

УДК 629.114.2.001

М.П. АРТЬОМОВ д-р техн. наук, проф. ХНТУСГ ім.П. Василенка

**ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
ГРУНТООБРОБНИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ
МОДЕЛЮВАННЯМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ**

Запропоновано метод визначення динаміки силових характеристик, який дозволяє на основі експериментально отриманих даних лінійних прискорень, з урахуванням геометричних і кінематичних параметрів агрегату визначити реальні результати зміни навантажень і роботи ґрунтообробного агрегату

Ключові слова: динаміка, лінійні прискорення, моделювання, ґрунтообробний агрегат

Вступ. Постійне вдосконалення конструкції тракторів спонукає сільгосптоваровиробників до збільшення швидкості виконання агротехнічних операцій, ширини захвату, що є наслідком збільшення енергонасиченості тракторів – основного тягового енергетичного засобу. Необхідно проводити універсалізацію з метою покращення використання ресурсів (метал, паливо, праця) для забезпечення ефективності їх експлуатації, завдяки збільшенню річного навантаження та зайнятості техніки на протязі календарного року.

Тягово-енергетичні характеристики тракторів мають вирішальне значення в процесі комплектування і використання машинно-тракторних агрегатів (МТА) в господарствах, які займаються рослинництвом. У мобільних сільськогосподарських МТА змінність зовнішніх факторів під час взаємодії робочих органів машин із оброблюваним середовищем (ґрунтом, рослинами) і рушіїв з поверхнею поля визначає складний характер руху окремих точок, що характеризує в значній мірі якість виконання багатьох операцій з обробітку ґрунту (оранка, міжрядна культивуація та ін.).

Через це під час розрахунку і конструювання, а також випробуваннях і дослідженнях мобільні сільськогосподарські агрегати повинні розглядатись як керовані динамічні системи, що складаються із цілого ряду взаємозамінних підсистем. Модель агрегату можна розглядати у вигляді розрахункової механічної системи, яка б найбільш повно відображала реальні умови функціонування агрегату.

Аналіз досліджень і публікацій. Зміна динамічних навантажень відбувається, у більшості випадків, від зовнішніх збурюючих чинників, технічного стану сільськогосподарських агрегатів та енергетичного засобу. Наукові основи досліджень при випробуванні сільськогосподарської техніки були закладені В.П. Горячкіним. У своїх трудах із землеробської механіки він звертав увагу на імовірнісний випадковий характер показників роботи сільськогосподарських агрегатів через змінність зовнішніх впливів [1].

Збільшення вимог до екологічної безпеки, якості виконання робіт, підвищення врожайності, вимагає створення нових технологічних процесів, розробки прогресивних форм організації праці, вдосконалення трактора, як основного енергетичного засобу та технологічної частини МТА.

Основними показниками трактора, що визначають його енергетичну ефективність при агрегуванні із сільськогосподарськими машинами слугує номінальна потужність двигуна N_e^H і експлуатаційна маса m_T . В процесі експлуатації під впливом факторів різного походження можливо порушення роботоздатності

© М.П.Артёмов, 2015

тракторів, що проявляється у зниженні потужності двигуна, зменшення тягового зусилля на різних передачах, збільшення питомої витрати палива, зменшення вантажопід'ємності начіпної системи та ін.

Особливості змінного навантаження сільськогосподарських агрегатів вивчали П.М. Василенко, В.Н. Болтінський, А.Б. Лур'є, В.Я. Анілович, Л.В. Погорілий, Г.М. Кутьков, В.Т. Надикто, В.Г. Євтенко та ін.[1,2,3,4].

Мета дослідження. Ефективна комплектація МТА дозволить збільшити продуктивність, зменшити енерговитрати на виробництво сільськогосподарської продукції та її собівартість. Для цього необхідно провести розрахунки щодо ефективного використання потужності двигуна МТА на виконання агротехнологічних операцій та подолання опору сільськогосподарського ґрунтообробного знаряддя.

Матеріали дослідження Для вирішення поставленої мети необхідно розглянути тягові можливості, з одного боку потужність двигуна (активна потужність), а з другої – із потужності, що визначається зчипними властивостями трактора (реактивна потужність).

