

В.М. ЗУБКО

ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ВИБІР ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ АГРЕГАТУВАННЯ АГРОМАШИН

В роботі вивчено та проаналізовано технологічні параметри сучасних ходових систем машинних агрегатів і середовища їхнього використання відповідно до сучасних умов. В результаті проведених експериментів отримано залежності коефіцієнта опору перекочування, зчеплення та буксування для колісних рушіїв, гусеничних на гумі та гусеничних на сталі в залежності від твердості та фону. Так, для енергетичних засобів із гумовою гусеницею функції цих величин залежно від твердості ґрунту в шарі 0-10 см будуть такі: $f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472$, $\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204$, $\delta = 0,033 \exp(7,154p) + 0,792$.

Отримані дані мають високу достовірність апроксимації і використовуються у роботі алгоритму керованої системи.

Ключові слова: енергетичний засіб, ходові системи, коефіцієнт опору перекочування, коефіцієнт зчеплення, коефіцієнт буксування.

В.Н. ЗУБКО

ОБОСНОВАНИЯ И ВЫБОР ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ АГРОМАШИН

В работе изучены и проанализированы технологические параметры современных ходовых систем машинных агрегатов и среды их использования в соответствии с современными условиями. В результате проведенных экспериментов получены зависимости коэффициентов сопротивления перекачки, сцепления и буксировки для колесных движителей, гусеничных на резине и гусеничных на стали в зависимости от твердости и фона. Так, для энергетических средств с резиновой гусеницей функции этих величин в зависимости от твердости почвы в слое 0-10 см будут следующие: $f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472$, $\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204$, $\delta = 0,033 \exp(7,154p) + 0,792$.

Полученные данные обладают высокой достоверностью аппроксимации и используются в работе алгоритма управляемой системы.

Ключевые слова: энергетическое средство, ходовые системы, коэффициент сопротивления перекачивания, коэффициент сцепления, коэффициент буксования.

V. ZUBKO

JUSTIFICATION AND CHOICE OF ENERGY FACILITIES FOR AGGREGATION OF AGRICULTURAL MACHINES

The paper studies and analyzes the technological parameters of modern running systems of machine units and the environment for their use in accordance with modern conditions. As a result of the experiments, the dependences of the rolling resistance coefficients, adhesion and towing for wheeled propellers, caterpillar on rubber and caterpillar on steel, depending on hardness and background, were obtained. So, for power vehicles with a rubber caterpillar, the functions of these values, depending on the hardness of the soil in a layer of 0-10 cm, will be as follows: $f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472$, $\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204$, $\delta = 0,033 \exp(7,154p) + 0,792$.

The obtained data have a high approximation reliability and are used in the operation of the algorithm of the controlled system.

Key words: power tool, running systems, rolling resistance coefficient, adhesion coefficient, slipping coefficient.

Вступ. Нинішнє аграрне виробництво оснащено сучасною технікою з автоматизованими системами, зокрема, на базі прогресивних ІТ-технологій, що дає можливість пристосовувати засоби механізації до умов виробництва, а тому актуальною постає проблема використання техніки із забезпеченням оптимальних умов для росту й розвитку агрокультур.

Основними об'єктом виробництва продукції рослинництва є ґрунт з його властивості та

мобільні засоби механізації.

Стосовно ґрунту. Пройшли зміни природно-кліматичні, появились нові культури.

Стосовно мобільних засобів механізації. З'явилися нові ходові системи, змінилися маси машин.

Відповідні аспекти є основою для проведення польових досліджень з метою уточнення коефіцієнту зчеплення рушіїв із ґрунтом та коефіцієнту опору перекочування, які залежать від їхнього типу, структури та твердості поверхні роботи агромашин та питомого опору ґрунту.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Встановлено, що основними параметрами, які впливають на роботу машинних агрегатів є питомий опір, який пов'язаний із коефіцієнтом зчеплення, опору перекочування та буксуванням. Від них так само залежать такі показники, як продуктивність та витрати палива. Проблемами дослідження роботи машинними агрегатами на різних технологічних операціях та в різних природно-кліматичних умовах займалися такі вчені, як В. В. Медведєв [6, 7], І. М. Понов [8], А. Ф. Пронін [9], І. І. Мельник [3], О. В. Козаченко [10], В. І. Пастухов [11].

