетичної складової, що виникає через вібраційні коливання у технологічному процесі.

**Мета досліджень** — розширити технологічні можливості селекційно-насінницької сівалки, зменшуючи енерговитрати завдяки використанню вібраційного ефекту взаємодії робочого органу з ґрунтом через визначення раціональних конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи агрегату.

**Матеріали і методи досліджень.** У дослідженнях було використано аналітичні, статистичні методи, а також метод математичного моделювання машин і технологічних операцій з використанням законів механіки.

**Результати досліджень.** Розроблений сошниковий вузол з робочими органами, встановленими на пружинно-важільній підвісці, комплектується залежно від вибраної технології для селекційно-насінницької сівалки [15, 16].

Сутність вдосконалення навісної сівалки СНС-16А полягає в тому, що замість дводискових, анкерних чи кілеподібних сошників, якими традиційно комплектується базова сівалка, потрібно встановити універсальні сошникові вузли, що дало змогу сіяти за енергоощадними технологіями. Розроблено макет сошникового вузла (рис. 1) з розрізувальним зубчастим диском 1,



**Рис. 1. Схема універсального сошникового вузла:** 1 — зубчастий диск; 2 — корпус; 3 — шарнірно-важільний механізм; 4 — повідковий брус сівалки; 5 — натискна пружина; 6 — анкер-насіннепровід; 7 — коток; 8 — пружинний механізм; 9 — механізм регулювання глибини ходу; 10 — чистик

корпус якого 2 на шарнірно-важільному механізмі 3 в передній частині через кронштейн прикріплений до квадратної балки сівалки 4 з нажимною пружиною 5, а позаду закріплюються анкерний або стрілочний сошник 6 і коток 7.

Між корпусом сошника 2 і шарнірно-важільним механізмом 3 встановлено пружинний механізм 8 вібраційних автоколиваний. Глибина ходу сошникового вузла регулюється положенням котка 7 механізмом регулювання 9. Зубчасті западини диска 1 спрямовані

у зворотному напрямку обертання диска, що прискорює розвантаження решток та полегшує роботу чистика 10.

Відповідно до обґрунтованих раніше геометричних параметрів сошникового вузла було виготовлено його макетний зразок з розрізувальним сферичним зубчастим диском, що має спеціальні V-подібні вирізи, розміщені по периферії з однаковими інтервалами, причому одна різальна кромка розміщена радіально, а друга — під кутом до радіуса і, відповідно, до радіальної різальної кромки вирізу.

Перед оцінкою енергетичних характеристик агрегату за описаною раніше методикою [17] для складання диференціальних рівнянь, що описують поступальні коливання посівного агрегату за його руху по нерівномірностях поверхні ґрунту, потрібно спочатку проаналізувати схему сил, що діють на цей агрегат під час його рівномірного руху вздовж поля. Тому розглянемо відповідну еквівалентну силову схему, наведену на рис. 2.

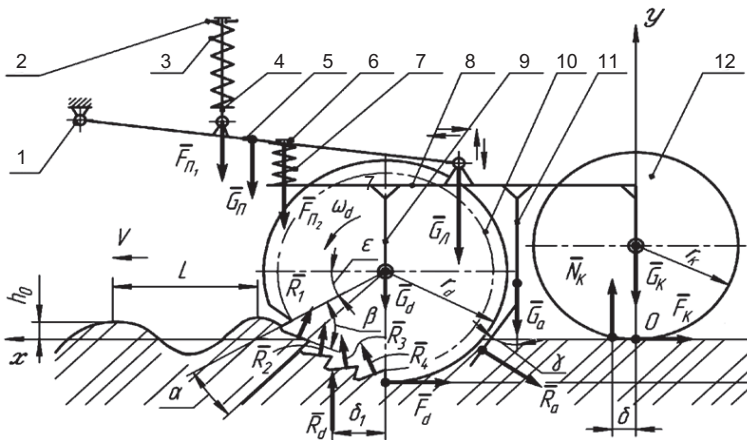
Передусім покажемо на схемі сили ваги основних конструкційних елементів вузла сошника:  $\bar{G}_n$  — вага повідка;  $\bar{G}_d$  — вага зубчастого диска;  $\bar{G}_л$  — вага лонжерона;  $\bar{G}_a$  — вага анкера-насіннепровода;  $\bar{G}_к$  — вага котка.