Як відомо, номінальна ефективна потужність мобільного енергетичного засобу N_e^H витрачається на подолання опору трансмісії N_η , потім витрачається на буксування рушія N_δ , на самопересування трактора N_f , а при наявності ухилу поля – витрачається на подолання підйому N_α . Та активна потужність, що залишилась N_H^A , може бути реалізована для виконання технологічних операцій у складі МТА, для подолання тягового опору агрегатованих сільськогосподарських машин $N_{кр}$.

Виходячи з розрахунку балансу потужності отримаємо

$$N_H^A = N_e^H - N_\eta - N_\delta - N_f \pm N_\alpha \quad (1)$$

Враховуючи, що
$$N_\eta = N_e^H (1 - \eta_M); \quad (2)$$

$$N_\delta = N_e^H \eta_M \frac{\delta}{100}; \quad (3)$$

$$N_f = \frac{GV}{3,6} f, \quad N_\alpha = \pm \frac{GV}{3,6} \frac{i}{100}, \quad \text{або} \quad N_{f\alpha} = \frac{GV}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right), \quad (4)$$

у розгорнутому вигляді можливо записати

$$N_H^A = N_e^H \eta_M \left(1 - \frac{\delta}{100} \right) - \frac{GV \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}, \quad (5)$$

де η_M - механічний ККД трансмісії енергозасобу, (для колісних тракторів $\eta_M = 0,91 \dots 0,92$; δ - буксування рушіїв трактора, % (для колісних тракторів з формулою 4К2 припустиме буксування $\delta_D = 18\%$; з формулою 4К4 $\delta_D = 15\%$, G -

експлуатаційна вага трактора, кН; f - коефіцієнт опору коченню рушіїв трактора; V - швидкість руху МТА, км/год. ; i - ухил поля %.

Разом з тим, реалізація в агрегаті корисної (активної) потужності залежить від здатності рушіїв трактора, які контактують із ґрунтом, передавати необхідну потужність для роботи агрегату (реактивну потужність) N_{μ} , тобто

$$N_{\mu} = \frac{F_{\max} V}{3,6}, \quad (6)$$

де F_{\max} - максимальна сила зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом, кН.

F_{\max} визначається за відомою формулою[7] :

$$F_{\max} = G \lambda \mu, \quad (7)$$

де λ - частка експлуатаційної ваги трактора, що припадає на рушії, (для колісних тракторів з формулою 4К2 - $\lambda = 0,75$; для колісних з формулою 4К4 $\lambda = 1$; μ - коефіцієнт зчеплення рушія трактора з ґрунтом.

Тягова потужність $N_{кр}^{\mu}$ обумовлена зчіпними властивостями трактора, з урахуванням втрат потужності на буксування, самопересування та подолання підйому визначається з виразу

$$N_{кр}^{\mu} = N^{\mu} - N_{\delta} \pm N_{f\alpha} \quad (8)$$

Для визначення необхідної крюкової потужності скористаємось формулами (3), (4) і (7) для підстановки у (8) та після перетворень отримаємо

$$N_{кр}^{\mu} = \frac{GV \left[\lambda \mu - \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \right]}{3,6} - N_{\epsilon}^{\mu} \eta_M \frac{\delta}{100}. \quad (9)$$

Зробивши аналіз формул (5) і (9) відслідковується залежність щодо реалізації у агрегаті корисної потужності двигуна трактора N_{II}^{δ} при збільшенні швидкості руху агрегату зменшується, а тягова потужність, яка залежить від зчіпних властивостей трактора, $N_{кр}^{\mu}$ збільшується. Разом з тим максимальна тягова потужність трактора $N_{кр}^{\max}$ досягається у випадку якщо N_{II}^{δ} і $N_{кр}^{\mu}$ будуть рівними. Така ситуація можлива у випадку певної швидкості руху агрегату, позначимо її $V_{N_{кр}^{\max}}$. Порівняємо (5) і (9) та після перетворень отримаємо

$$V_{N_{sp}^{max}} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{G \lambda \mu} \quad (10)$$

Співвідношення $\frac{N_e^H}{G \lambda}$ одні автори [7] називають коефіцієнтом використання зчіпної ваги, інші [8] – енергонасиченістю трактора. За даними аналізу технічних характеристик (Табл.1) сучасних тракторів [7, 9] з'ясовано, що співвідношення $\frac{N_e^H}{G \lambda}$ - (Е) коливається в межах від 1,1 до 2,4 кВт/кН.