Мета та постановка задачі. Метою роботи є встановлення зв'язків між зчіпними властивостями різних ходових систем енергетичних засобів та твердістю ґрунту.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- уточнити для ходових систем сучасної техніки значення коефіцієнтів опору перекочування і зчеплення, а також буксування залежно від твердості ґрунту у шарі 0-10 см.

Виклад основного матеріалу. Енергетичний засіб є структурною складовою машинного агрегату, який забезпечує мобільність і привід робочих органів агромашин, для виконання технологічного процесу на відповідних технологічних операціях.

Основною технологічною характеристикою енергетичних засобів є тягове зусилля, як результат взаємодії дотичної сили тяги, визначеної за потужністю двигуна, беручи до уваги передачу на ходові системи та максимальну силу зчеплення з ґрунтом.

Дотична сила тяги за можливостями двигуна розраховується [1, 2]:

$$P_{\partial} = \frac{3,6N_H \eta_{MG}}{n_{ном} r_{коч}}, \text{кН}, \quad (1)$$

де N_H – номінальна потужність двигуна, кВт; η_{MG} – коефіцієнт корисної дії трансмісії; $n_{ном}$ – частота обертання колінчатого вала, об/хв.; $r_{коч}$ – радіус кочення, м.

Радіус кочення залежить від типу рушія:

– для гусеничного рушія:

$$R_{коч} = r_з, \text{ м}, \quad (2)$$

де $r_з$ – радіуси початкового кола ведучої зірочки, м.

– для колісних ходових систем із гумовими покришками:

$$R_{коч} = r_{об} + h_{ш} \lambda, \text{ м}, \quad (3)$$

де $r_{об}$ – радіус обода, м; $h_{ш}$ – висота шин без зминання (різниця між зовнішнім діаметром шин та радіусом обода), м; λ – коефіцієнт зминання шин.

Коефіцієнт зминання шин λ визначається як відношення шин у реальному стані до заводської висоти.

Коефіцієнт зминання шин λ залежить від твердості поверхні, якою рухається енергетичний засіб, наявність шипів та тиску в шинах. Ґрунтозачеми забезпечують зменшення коефіцієнта зминання гумових рушіїв, а зменшення тиску збільшує коефіцієнт зминання.

На рисунку 1 представлена залежність коефіцієнта зминання шин від твердості ґрунту в шарі 0-10 см за стабільних значень тиску в ній.

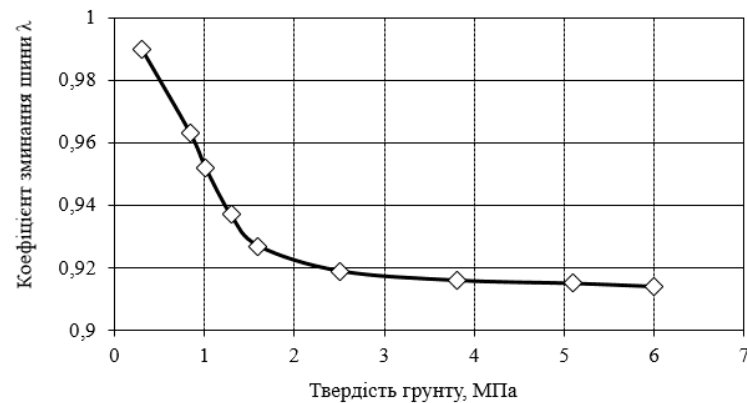


Рис. 1 – Залежність коефіцієнта змінання шин від твердості поверхні

$$\lambda = 0,95 - 0,03 \ln T, \quad (4)$$

де T – твердість верхнього шару ґрунту, МПа.

