основе ячейки; с вращением и одновременным выталкиванием за пределы ячейки первого семени и заталкиванием на его место соседнег; с поворотом семени назад-вперед.

Высевной элемент, каморка, бункер, семя, слой, давление, сила, момент, заталкивания, поворот.

In paper an analysis over of process of including of pip is brought in the closet of sowing element which will be realized by her pushing under the action of pressure of grain-growing layer in a bunker after one of three variants with simultaneous : pinning of pip against basis of closet; with a rotation and simultaneous extrusion outside the closet of the first pip and pushing into her place of nearby; with the turn of pip back forward.

Seed element chamber, hopper, seed layer, pressure, force, torque, zashtovhuvannya, turn.

УДК 631.372:62-843

РІВНЯННЯ ДИНАМІКИ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Г.А. Голуб, доктор технічних наук
В.В. Чуба, здобувач

Отримано рівняння динаміки руху машино-тракторного агрегату при роботі на дизельному біопаливі на виконанні технологічних операцій.

Динаміка, машино-тракторний агрегат, дизельне біопаливо.

Постановка проблеми. Оцінка можливостей реалізації потужності енергозасобу в складі машино-тракторного агрегату (МТА) в тих чи інших експлуатаційних умовах при застосуванні відповідних сільськогосподарських машин та типу палива залишається головним експлуатаційним питанням.

Енергетичні показники МТА при взаємодії з робочим середовищем змінюються в досить широких межах, що в свою чергу відображається на техніко-економічних показниках, насамперед витраті палива та часі виконання технологічних операцій. Вирішення питання взаємозв'язку між параметрами МТА при виконанні технологічних операцій дозволить оптимізувати його роботу на різних видах палива.

© Г.А.Голуб, В.В. Чуба, 2013

основе ячейки; с вращением и одновременным выталкиванием за пределы ячейки первого семени и заталкиванием на его место соседнег; с поворотом семени назад-вперед.

Высевной элемент, каморка, бункер, семя, слой, давление, сила, момент, заталкивания, поворот.

In paper an analysis over of process of including of pip is brought in the closet of sowing element which will be realized by her pushing under the action of pressure of grain-growing layer in a bunker after one of three variants with simultaneous : pinning of pip against basis of closet; with a rotation and simultaneous extrusion outside the closet of the first pip and pushing into her place of nearby; with the turn of pip back forward.

Seed element chamber, hopper, seed layer, pressure, force, torque, zashtovhuvannya, turn.

УДК 631.372:62-843

РІВНЯННЯ ДИНАМІКИ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Г.А. Голуб, доктор технічних наук
В.В. Чуба, здобувач

Отримано рівняння динаміки руху машино-тракторного агрегату при роботі на дизельному біопаливі на виконанні технологічних операцій.

Динаміка, машино-тракторний агрегат, дизельне біопаливо.

Постановка проблеми. Оцінка можливостей реалізації потужності енергозасобу в складі машино-тракторного агрегату (МТА) в тих чи інших експлуатаційних умовах при застосуванні відповідних сільськогосподарських машин та типу палива залишається головним експлуатаційним питанням.

Енергетичні показники МТА при взаємодії з робочим середовищем змінюються в досить широких межах, що в свою чергу відображається на техніко-економічних показниках, насамперед витраті палива та часі виконання технологічних операцій. Вирішення питання взаємозв'язку між параметрами МТА при виконанні технологічних операцій дозволить оптимізувати його роботу на різних видах палива.

© Г.А.Голуб, В.В. Чуба, 2013

Аналіз останніх досліджень. На необхідність визначення правильного співвідношення між потужністю, масою, робочою швидкістю сільськогосподарських машин та силами які виникають при їх взаємодії вказував в своїй роботі ще В.П. Горячкін [1].