Відповідно, маси згаданих конструкційних елементів позначимо через  $m_n$ ,  $m_d$ ,  $m_л$ ,  $m_a$ ,  $m_k$ .

Далі покажемо на схемі сили натягу першої і другої пружин  $\bar{F}_{n1}$  та  $\bar{F}_{n2}$  відповідно.

Очевидно, що за величиною ці сили дорівнюють:

$$F_{n1} = C_{n1} l_{n1}, F_{n2} = C_{n2} u, \quad (1)$$



**Рис. 2. Еквівалентна силова схема сошникового вузла:** 1 — повідковий брус сівалки; 2 — п'ята натискного важеля; 3 — нажимна пружина; 4 — штанга; 5 — повідок; 6 — шток вібратора; 7 — пружина вібратора; 8 — лонжерон; 9 — стійка; 10 — зубчастий диск; 11 — анкер-насіннепровід; 12 — коток

де  $C_{n1}$ ,  $C_{n2}$  — жорсткості першої та другої пружин відповідно, Н/м;  $l_{n1}$ ,  $y$  — деформації цих пружин, м.

Силу  $\bar{F}_{n1}$  у першому наближенні можна вважати постійною.

Очевидно, що в результаті дії сил ваги конструкційних елементів та зусиль пружин виникають опорні реакції з боку ґрунту на зубчастий диск, анкерний насіннепровід та коток.

Вважатимемо, що профіль шляху (нерівності поверхні ґрунту) змінюється за синусоїдальним законом:

$$h(t) = h_0 \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \quad (2)$$

де  $V$  — стала швидкості поступального руху агрегату, м/с;  $2h_0$  — максимальна висота нерівностей ґрунту, м;  $L$  — довжина нерівностей ґрунту (відстань між двома сусідніми гребенями), м;  $t$  — поточний час, с.

У першому наближенні вважатимемо, що опорні реакції, які діють з боку ґрунту на зуби зубчастого диска за руху агрегату по нерівностях, також змінюються по такому самому синусоїдальному закону:

$$R_i(t) = R_0 + H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \quad (3)$$

$$i = 1, 2, 3, 4,$$

де  $R_0$  — реакція з боку ґрунту під час руху агрегату по ідеально рівному ґрунту, Н;

$H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$  — збурювальна компонента реакції ґрунту, яка виникає через нерівності поверхні поля;  $H$  — амплітуда цього збурення, Н.

Також з боку ґрунту на анкерний насіннепровід діє реакція  $\bar{R}_a$ , яка, хоч і незначно, але впливає на рух агрегату.

І, нарешті, під час кочення котка по розпушеному ґрунту виникають нормальна реакція  $\bar{N}_k$  з боку ґрунту на коток, а також сила тертя кочення  $\bar{F}_k$ , яка дорівнює:

$$\bar{F}_k = \delta \frac{N_k}{r_k}, \quad (4)$$

де  $\delta$  — коефіцієнт тертя кочення, м;  $r_k$  — радіус котка, м.

Виберемо систему прямокутних декартових координат  $Oxy$  з початком у точці  $O$ . Вісь  $Ox$  спрямуємо у напрямку поступального руху агрегату (вектора швидкості  $v$  поступального руху), вісь  $Oy$  спрямуємо вгору (рис. 2).

Запишемо рівняння руху агрегату у векторній формі:

$$M\bar{a} = \bar{F}_{n1} + \bar{F}_{n2} + \bar{G}_n + \bar{G}_d + \bar{G}_a + \bar{G}_k + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4 + \bar{R}_a + \bar{N}_k + \bar{F}_d + \bar{F}_k + \bar{F}_d, \quad (5)$$

де  $M$  — маса агрегату, кг;  $\bar{a}$  — прискорення руху агрегату, м/с<sup>2</sup>.

При цьому маса агрегату визначається за таким виразом:

$$M = m_n + m_d + m_l + m_a + m_k. \quad (6)$$

Запишемо векторне рівняння (5) у проекціях на осі координат  $Ox$  і  $Oy$ .

Вважатимемо, що обидві пружини (рис. 2) розміщені паралельно осі  $Oy$ .