Зі збільшенням твердості поверхні, якою рухається енергетичний засіб, коефіцієнт змінання шин зменшується (рис. 1).

Дотична сила тяги обмежується силою зчеплення ведучого апарата з ґрунтом. Її значення знаходять за виразом [1, 2, 3]:

$$F_{\max} = G_{np} g \cos \alpha \varphi \mu, \quad (5)$$

де F_{\max} – максимальна сила зчеплення ведучого апарата з ґрунтом, кН; G_{np} – вага повна енергетичного засобу, т; α – кут нахилу кривої підйому, град; g – прискорення вільного падіння, м/с²; φ – коефіцієнт, який враховує розподіл маси енергетичного засобу на ведучий апарат; μ – коефіцієнт зчеплення ведучого апарата з ґрунтом.

Надзвичайно важливим показником, з погляду реалізації тягових можливостей енергетичних засобів, є коефіцієнт зчеплення ведучого апарата з ґрунтом, який залежить від типу ходових апаратів, енергетичних засобів, структури та твердості поверхні роботи агромашин та питомого опору ґрунту.

Для визначення коефіцієнта зчеплення ведучого апарата з ґрунтом, були проведені польові дослідження та теоретичні розрахунки.

Значення коефіцієнтів зчеплення ведучого апарата з ґрунтом різних ходових систем за різної твердості ґрунту в шарі 0-10 см приведені на рисунку 2.

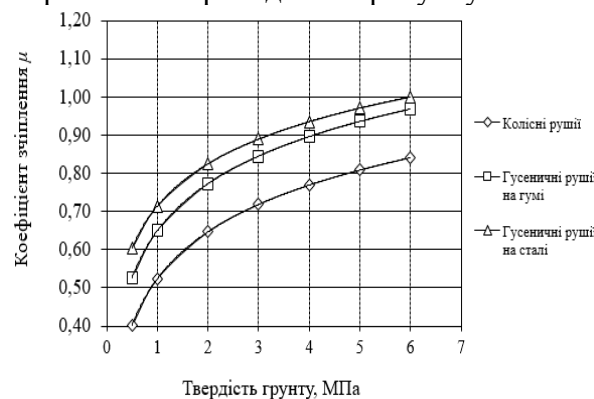


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта зчеплення різних типів рушіїв від твердості ґрунту

Значення коефіцієнта зчеплення ведучого апарата з ґрунтом для зазначених умов з достатньою точністю можна визначити за такими залежностями:

– для енергетичних засобів з колісними рушіями:

$$\mu = -0,015T^2 + 0,168T + 0,347, \quad (6)$$

– для енергетичних засобів з гумовою гусеницею:

$$\mu = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472, \quad (7)$$

– для енергетичних засобів зі сталюю гусеницею:

$$\mu = -0,013T^2 + 0,152T + 0,555, \quad (8)$$

де T – твердість верхнього шару ґрунту, МПа.

Водночас кореляцію коефіцієнта зчеплення від твердості ґрунту перевірено за критерієм Фішера, який становить: $F_{Гс} = 86,76 > F_{табл}(1,10) = 4,96$, $R^2 = 0,89$; $F_{Гт} = 84,47 > F_{табл}(1,10) = 4,96$, $R^2 = 0,89$; $F_{кр} = 81,13 > F_{табл}(1,10) = 4,96$, $R^2 = 0,89$.

Маючи значення дотичної сили тяги енергетичних засобів і максимальної сили зчеплення, визначають їхню рушійну силу $P_{руш}$ [4].