В роботах [2, 3] МТА розглядається як система твердих тіл пов'язаних між собою, як жорсткими так і пружними елементами, при роботі яких вся система тіл здійснює поступальний рух, при цьому сили та моменти представлені виходячи з балансу потужності та моментів інерції обертальних мас. Рівняння руху агрегату та баланс моментів у роботі [4] представлено виходячи з того, що приріст кінетичної енергії дорівнює роботі усіх сил діючих в точках прикладення. У дослідження роботи автотракторних двигунів великий вклад вніс В.Н. Болтинський, який в роботі [5] приводить рівняння, що дозволяє врахувати нерівномірність зміни динамічних характеристик двигуна та моментів опору агрегату на основі рівняння моментів інерції. У роботі [6] отримано залежність тягової сили МТА від типу палива та його подачі.

Проведений аналіз літературних джерел вказує на необхідність уточнення рівняння динаміки МТА та приведення його до форми придатної до практичного застосування.

Мета досліджень – уточнити рівняння динаміки руху МТА при роботі на дизельному біопаливі на виконанні технологічних операцій.

Результати досліджень. Для вирішення поставленої задачі виконано силовий аналіз роботи МТА (рис. 1).

Крутний момент двигуна підведений до привідних коліс енергозасобу витрачається на їх буксування та створення сили тяги МТА. Тяговий крутний момент на колесі можна представити парою дотичних сил F_{TK} які прикладені на зовнішньому контурі колеса одна з яких компенсує дію сили зчеплення, а інша створює тягову силу на колесі. По напрямку дії ці сили збігаються з напрямком обертання колеса навколо центральної вісі до якої прикладений обертальний момент. Якщо колесо втрачає точку зчеплення з ґрунтом, весь крутний момент витрачається на збільшення частоти обертання колеса.

При взаємодії колеса з ґрунтом, під дією ваги трактора, в точці контакту виникає сила зчеплення $F_{зч}$, яка протидіє обертанню колеса і направлена по дотичній до колеса в точці зчеплення. Силу зчеплення, урівноважує одна із пари сил крутного моменту колеса, яка направлена протилежно силі зчеплення $F_{зч}$, створюючи при цьому миттєвий центр обертання в точці контакту колеса з поверхнею ґрунту. Інша сила, із пари сил крутного моменту колеса, яка направлена по ходу руху трактора, утворює момент навколо миттєвого центру обертання.