Також у першому наближенні будемо вважати, що реакції, які діють з боку ґрунту на зуби диска, спрямовані перпендикулярно до поверхні зуба, як показано на рис. 1. Очевидно, що сусідні зуби диска зміщені один відносно одного на кут  $\alpha = \frac{2\pi}{z}$ , де  $z$  — кількість зубів на диску.

Нехай далі  $\varepsilon$  — кут між віссю  $Ox$  і верхньою боковою поверхнею першого зуба, який здійснює контакт з поверхнею ґрунту, а  $\beta$  — кут між боковими поверхнями зуба (рис. 1). Тоді проекції сил  $\bar{R}_i$  на вісь  $Oy$  дорівнюватимуть:

$$\begin{aligned} R_{1y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon); \\ R_{2y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + \alpha) = \\ &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}); \\ R_{3y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + 2\alpha) = \\ &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}); \\ R_{4y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + 3\alpha) = \\ &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}). \end{aligned} \quad (7)$$

Аналогічно на вісь  $Ox$ :

$$\begin{aligned} R_{1x} &= -R_1 \sin(\beta - \varepsilon); \\ R_{2x} &= -R_1 \sin(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}); \\ R_{3x} &= -R_1 \sin(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}); \\ R_{4x} &= -R_1 \sin(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}). \end{aligned} \quad (8)$$

Силу тертя кочення зубчастого диска у першому наближенні можна обчислити за таким виразом:

$$F_d = \frac{4R_1}{R_d} \delta_1,$$

або, враховуючи вираз (3):

$$F_d = \frac{4 \left[ R_0 + H \sin \left( \frac{2\pi vt}{L} \right) \right] \delta_1}{R_d}, \quad (9)$$

де  $\delta_1$  — коефіцієнт тертя кочення, м;  $R_d$  — радіус диска, м.

Проекції сили  $\bar{R}_a$  на осі координат дорівнюватимуть:

$$R_{ax} = -R_a \cos \gamma, \quad R_{ay} = -R_a \sin \gamma. \quad (10)$$

Кут  $\gamma$  показано на рис. 2.

Отже, враховуючи вирази (5), (6), (7), (8), (10), отримуємо систему диференціальних рівнянь руху агрегату вздовж осей  $Ox$  і  $Oy$ :

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x} = & -R_1 \left[ \frac{1}{2} \sin(\beta - \epsilon) - \sin \left( \beta - \epsilon + \frac{2\pi}{z} \right) + \right. \\ & \left. + \sin \left( \beta - \epsilon + \frac{4\pi}{z} \right) + \sin \left( \beta - \epsilon + \frac{6\pi}{z} \right) \right] - \\ & - R_a \cos \gamma - F_d - F_k; \\ M\ddot{y} = & -F_{n1} - F_{n2} - G_n - G_d - G_l - G_a - G_k + \\ & + R_1 \left[ \cos(\beta - \epsilon) + \cos \left( \beta - \epsilon + \frac{2\pi}{z} \right) + \right. \\ & \left. + \cos \left( \beta - \epsilon + \frac{4\pi}{z} \right) + \cos \left( \beta - \epsilon + \frac{6\pi}{z} \right) - \right. \\ & \left. - R_a \sin \gamma + N_k. \right] \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Після проведення необхідних перетворень та розв'язання системи диференціальних рівнянь (11) отримано амплітуду вільних коливань агрегату:

$$A_1 = \sqrt{\frac{4\pi^2 v^2 L^2 B^2 H^2}{k^2 M^2 (L^2 k^2 - 4\pi^2 v^2)^2} + \frac{D^2}{k^4}}, \quad (12)$$

амплітуду вимушених коливань знаходимо з такого виразу:

$$B_1 = \frac{L^2 B H}{M(L^2 k^2 - 4\pi^2 v^2)}. \quad (13)$$

Частота вільних коливань визначається так:

$$k = \sqrt{\frac{C_{n2}}{M}}, \quad (14)$$

а частота вимушених коливань, як відомо, дорівнює частоті збурювальної сили:

$$k_1 = \frac{2\pi v}{L}. \quad (15)$$

Отже, отримано вирази для визначення амплітуди (12), частоти вільних коливань (14) та амплітуди вимушених коливань (13) посівного агрегату залежно від його основних конструкційних параметрів і режимів роботи за рівномірного переміщення по нерівній поверхні ґрунту. Зокрема, у зазначені вирази входять кількість зубів зубчастого диска, жорсткість пружин та швидкість поступального руху агрегату.