Рушійна сила енергетичних засобів $P_{руш}$ чисельно дорівнює:

$$\begin{aligned} \text{– за умови, що } P_0 \leq F_{max}, \quad P_{руш} &= P_0; \\ \text{– за умови, що } P_0 > F_{max}, \quad P_{руш} &= F_{max}. \end{aligned}$$

У процесі роботи енергетичних засобів виникають сили опору руху, до них належать: сила опору перекочування і сила опору підйому. Сила опору перекочування енергомашини R_f^e залежить від її повної маси, кута нахилу поверхні й коефіцієнта опору перекочування:

$$R_f^e = G_e \cdot g \cdot \cos \alpha f_e, \text{ кН}; \quad (9)$$

де G_e – повна маса енергетичного засобу, т; g – прискорення вільного падіння, м/с²; α – кут нахилу поверхні, град; f_e – коефіцієнт опору перекочування енергетичного засобу, кН/м².

Для визначення коефіцієнта опору перекочування енергетичних засобів були проведені польові дослідження та теоретичні розрахунки.

Значення коефіцієнтів опору перекочування енергетичних засобів із різними типами рушіїв за різної твердості ґрунту в шарі 0-10 см наведені на рисунку 3.

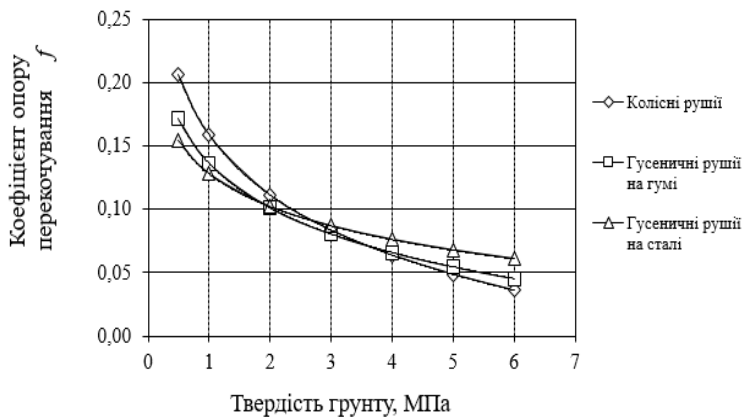


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта опору перекочування ходових систем від твердості ґрунту

Кореляція коефіцієнта опору перекочування від твердості ґрунту становить: $F_{Гс} = 84,11 > F_{табл}(1,10) = 4,96$, $R^2 = 0,89$; $F_{Гт} = 85,32 > F_{табл}(1,10) = 4,96$, $R^2 = 0,89$; $F_{кр} = 85,36 > F_{табл}(1,10) = 4,96$, $R^2 = 0,89$.

Значення коефіцієнтів опору перекочування енергетичних засобів для зазначених умов із достатньою точністю можна визначити за такими залежностями:

- для енергетичних засобів з колісними рушійними:

$$f = -0,002T^3 + 0,021T^2 - 0,105T + 0,250, \quad (10)$$

- для енергетичних засобів з гумовою гусеницею:

$$f = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204, \quad (11)$$

- для енергетичних засобів зі сталюю гусеницею:

$$f = -0,001T^3 + 0,011T^2 - 0,057T + 0,178, \quad (12)$$

де T – твердість верхнього шару ґрунту, МПа.

Сила опору підйому енергетичних засобів R_i^e дорівнює [1, 2, 3]:

$$R_i^e = G_e \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha, \text{ кН.} \quad (13)$$

Робота з тяговими та тягово-приводними агромашинами забезпечується через зусилля на гаку енергетичного засобу, яке дорівнює [1, 2, 3]:

$$P_{\text{зак}} = P_{\text{руш}} - R_f^e \pm R_i^e, \text{ кН.} \quad (14)$$

Для реалізації зазначених сил необхідно розглянути баланс потужності енергетичного засобу. У загальному вигляді рівняння балансу потужності буде мати вид [5]:

$$N_e = N_{\text{зак}} + N_{\text{мп}} + N_{\text{б}} + N_f + N_i + N_{\text{ВВП}}, \text{ кВт,} \quad (15)$$

де N_e – ефективна потужність, кВт; N_m або $N_{\text{зак}}$ – тягова потужність енергетичного засобу, кВт; $N_{\text{мп}}$ – витрати потужності у трансмісії, кВт; $N_{\text{б}}$ – витрати потужності на буксування, кВт; N_f – витрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт; N_i – витрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт; $N_{\text{ВВП}}$ – потужність, яка реалізується через ВВП, кВт.