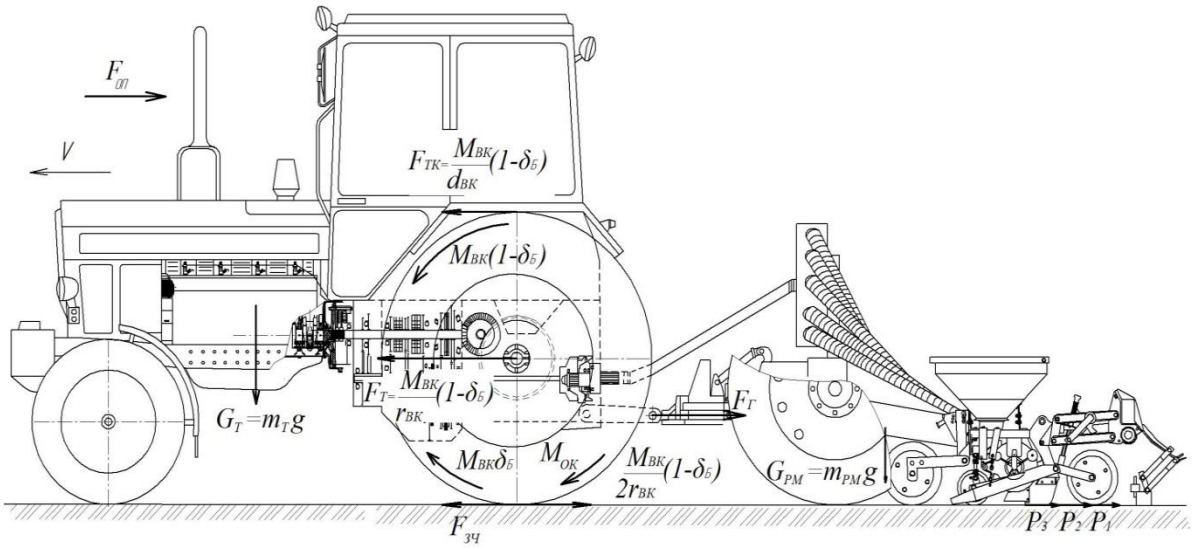

Рис. 1. Схема сил діючих на МТА: $M_{ВК}$ – крутний моменти ведучих коліс, $M_{ОК}$ – момент на подолання опору кочення, $F_{ТК}$ – сила тяги трактора від крутного моменту на колесі, $F_Т$ – сила тяги трактора приведена до осі колеса, $F_{зч}$ – сила зчеплення коліс з поверхнею, $F_Г$ – сила тягового опору робочої машини, $F_{ОП}$ – сила опору повітря, $G_Т$ – вага трактора, $G_{РМ}$ – вага робочої машини.

Тягова сила на колесі $F_{ТК}$ завжди намагається провернути колесо навколо миттєвого центру обертання, постійно створюючи новий миттєвий центр обертання, за рахунок чого здійснюється поступальний рух. Вважаючи колесо жорстким важелем на кінці якого діє тягова сила на колесі, зусилля від неї буде передаватися на вісь. Тягову силу, що виникає на осі колеса можна визначити із рівняння збереження моментів для важеля закріпленого в миттєвому центрі обертання:

$$F_{ТК}d_{ВК}=F_Тr_{ВК}\text{, звідки } F_Т=\frac{F_{ТК}d_{ВК}}{r_{ВК}}=2F_{ТК} \quad (1)$$

де $d_{ВК}$ – діаметр ведучого колеса, м; $r_{ВК}$ – радіус ведучого колеса, м.

Згідно з [6], тягову силу при роботы на дизельному біопаливі визначимо за виразом:

$$F_Т=\frac{1}{r_{ВК}}\left(\frac{S_{ПЛ}l_{ПЛ}\rho_П k_{ПЛ}iQ_Н\eta_{ЕДП}k_{ЗМДБП}}{2\pi}-\frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}}\right)(1-\delta_Б)i_{ТРВК}\eta_{ТРВК} \quad (2)$$

де $S_{ПЛ}$ – площа плунжерної пари, м^2; $l_{ПЛ}$ – активний хід плунжера, м; $\rho_П$ – густина палива, кг/м^3; $k_{ПЛ}$ – коефіцієнт подачі палива плунжером паливного насоса, i – кількість впорскувань палива за один оберт двигуна, об$^{-1}$; $Q_Н$ – нижча теплотворна здатність палива, Дж/кг; $\eta_{ЕДП}$ – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному паливі, відн. од.; $k_{ЗМДБП}$ – коефіцієнт зменшення ефективності коефіцієнта корисної дії двигуна при застосуванні дизельного біопалива, відн.

од.; $i_{ТРВВП}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до валу відбору потужності, од.; $\eta_{ТРВВП}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії валу відбору потужності, відн. од.; $M_{ВВП}$ – крутний момент робочої машини на валу відбору потужності, Н м; $\delta_Б$ – коефіцієнт втрат потужності на буксування ведучих коліс, відн. од.; $i_{ТРВК}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до ведучих коліс, од.; $\eta_{ТРВК}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії енергозасобу, відн. од.

Згідно другого закону Ньютона динаміка МТА може бути описана наступним рівнянням:

$$m_{МТА}\frac{dV}{dt} = F_T - F_{ОК} - F_{ОП} - F_Г, \qquad (3)$$

де $m_{МТА}$ – маса МТА в складі трактора і робочої машини, кг; $\frac{dV}{dt}$ – лінійне прискорення МТА, м/с^2; V – швидкість МТА, м/с; dt – зміна часу руху МТА, с; $F_{ОК}$ – сила на подолання опору кочення при пересуванні трактора, Н; $F_{ОП}$ – сила опору повітря при переміщенні трактора, Н; $F_Г$ – сила тягового опору робочої машини, Н.