Таблиця 1 - Порівняльна таблиця сільськогосподарських тракторів

Показники	Норматив	ТРАКТОРИ				
		ХТЗ-17221	Беларус-2022	John Deer 8340	Case IH Magnum305	New Holland T.8.330
N _e кВт		128,7	156	246	220	241
E, кВт/кН	1,76	1,48	2,2	1,81	1,85	1,88
η _e	0,75	0,78	0,86	0,86	0,77	0,89
g _e	220	261	230	257	237	257
K, %	37	15	24	41,4	45,7	41,9
P, кПа	140	160	155	175	170	172
\$/кВт		450,6	416,6	911,6	868,2	1106,6

Робоча швидкість руху V_p агрегату в основному визначається передаточним числом трансмісії i_{TP} , а близькість її значення до теоретичної швидкості V_T буде залежати від забезпеченості необхідного зчеплення, тобто від величини допустимого буксування δ , що визначається типом рушіїв (гусеничні - 2...5%, колісні - 6... 18%) [10, 11].

$$V_T = \frac{22,6 r_k n_H}{i_{TP}} \quad (11)$$

$$V_{N_{sp}^{max}} = V_T \left(1 - \frac{\delta}{100} \right) \quad (12)$$

В процесі виконання технологічних сільськогосподарських операцій відбувається коливання навантажень як на сільськогосподарське знаряддя, так і на трактор. Визначення цих навантажень в процесі роботи МТА та їх динаміку, без втручання в конструкцію самого агрегату запропоновано з метою проводити динамічні випробування МТА та з меншими витратами, більш ефективно забезпечити комплектування та експлуатацію сільськогосподарської техніки.

На початку застосування метода парціальних прикорень необхідно провести лінеаризацію системи рівнянь, що описує динаміку МТА, наведену в [12]. У відповідності до проведених припущень будемо вважати, що сила тяги на ведучих

колесах трактора рівні між собою та сили опору коченню коліс теж рівні. Після проведеної лінеаризації початкова система рівнянь прийме вигляд

$$\begin{cases} m_1 \ddot{\xi} - (W_1 - W_2 - R_X + R_Y \psi_2); \\ m_1 \ddot{\eta} - (W_1 - W_2) \psi_1 - R_X \psi_2 - R_Y; \\ m_1 b_1 \ddot{\eta} - (W_1 - W_2) \psi_1 - R_X \psi_2 = 0; \end{cases} \quad (13)$$

$$m_2 b_2 \ddot{\eta} + 2J_2 \ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) = R_Y l - R_X l \psi_2;$$

де $T_{II} = T_{II} = 0,5T$ - сила тяги трактора;

$W_{II1} = W_{II1} = W_1$, $W_{II2} = W_{II2} = W_2$ - сили опору коченню;

$R = R_X$, $R_Y = \alpha R$, - сили опору знаряддя;

$m = m_1 + m_2$ - маса МТА. У системі рівнянь були враховані моменти інерції

$J_1 = b_1^2 m_1$, $J_2 = b_2^2 m_2$ для трактора і сільськогосподарського ґрунтообробного знаряддя.

Таким чином, перше рівняння (20) має стандартний вигляд для застосування методу парціальних прискорень. Дійсно величина $\dot{\xi}$ - (\dot{V}) є компонентою вектора прискорень МТА у поздовжньому напрямку, а m - загальна маса МТА. У цьому випадку можливо записати

$$\dot{V} = \frac{T}{m} - \frac{W}{m} - \frac{R(1 - \alpha \psi_2)}{m}. \quad (14)$$

Для цього рівняння $\dot{V}_T = \frac{T}{m}$ - є парціальним прискоренням, що виникає в процесі розгону МТА при відсутності будь яких сил окрім сили тяги T .