## Висновки

Створено нову конструкцію сошникового вузла з робочими органами, встановленими на пружинно-важільній підвісці, що комплектується залежно від вибраної технології для селекційно-насінницької сівалки.

Складено систему диференціальних рівнянь поступальних коливань посівного агрегату, які виникають під дією збурювальної сили, що генерується нерівностями поверхні ґрунту під час рівномірного руху агрегату вздовж поля.

Отримано розв'язок зазначеної системи

диференціальних рівнянь, який характеризує закон коливального руху агрегату вздовж осей декартової системи координат.

Знайдено аналітичні вирази для визначення амплітуди і частоти зазначених коливань залежно від конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи агрегату.

Отримана математична модель дасть змогу оцінити стан системи та оптимізувати енергетичні характеристики універсальної сівалки.

## Бібліографія

1. Белов В.В. О рабочей зоне механизма подвески сошников/В.В. Белов, С.В. Белов//Техника в сельском хозяйстве. — 2007. — № 5. — С. 10–12.
2. Горобей В.П. Селекційна техніка для зернових і зернобобових культур/В.П. Горобей, М.К. Лінник//

Вісн. аграр. науки. — 2012. — № 11. — С. 49–53.

3. Горобей В.П. Дослідження сошникового вузла для сівби зернових і зернобобових культур/В.П. Горобей//Наук. пр. ПФ НУБіП «КАТУ». Серія Технічні науки. — Сімферополь, 2014. — Вип. 162. — С. 104–112.



4. Горобей В.П. Комплексные исследования вибрационных и тяговых параметров комбинированных рабочих органов сеялок/В.П. Горобей, О.Е. Таримов, В.Ю. Москалевич//Матер. IX междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы конструирования, производства и эксплуатации сельскохозяйственной техники». — Кировоград: КНТУ, 2013. — Вып. 1. — С. 12–14.

5. Гриссо Р. Сошники и диски — пехотинцы посевной/Р. Гриссо, Д. Хольсхаузер, Р. Питмен//Зерно. — 2011. — № 9. — С. 144.

6. Домрачев В.А. и др. Модернизация селекционной сеялки для посева по стерневому фону/В.А. Домрачев//Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 2009. — № 12. — С. 2–3.

7. Заявка на патент UA № а201405418 Сівалка навісна селекційно-насінницька СНС-16АП/В.П. Горобей. Заявлено 21.05.2014.

8. Коваль С. Тенденции развития конструкций зерновых сеялок/С. Коваль, О. Митрофанов//Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. пр. УкрНДІПВТ. — Дослідницьке, 2008. — Вип. 12(26). — С. 195–205.

9. Лісовий І.О. Обґрунтування параметрів сошника для прямої сівби: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва»/І.О. Лісовий. — Кіровоград, 2013. — 20 с.

10. Машины и лабораторное оборудование для селекционных работ в растениеводстве: справ. пособие; под общ. ред. В.М. Дринчи. — Воронеж: НПО «МОДЭК», 2010. — С. 37.

11. Педай Н.П. Комплексная механизация селекционно-опытных работ в России//Матер. 12-й Междунар. конф. по механизации полевых экспериментов. — М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2004. — С. 50–57.

12. Присяжнюк М.В. Теорія вібраційних машин сільськогосподарського виробництва/М.В. Присяжнюк, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, О.М. Черниш, В.В. Яременко. — К.: Аграр. наука, 2013. — 374 с.

13. Сисолін П. Нові сошники для якісної сівби зернових культур/П. Сисолін, А. Бойко//Техніка АПК. — 2005. — № 3–4. — С. 6–7.

14. Скурятин Н.Ф. Посевная секция зернутоковой сеялки/ Н.Ф. Скурятин, С.В. Мерецкий, А.В. Бондарев//Достижения науки и техники АПК. — 2008. — № 9. — С. 48–50.

15. Сошникові групи зернових сівалок для різних систем обробітку ґрунту/В. Погорілий, Л. Шустік, С. Маринін, Л. Мазурик//Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. пр. УкрНДІПВТ. — Дослідницьке, 2009. — Вип. 13(27). — Кн. 1. — С. 198–205.

16. <http://www.wintersteiger.com.ua>

*Надійшла 10.12.2014.*