В рівнянні (3) виразивши швидкість руху МТА через кутову швидкість обертання колінчатого валу двигуна, силу тяги МТА згідно (2), тяговий опір сільськогосподарської машини згідно раціональній формули В.П. Горячкіна [1], сили на подолання тертя кочення коліс та опору повітря при переміщенні згідно загальновідомих формул [2], отримаємо:

$$\frac{(m_T + m_{РМ})r_{ВК}(1-\delta_Б)}{i_{ТРВК}}\frac{d\omega}{dt} = \left(\frac{S_{ПЛ}l_{ПЛ}\rho_П k_{ПЛ} i Q_Н \eta_{ЕДП} k_{ДБП}}{2\pi} - \frac{H_{РМ}Q_{РМ}}{\eta_{РМ}\omega_{РМ}i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}}\right) r_{ВК}^{-1} \times$$

$$\times(1-\delta_Б)\eta_{ТРВК}i_{ТРВК} - fm_T g - \frac{k_{ОБТ}S_{ЛОБ}\omega^2 r_{ВК}^2(1-\delta_Б)^2}{i_{ТРВК}^2} - f' m_{РМ} g - kab - \qquad (4)$$

$$-\theta ab\left[\frac{\omega}{i_{ТРВК}} r_{ВК}(1-\delta_Б)\right]^2$$

де m_T – маса трактора, кг; $m_{РМ}$ – маса робочої машини, кг; $H_{РМ}$ – тиск створюваний вентилятором робочої машини, Па; $Q_{РМ}$ – об'ємна витрата повітря вентилятором робочої машини, м^3/с; $\eta_{РМ}$ – коефіцієнт корисної дії вентилятора робочої машини; від. од.; $\omega_{РМ}$ – кутова швидкість обертальних частин робочої машини, рад/с; f – коефіцієнт опору кочення коліс, відн. од.; g – прискорення сили земного тяжіння, м/с^2; $k_{ОП}$ – коефіцієнт опору повітря, Н с^2/м^4; $S_{ЛОБ}$ – площа лобового опору МТА, м^2.; f' – сумарний коефіцієнт тертя, який включає тертя знаряддя об ґрунт та тертя кочення опорного колеса плуга, відн. од; k – питомий опір деформації ґрунту, Н/м^2; a – ширина оброблюваного пласту, м; b – глибина оброблювального

пласту, м; θ – коефіцієнт який враховує співвідношення швидкості відкидання пласта та швидкості плуга, Нс^2/м^4.

Слід враховувати також, що ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному паливі змінюється в залежності від режиму роботи двигуна в досить широких межах, тому для отримання достовірних даних в рівняння динаміки необхідно ввести залежність зміни коефіцієнта корисної дії двигуна від кутової швидкості обертання колінчастого валу. Для двигуна Д-245.7Е2, згідно експериментальної зовнішньої швидкісної характеристики, коефіцієнт корисної дії змінюється за законом:

$$\eta_{ЕДП} = \alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma \tag{5}$$

де α, β, γ – коефіцієнти апроксимації (α= –0,00000617, β=0,001781, γ=0,271482).

Увівши в рівняння (4) параметри зовнішньої швидкісної характеристики згідно рівняння (5), одержимо:

$$\begin{aligned}
&\frac{(m_T + m_{РМ})r_{ВК}(1-\delta_Б)}{i_{ТРВК}}\frac{d\omega}{dt} = \\
&= \left(\frac{S_{ПЛ}l_{ПЛ}\rho_П k_{ПЛ} i Q_Н(\varepsilon\omega^2 + \beta\omega + \gamma)k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{H_{РМ}Q_{РМ}}{\eta_{РМ}\omega_{РМ}i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}}\right) r_{ВК}^{-1} \times \\
&\times (1-\delta_Б)\eta_{ТРВК}i_{ТРВК} - fm_T g - \frac{k_{ОБТ}S_{ЛОБ}\omega^2 r_{ВК}^2(1-\delta_Б)^2}{i_{ТРВК}^2} - f' m_{РМ} g - kab - \\
&- \theta ab\left[\frac{\omega}{i_{ТРВК}} r_{ВК}(1-\delta_Б)\right]^2
\end{aligned} \tag{6}$$