Величина $\dot{V}_K = -\frac{W}{m}$ представляє парціальне прискорення трактора під дією тільки сили опору коченню на колесах трактора.

У випадку коли відсутні сили тяги на ведучих колесах, сили опору коченню то $\dot{V}_R = -\frac{R(1 - \alpha \psi_2)}{m}$ представляється як парціальне прискорення МТА під дією сил опору сільськогосподарського знаряддя.

Рух МТА записується за допомогою парціальних прискорень у вигляді

$$\dot{V} = \dot{V}_T + \dot{V}_K + \dot{V}_R \quad (15)$$

При наявності вимірювального комплексу, який забезпечує вимірювання, реєстрацію і обробку поздовжніх лінійних прискорень трактора (рис.1), це дозволяє використовувати метод парціальних прискорень запропонований [11] та визначити сили, що діють на машинно-тракторний агрегат як функцію часу.

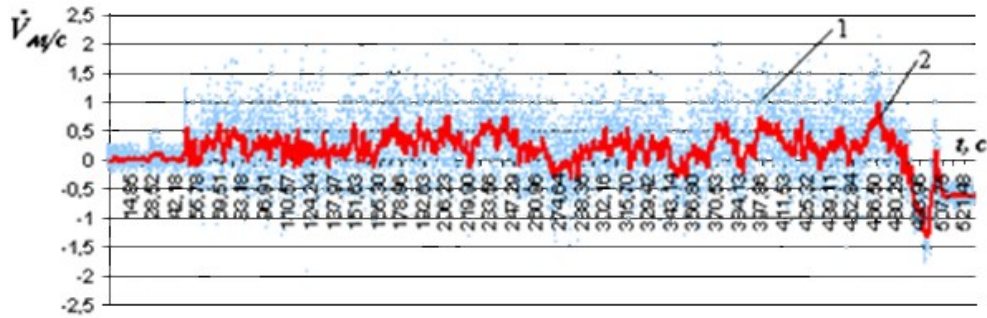


Рисунок 1 - Графік прискорень ґрунтообробного агрегату на базі трактора John Deere 8430: 1 – масив експериментальних значень прискорень; 2 – відфільтровані значення прискорень; 1 – довжина гону 1200 м.

При складанні рівняння припускалось, що $\sin \psi_1 \approx \psi_1$, $\cos \psi_1 \approx 1$, $|\ddot{\psi}_1 \psi_1| \ll 1$, $|\dot{\psi}_1^2 \psi_1| \ll 1$. Визначивши $\ddot{\psi}_1$ і $\dot{\psi}_1^2$ та підставивши до системи рівнянь у кінцевому вигляді отримаємо вирази для компонент прискорень при плоскопаралельному русі

$$\begin{aligned} \ddot{\xi} &= a_{x1} + D_1 \Delta a_x - D_2 \Delta a_y, \\ \ddot{\eta} &= a_{y1} + D_2 \Delta a_x + D_1 \Delta a_y, \\ \ddot{\psi}_1 &= -\Delta a_x D_3 - \Delta a_y D_4 \end{aligned} \quad (16)$$

де

$$\begin{aligned} D_1 &= \Delta^{-1}(\bar{x}_1 \bar{x}_2 - \bar{y}_1 \bar{y}_2 - \bar{x}_1^2 - \bar{y}_1^2), & D_2 &= \Delta^{-1}(\bar{y}_1 \bar{x}_2 + \bar{x}_1 \bar{y}_2), \\ D_3 &= \Delta^{-1}(\bar{y}_1 + \bar{y}_2), & D_4 &= \Delta^{-1}(\bar{x}_2 - \bar{x}_1), \\ \Delta &= (\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)^2, & \bar{x}_1 &= r_1 \cos \alpha_1, \bar{y}_1 = r_1 \sin \alpha_1, \\ & & \bar{x}_2 &= r_2 \cos \alpha_2, \bar{y}_2 = r_2 \sin \alpha_2 \end{aligned} \quad (17)$$