Визначаємо N_m або $N_{\text{зак}}$ за наступним рівнянням:

$$N_m = \frac{P_{\text{зак}} V_p}{3.6}, \text{ кВт.} \quad (16)$$

Витрати потужності в трансмісії:

$$N_{\text{мп}} = N_e (1 - \eta_m), \text{ кВт,} \quad (17)$$

де η_m – механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Витрати потужності на буксування $N_{\text{б}}$ дорівнюють:

$$N_{\text{б}} = \frac{P_{\text{руш}} (V_m - V_p)}{3.6}, \text{ кВт,} \quad (18)$$

де $P_{\text{руш}}$ – рушійна сила трактора, кН; V_m – теоретична швидкість руху, км/год; V_p – робоча швидкість руху, км/год.

Робоча швидкість руху залежить від теоретичної швидкості та величини буксування й розраховується за формулою [3]:

$$V_{\text{роб}} = V_m \left(1 - \frac{\delta}{100}\right), \text{ км/год.} \quad (19)$$

Величина буксування залежить від максимальної сили зчеплення ведучого апарату з ґрунтом F_{max} і величини загального опору машинного агрегату $R_{\text{заг}}$. Залежно від відношення:

$p = \frac{R_{\text{заг}}}{F_{\text{max}}}$ за формулами, наведеними нижче, визначається величину буксування:

– для енергетичних засобів із колісними ходовими системами:

$$\delta = 0,264 \exp(5,437 p) + 3,718, \text{ \%} \quad (20)$$

– для енергетичних засобів із металевими гусеничними ходовими системами:

$$\delta = 0,033 \exp(7,154 p) + 0,792, \text{ \%} \quad (21)$$

– для енергетичних засобів із гумовими гусеничними ходовими системами:

$$\delta = 0,098 \exp(6,175 p) + 1,281, \text{ \%} \quad (22)$$

Витрати потужності на переміщення енергетичного засобу визначаємо за формулою:

$$N_f = \frac{R_f^e \cdot V_p}{3,6}, \text{ кВт,} \quad (23)$$

де R_f^e – опір перекочування енергетичного засобу, кН; V_p – робоча швидкість руху, км/год.

Витрати потужності на подолання підйому енергетичним засобом визначаємо за формулою:

$$N_i = \frac{R_i^e V_p}{3,6}, \text{кВт}, \quad (24)$$

де R_i^e – опір підйому енергетичного засобу, кН; V_p – робоча швидкість руху, км/год.

Витрати потужності, яка реалізується через ВВП, $N_{ВВП}$ залежить від агромашини, з якою буде агрегуватись енергетичний засіб.

Наступним вагомим показником роботи енергетичного засобу є годинна витрата палива на різних режимах роботи:

- холостому ході – енергетичний засіб не рухається, двигун працює;
- без навантаження – енергетичний засіб рухається без агромашин;
- холостий рух енергетичного засобу в складі машинного агрегату;
- робота енергетичного засобу у загінці в складі машинного агрегату.

Витрата палива за режиму холостого ходу [1, 2, 3]:

$$G_x = \frac{N_E g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год}, \quad (25)$$

де N_E – ефективна потужність двигуна, кВт; g_H – питома витрата палива при номінальній потужності двигуна, г/кВт год; η_m – ККД трансмісії.

$$\eta_m = \eta_{цн}^n \eta_{кн}^m \eta_{зр}, \quad (26)$$

де $\eta_{цн}$ – ККД циліндричних пар; $\eta_{кн}$ – ККД конічних пар; $\eta_{зр}$ – ККД гусеничного рушія; n – кількість циліндричних пар; m – кількість конічних пар.