Увівши заміни:

$$A = \frac{(m_T + m_{РМ})r_{ВК}(1-\delta)}{i_{ТРВК}};$$

$$G = \frac{S_{ПЛ}l_{ПЛ}\rho_П k_{ПЛ} i Q_Н \eta_{ЗМДБП}}{2\pi r_{ВК}}(1-\delta_Б)\eta_{ТРВК}i_{ТРВК};$$

$$H = \frac{H_{РМ}Q_{РМ}}{r_{ВК}\eta_{РМ}\omega_{РМ}i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}}(1-\delta_Б)\eta_{ТРВК}i_{ТРВК};$$

$$I = fm_T g + f' m_{РМ} g + kab;$$

$$C = \frac{k_{ОБТ}S_{ЛОБ}r_{ВК}^2(1-\delta_Б)^2}{i_{ТРВК}^2} + \theta ab\left[\frac{1}{i_{ТРВК}} r_{ВК}(1-\delta_Б)\right]^2,$$

отримаємо:

$$A\frac{d\omega}{dt} = G(\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma) - H - I - C\omega^2. \tag{7}$$

Після уведення замін $P=\frac{G\alpha-C}{A}$; $L=\frac{G\beta}{A}$; $K=\frac{G\gamma-H-I}{A}$, рівняння (6) набуває вигляду:

$$\frac{d\omega}{dt}=P\omega^2+L\omega+K \text{, або } \frac{d\omega}{P\omega^2+L\omega+K}=dt. \quad (8)$$

Провівши інтегрування диференційного рівняння (8) отримаємо:

$$\frac{1}{\sqrt{L^2-4PK}}ln\left|\frac{2P\omega+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega+L+\sqrt{L^2-4PK}}\right|=t, \quad (9)$$

де t – час, с.

Підставивши межі інтегрування в рівняння (9) отримаємо:

$$ln\left|\frac{2P\omega+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega+L+\sqrt{L^2-4PK}}\right|-ln\left|\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}\right|=t\sqrt{L^2-4PK}. \quad (10)$$

Позбувшись логарифму в лівій частині рівняння отримаємо:

$$\frac{(2P\omega+L-\sqrt{L^2-4PK})(2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK})}{(2P\omega+L+\sqrt{L^2-4PK})(2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK})}=\exp(t\sqrt{L^2-4PK}).$$

Виконавши перетворення отриманого рівняння стосовно виділення частоти обертання колінчатого валу ω, одержимо:

$$\omega=\frac{L\left(\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}\exp\left(t\sqrt{L^2-4PK}\right)-1\right)}{2P\left(1-\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}\exp\left(t\sqrt{L^2-4PK}\right)\right)}+$$
$$+\frac{\sqrt{L^2-4PK}\left(\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}\exp\left(t\sqrt{L^2-4PK}\right)+1\right)}{2P\left(1-\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}\exp\left(t\sqrt{L^2-4PK}\right)\right)}. \quad (11)$$

Після уведення в рівняння (11) підстановок:

$$J=\sqrt{L^2-4PK}; \quad S=\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}e^{tJ},$$

воно набуває вигляду:

$$\omega=\frac{J(S+1)+L(S-1)}{2P(1-S)} \text{, або } \omega=\frac{1}{2P}\left(J\frac{(S+1)}{(1-S)}-L\right). \quad (12)$$

Для спрощення рівняння (12) проведемо арифметичні перетворення виразу $\frac{(S+1)}{(1-S)}$:

$$\frac{(S+1)}{(1-S)}=\frac{\left(\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}e^{tJ}+1\right)}{\left(1-\frac{2P\omega_{П}+L-\sqrt{L^2-4PK}}{2P\omega_{П}+L+\sqrt{L^2-4PK}}e^{tJ}\right)}=$$

$$=\frac{\frac{(2P\omega_{П}+L-J)e^{tJ}+2P\omega_{П}+L+J}{2P\omega_{П}+L+J}}{\frac{2P\omega_{П}+L+J-(2P\omega_{П}+L-J)e^{tJ}}{2P\omega_{П}+L+J}}=$$