Таким чином, формули (16), (17) встановлюють зв'язок між вимірними компонентами прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ у двох контрольних точках M_1 і M_2 трактора та узагальненими координатами ψ_1, ξ, η . Відзначимо, що величина кута повороту трактора ψ_1 може бути визначена з (16) двократним інтегруванням по часу

$$\psi_1(t) = -\int_0^t \int_0^t (\Delta a_x D_3 + \Delta a_y D_4) dt \quad (18)$$

Якщо при вимірюваннях Δa_x та Δa_y відомі в дискретні моменти часу $t_n = (n-1)\Delta t$, $n = 1, 2, \dots, N$, Δt - шаг вимірювань, то кут повороту в ці моменти часу $\psi_n = \psi_1(t_n)$ і його можливо отримати по наступній залежності

$$\psi_n = -\psi_{n-1} - \frac{\Delta t}{2}(\varphi_n + \varphi_{n-1}),$$

$$\varphi_n = \varphi_{n-1} + \frac{\Delta t}{2} \left[D_3 \left((\Delta a_x)_n + (\Delta a_x)_{n-1} \right) + D_4 \left((\Delta a_y)_n + (\Delta a_y)_{n-1} \right) \right] \quad (19)$$

$$n = 2, \dots, N, \quad \psi_1 = \varphi_1 = 0.$$

Момент часу $t = 0$ відповідає початку руху агрегату, а $(\Delta a_x)_n = a_{x1}(t_n) - a_{x2}(t_n)$, $(\Delta a_y)_n = a_{y1}(t_n) - a_{y2}(t_n)$.

При отриманні рекурентної формули (19) використали двохточкову квадратурну формулу трапецій [13].

Наступний етап у побудові розв'язку задачі динаміки полягає в визначенні силових характеристик МТА використовуючи систему рівнянь(13). Припустимо, що кути повороту ψ_1 і ψ_2 трактора і знаряддя достатньо малі.

Скориставшись таким припущенням отримаємо формулу для розрахунку сили опору сільськогосподарської машини, скориставшись рекомендаціями [14]

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \left| R_x \left| \sqrt{1 + \gamma^2} = \frac{\sqrt{1 + \gamma^2}}{l\gamma} \right| A_4 + m_2(b_2^2 + r_2^2)C(t) + \right. \quad (20)$$

$$\left. + f^2 \bar{C}(t) \sin(ft - \varphi) (D - \gamma^{-1} A_4 - m_2(b_2^2 + r_2^2)f) \right|$$

Для розв'язку цього рівняння були визначені величини f , $\bar{C}(t)$, $C(t)$, A_4 .

Вирішуючи рівняння (13) знаходимо силові характеристики \bar{T}_1 і \bar{T}_2 , що відповідає силі тяги на лівому і правому ведучих колесах трактора з урахуванням сил опору перекочуванню

$$T_1 = \frac{\bar{T}_n + \bar{T}_l}{2} = \frac{1}{2} \left[C_1 + \frac{2A_3}{B_T} + \frac{\psi_2}{\gamma l} \left(C_2 - \frac{2D\gamma l}{B_T} \right) \right], \quad (21)$$

$$T_2 = \frac{\bar{T}_n - \bar{T}_l}{2} = \frac{1}{2} \left[C_1 - \frac{2A_3}{B_T} + \frac{\psi_2}{\gamma l} \left(C_2 + \frac{2D\gamma l}{B_T} \right) \right], \quad (22)$$

де

$$C_1 = A_1 + \frac{1}{\gamma l} [A_4 + m_2(b_2^2 + r_2^2)C(t)],$$

$$C_2 = D - A_4(\gamma + \gamma^{-1}) - m_2(b_2^2 + r_2^2)(f^2 + \gamma C(t)). \quad (23)$$