Витрата палива за режиму роботи без навантаження:

$$G_{бн} = \frac{(N_{EH} + N_{\delta} + N_f + N_i) g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год.}, \quad (27)$$

де N_{δ} – втрати потужності на буксування, кВт; N_f – затрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт; N_i – затрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт.

Витрата палива за режиму холостий рух енергетичного засобу в складі машинного агрегату:

$$G_{хх} = \frac{(N_{EH} + N_{зак} + N_{\delta} + N_f + N_i) g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год.}, \quad (28)$$

де N_m – тягова потужність енергетичного засобу, кВт; N_{δ} – втрати потужності на буксування, кВт; N_f – затрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт; N_i – затрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт.

Витрата палива за режиму роботи енергетичного засобу в загінці в складі машинного агрегату:

$$G_{заг} = \frac{(N_{EH} + N_{зак} + N_{\delta} + N_f + N_i + N_{ВВП}) g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год.}, \quad (29)$$

де N_m – тягова потужність енергетичного засобу, кВт; N_{δ} – втрати потужності на буксування, кВт; N_f – затрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт; N_i – затрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт; $N_{ВВП}$ – потужність, яка реалізується через ВВП, кВт.

Висновки. 1. Досліджені та уточнені значення коефіцієнтів опору перекочування, зчеплення ведучого апарату з ґрунтом та буксування для ґрунтів різної твердості для сучасних енергетичних засобів та агромашин із різними ходовими системами. Так, наприклад, для енергетичних засобів із гумовою гусеницею функції цих величин будуть такі:

$$f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472,$$

$$\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204,$$

$$\delta = 0,033\exp(7,154p) + 0,792.$$

2. Встановлено, що для пасивних ходових систем коефіцієнт опору перекочування більший на 0,02-0,03 ніж для активних. Встановлена залежність між питомим опором та твердістю ґрунту в межах орного шару, визначення експлуатаційних і якісних показників їхньої роботи і співвідноситься з оцінкою ґрунту в галузі агрономії.

Список літератури:

1. Мельник І. І., Зубко В. М., Довжик М. Я. Вирощування озимого ріпаку: шляхи підвищення ефективності використання комплексів машин. – Суми: ТОВ «Друкарський дім «Папірус»», 2012, – 156 с.
2. Мельник І. І., Тивоненко І. Г., Фришев С. Г. Інженерний менеджмент. Навчальний посібник. – Вінниця: Нова книга, 2007, – 536 с.
3. Мельник І. І., Гречкосій В. Д., Марченко В. В. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник. – Київ: ВВЦ НАУ, 2004, – 151с.
4. Мельник И. И. Обоснование комплексов машин для растениеводства в рациональной структуре машинно-тракторного парка (на примере Лесостепи УССР) : автореф. дис. ... к-та техн. Наук : 05.20.03 – технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве; Киев, 1986. 18 с.
5. Бондар С. М., Мельник І. І. Основні проблеми машиновикористання в сучасних технологіях обробітку ґрунту Полісся України. Науковий вісник НАУ. Вип. 33. 2000. – с.101-107.
6. Медведев В. В. Структура почвы (методы, генезис, классификация, эволюция, география, мониторинг, охрана). – Харьков: Городская типография, 2008, – 406 с.
7. Медведев В. В., Лактионова Т. Н. Почвенно-технологическое районирование пахотных земель Украины. – Харьков: Изд. "13 типография", 2007, – 395 с.
8. Панов И. М., Ветохин В. И. Физические основы механики почв. – Киев: Феникс, 2008, – 266 с.
9. Пронин А. Ф. Удельное сопротивление плугов и научные основы, определяющие структуру парка почвообрабатывающих машин : автореф. дис. д-ра техн. Наукавтореф : Москва, 1968. 36 с.
10. Козаченко О. В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.05.11 машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва : Харків, 2006, 40 с.
11. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машинних агрегатів для механізації польових робіт : дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук по спеціальності 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва : Харків, 2006. 419 с.