$$=\frac{(2P\omega_{П}+L-J)e^{tJ}+2P\omega_{П}+L+J}{2P\omega_{П}+L+J-(2P\omega_{П}+L-J)e^{tJ}}=$$

$$=\frac{2P\omega_{П}e^{tJ}+Le^{tJ}-Je^{tJ}+2P\omega_{П}+L+J}{2P\omega_{П}+L+J-2P\omega_{П}e^{tJ}-Le^{tD}+Je^{tJ}}=$$

$$=\frac{2P\omega_{П}(1+e^{tJ})+L(1+e^{tJ})+J(1-e^{tJ})}{2P\omega_{П}(1-e^{tD})+L(1-e^{tJ})+J(1+e^{tJ})}=$$

$$=\frac{(1+e^{tJ})(2P\omega_{П}+L)+J(1-e^{tJ})}{(1-e^{tJ})(2P\omega_{П}+L)+J(1+e^{tJ})}=\frac{2P\omega_{П}+L+J\frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})}}{(2P\omega_{П}+L)\frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})}+J}.$$

Із урахуванням цього, рішення диференційного рівняння динаміки руху МТА, набуває вигляду:

$$\omega=\frac{1}{2P}\left(J\left(\frac{2P\omega_{П}+L+J\frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})}}{(2P\omega_{П}+L)\frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})}+J}\right)-L\right). \qquad (13)$$

Таким чином, отримано рівняння, що характеризує динаміку зміни кутової швидкості колінчастого валу двигуна при зміні зовнішніх параметрів, які характеризують роботу МТА при виконанні технологічних операцій та використанні відповідного типу палива. Даний вираз містить постійні величини диференційного рівняння, які залежать тільки від паливоподачі та виду палива – L ($с^{-1}$), а також від паливоподачі, виду палива та навантаження МТА – P (відн. од.) і J ($с^{-1}$).

Висновок. Отримане рівняння дозволяє визначити динаміку кутової швидкості колінчастого вала двигуна та лінійного руху МТА при зміні параметрів навантаження, виду палива та паливоподачі, а також виконати розрахунки зміни показників роботи МТА при переході на дизельне біопаливо.

Список літератури

1. *Горячкин В.П.* Собрание сочинений в 3 томах / *В.П. Горячкин*. [*Под ред. Н.Д. Лучинского*]. – 2-е издание – М.: Колос, 1968.
2. *Тракторы* и автомобили / *Под редакцией В.А. Скотникова*. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.
3. *Основы* теории трактора и автомобиля / *Д.А. Чудаков*. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 312 с.
4. *Свирщевский Б.С.* Эксплуатация машинно-тракторного парка / *Б.С. Свирщевский* // Учебник для ин-тов и фак. механизации и электрификации с.х. – М.: Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
5. *Болтинский В.Н.* Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / *В.Н. Болтинский.* – М.: Сельхозгиз, 1949. – 216 с.
6. *Голуб Г.А.* Визначення тягової сили енергозасобів при роботі на дизельному біопаливі / *Г.А. Голуб, В.В. Чуба* // Міжвід. темат. наук. зб. ННЦ "ІМЕСГ" НААН "Механізація та електрифікація сільського господарства". – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2013. – Вип. 98, т. 2 – 590 с. – С. 135–144.

Получено уравнение динамики движения машинно-тракторного агрегата при работе на дизельном биотопливе при выполнении технологических операций.

Динамика, машинно-тракторный агрегат, дизельное биотопливо.

The dynamics equation motion of machine-tractor units with using biodiesel in the performance of technological operations is received.

Dynamics, tractor operated machinery, biodiesel.

УДК 620.92(477/1)

АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ БІОМАСИ В УКРАЇНІ

О.І. Єременко, кандидат технічних наук

Визначена енергетична доцільність та перспективи виробництва в Україні палива з вторинної біомаси.

Біомаса, біопаливо, виробництво, біоенергетика, перспективи.

© О.І. Єременко, 2013