Із рівнянь (21), (22) після перетворень отримаємо вираз для розрахунку сумарного тягового зусилля трактора

$$T = \bar{T}_n + \bar{T}_l = C_1 + \frac{\psi_2}{\gamma l} C_2 \quad (24)$$

Скориставшись проведеними розрахунками побудуємо графіки динаміки сил ґрунтообробного агрегату

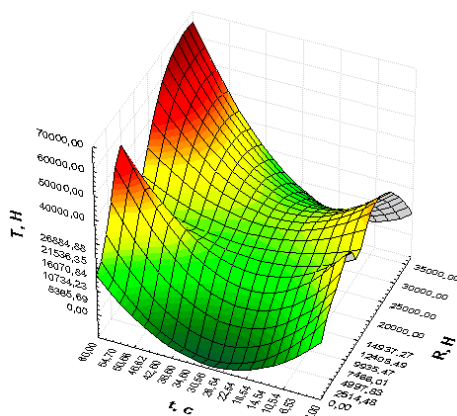


Рисунок 2 - Графік визначеної сили тяги трактора T і сили опору ґрунтообробного знаряддя R_T

Таким чином отримані співвідношення (16) – (24) дають можливість вирішення задачі динаміки за допомогою моделювання парціальних прискорень та визначення силових характеристик агрегату за допомогою експериментально визначеного лінійного прискорення, плоскопаралельного руху МТА.

Висновок. Викладена методика надає можливість оцінки, за результатами вимірювань компонент прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$, експлуатаційних параметрів агрегатів, які раніше не було змоги вимірювати через відсутність необхідних приладів, розроблено алгоритм за допомогою якого аналітично визначаються силові характеристики агрегату, що дає змогу надати рекомендації з оптимізації комплектування МТА.

Список літератури: 1. Горячкин В.П. Теория массы и скоростей сельскохозяйственных прицепов / В.П. Горячкин – М.: Энергия, 1974. – 240 с. 2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. / П.М. Василенко – Киев.: Сільгоспосвіта, 1996. – 251 с. 3. Погорілий Л.В. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз / Л.В. Погорілий, В.Г. Євтенко. – К.: Фенікс. 2005. – 184 с. 4. Кутьков Г.М., Габай Е.В., Калиновский В.И., Кандрусов И.И., Надыкто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом. / Г.М. Кутьков, Е.В. Габай, В.И.Калиновский, И.И. Кандрусов, В.Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, № 3 С. 21 – 23. 5. Кутьков Г.М. Технологические основы и тяговая динамика мобильных энергетических средств. / Г.М. Кутьков Учеб. Пособие. – М.: Изд-во МИИСП, 1993. – 151 с. 6. Лебедев А.Т. Оцінка працездатності трактора по змінних параметрах стану / А.Т. Лебедев, Н.П. Артьомов. // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ – Харків.: ХНТУСГ, 2009. – Випуск 89. – С. 11 – 26. 7. Зангиев А.А. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка / А.А. Зангиев, А.Н. Скороходов. – М.: «КолосС», 2006. – 317с. 8. Справочник инженера-механика сельскохозяйственного производства. В 2ч. Ч.1. / под ред. С.М. Бунина – М.: ФГНУ «Роинформагротех», 2003. – 340с. 9. Артьомов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: дис. ...доктора тех. наук : 26.09.14 / Артьомов Микола Прокопович. – Харків., 2014. – 385 с.

10. Болтинский В.Н. Мощность тракторного двигателя с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства – 1952. – № 2 – С. 18 – 21. **11.** Завалишин Ф.С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве / Ф.С. Завалишин – М.: Колос, 1973. – 319 с. **12.** Артёмов М.П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П. Артёмов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2012. – Випуск 11 т.1 (65). С.34 – 40. **13.** Крылов В.И. Вычислительные методы том 1 / В.И. Крылов, В.В. Бобков, П.И.Монастырский – М.: Наука, 1976. – 302с. **14.** Довідник з машиновикористання в землеробстві / [Пастухов В.І., Чигрин А.Г., Джолос П.А., Мельник В.І., Ильченко В.Ю., Анікєєв О.І., Циганенко М.О., Пастушенко С.І.] / За редакцією В.І. Пастухова. – Харків: ”Веста” – 2001. – 347с.