References (transliterated):

1. Melnyk I. I., Zubko V. M., Dovzhyk M. Ya. Vyroshchuvannya ozymoho ripaku:shliakhy pidvyshchennia efektyvnosti vykorystannia kompleksiv mashyn. – Sumy: TOV «Drukarskyi dim «Papyrus»», 2012, – 156 s.
2. Melnyk I. I., Tyvonenko I. H., Fryshev S. H. Inzhenernyi menedzhment. Navchalnyi posibnyk. – Vinnytsia: Nova knyha, 2007, – 536 s.
3. Melnyk I. I., Hrechkosii V. D., Marchenko V. V. Optymizatsiia kompleksiv mashyn i struktury mashynnoho parku ta planuvannya tekhnichnoho servisu : navchalnyi posibnyk. – Kyiv: VVTs NAU, 2004, – 151s.
4. Melnik I. I. Obosnovanie kompleksov mashin dlya rastenevodstva v ratsionalnoy strukture mashinno-traktornogo parka (na primere Lesostepi USSR) : avtoref. dis. ... k-ta tehn. Nauk : 05.20.03 – tehnologii i sredstva tehničeskogo obsluzhivaniya v selskom hozyaystve; Kiev, 1986. 18 s.

5. Bondar S. M., Melnyk I. I. Osnovni problemy mashynovykorystannia v suchasnykh tekhnolohiiakh obrobittu gruntu Polissia Ukrainy. Naukovyi visnyk NAU. Vyp. 33. 2000. – s.101-107.
6. Medvedev V. V. Struktura pochvyi (metodyi, genezis, klassifikatsiya, evolyutsiya, geografiya, monitoring, ohrana). – Harkov: Gorodskaya tipografiya, 2008, – 406 s.
7. Medvedev V. V., Laktionova T. N. Pochvenno-tehnologicheskoe rayonirovanie pahotnyih zemel Ukrainyi. – Harkov: Izd. "13 tipografiya", 2007, – 395 s.
8. Panov I. M., Vetohin V. I. Fizicheskie osnovyi mehaniki pochv. –Kiev: Feniks, 2008, – 266 s.
9. Pronin A. F. Udelnoe soprotivlenie plugov i nauchnye osnovyi, opredelyayuschie strukturu parka pochvoobrabatyivayuschih mashin : avtoref. dis. d-ra tehn. Nauavtoref : Moskva, 1968. 36 s.
10. Kozachenko O. V. Resursozberezhennia v silskohospodarskykh ahrehatakh pry vykonanni tekhnolohichnykh operatsii u roslynnystvi: avtoref. dys. d-ra tekhn. nauk : 05.05.11 mashyny i zasoby mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva : Kharkiv, 2006, 40 s.
11. Pastukhov V. I. Obgruntuvannia optimalnykh kompleksiv mashynnykh ahrehativ dlia mekhanizatsii polovykh robit : dys. na zdobuttia nauk. stupenia d-ra tekhn. nauk po spetsialnosti 05.05.11 – mashyny i zasoby mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva : Kharkiv, 2006. 419 s.

Надійшла (received) 19.11.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зубко Владислав Миколайович (Зубко Владислав Николайович, Zubko Vladyslav Mykolaiovych) – доктор технічних наук, доцент, Сумський національний аграрний університет, професор кафедри тракторів, сільськогосподарських машин та транспортних технологій, м. Суми, Україна; ORCID: 0000-0002-2426-2772; e-mail: zubkovladislav@ukr.net.