Bibliography (transliterated): **1.** Goryachkin V.P. Teoriya massyi i skorostey selskohozyaystvennykh pritsepov / V.P. Goryachkin – Moscow.: Energiya, 1974. – 240 p. **2.** Vasilenko P.M. Vvedenie v zemledelcheskuyu mehaniku./ P.M. Vasilenko – Kiev.: SIlgosposvIta, 1996. – 251 p. **3.** Pogoriliy L.V. Mobilna silskogospodarska energetika: Istoriya, tendentsiyi rozvitku, prognoz. L.V. Pogoriliy, V.G. Evtenko. – Kyiv.: Feniks. 2005. – 184 p. **4.** Kutkov G.M., Gabay E.V., Kalinovskiy V.I., Kandrusev I.I., Nadyikto V.T. Vyibor ratsionalnoy shemyi agregatirovaniya mobilnogo energeticheskogo sredstva s plugom. / G.M. Kutkov, E.V. Gabay, V.I.Kalinovskiy, I.I. Kandrusev, V.T. Nadyikto. Traktoryi i selskohozyaystvennyie mashinyi, 1990, № 3 S. 21 – 23. **5.** Kutkov G.M. Tehnologicheskie osnovyi i tyagovaya dinamika mobilnykh energeticheskikh sredstv. / G.M. Kutkov Ucheb. Posobie. – Moscow.: Izd-vo MIISP, 1993. – 151 p. **6.** Lebedev A.T. OtsInka pratsezdatsnosti traktora po zmnInnih parametrah stanu. A.T. Lebedev, N.P. Artiymov. Traktorna energetika v roslinnitstvi. Visnik HNTUSG – Kharkov.: HNTUSG, 2009. – Issue 89. – p. 11 – 26. **7.** Zangiev A.A. Praktikum po ekspluatatsii mashinno-traktornogo parka / A.A. Zangiev, A.N. Skorohodov. – Moscow.: «KolosS», 2006. – 317p. **8.** Spravochnik inzhenera-mehanika selskohozyaystvennogo proizvodstva. V 2ch. Ch.1. pod red. S.M. Bunina – Moscow.: FGNU «Roinformagroteh», 2003. – 340p. **9.** Artiymov M.P. DinamIchna stabilnIst mobilnih silskogospodarskikh agregativ: dis. ...doktora teh. nauk : 26.09.14 / Artiymov Mikola Prokopovich. – Kharkiv., 2014. – 385 p. **10.** Boltinskiy V.N. Moschnost traktornogo dvigatelya s neustanovivsheysya nagruzkoy i ee opredelenie V.N. Boltinskiy. Mehanizatsiya i elektrifikatsiya sotsialisticheskogo selskogo hozyaystva – 1952. – No 2 – p. 18 – 21. **11.** Zavalishin F.S. Osnovy rascheta mehanizirovannykh protsessov v rastenievodstve / F.S. Zavalishin – Moscow.: Kolos, 1973. – 319 p. **12.** Artiymov M.P. Matematichna model mashinno-traktornogo agregatu z vikoristannyam metoda partsialnih priskoren M.P. Artiymov. Zbirnik naukovih prats Vinnitskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya: Tehnichni nauki Redkolegiya: Kaletnik G.M. (golovniy redaktor) ta Inshi. – Vinnitsya, 2012. – Issue 11 Vol.1 (65). p.34 – 40. **13.** Kryilov V.I. Vyichislitelnyie metodyi Vol 1 V.I. Kryilov, V.V. Bobkov, P.I.Monastyirskiy – Moscow.: Nauka, 1976. – 302p. **14.** Dovidnik z mashinovikoristannya v zemlerobstvi [Pastuhov V.I., Chigrin A.G., Dzholos P.A., Melnik V.I., Ilchenko V.Yu., Anikeev O.I., Tsiganenko M.O., Pastushenko S.I.] / Za redaktsieyu V.I. Pastuhova. – Kharkiv: ”Vesta” – 2001. – 347p.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 629.3.027.3