



## II. ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

УДК 631.372

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО АГРЕГАТУ НА БАЗІ АВТОМОБІЛЬНОГО ШАСІ

Погорілий Сергій Петрович, к.т.н., с.н.с.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

S. Pogorily, PhD, Senior Researcher

National scientific center "Institute of mechanization and electrification of agriculture"

*В статті представлено еквівалентну динамічну модель сільськогосподарського агрегату на базі МЕЗ-330 «Авtotрактор». Складено систему диференціальних рівнянь, яка дає можливість змодельовати та дослідити процес руху і режими роботи агрегату. Зокрема, змінюючи, масу МЕЗ, параметри ходової системи (тиск повітря в шинах коліс, динамічний радіус кочення коліс, кількість ведучих мостів), силу опору сільськогосподарської машини чи знаряддя, передаточне число трансмісії, стан міжмостового диференціалу тощо, отримати унаслідок необхідний крутний момент для забезпечення необхідної швидкості руху, питомі витрати палива, коефіцієнт буксування тощо.*

*Ключові слова: еквівалентна динамічна модель, система диференціальних рівнянь, процес руху, коефіцієнт буксування, коефіцієнт використання ваги.*

Ф. 7. Рис. 2. Літ. 13.

---

#### 1. Постановка проблеми

Застосування сільськогосподарських агрегатів на базі автомобільного шасі для виконання технологічних операцій в полі мало вивчено. Зі створенням таких агрегатів постає необхідність теоретично дослідити їх процес руху і визначити їх оптимальні параметри та режими роботи.

---

#### 2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідженню процесу руху машинно-тракторного агрегату (МТА) вченими було приділено багато уваги, зокрема, Чудаковим Е. А., Барським І. Б., Аніловичем В. А., Кутьковим Г. М., Водолажченком Ю. Т., Чудаковим Д. А., Скотниковим В. А., Гуськовим В. В. [1–6] та іншими. Вищезгадані вчені розглядали процес руху МТА з погляду оцінки його розгону й обмежуючи математичні моделі багатьма факторами. Зокрема, зменшували кількість обертових мас, не враховували буксування рушіїв, тягово-зчіпні властивості агрегату тощо. Ці обмеження полегшували теоретичні розрахунки, які на той час велися аналітично.

З огляду на вищезазначене теоретичні дослідження, які дадуть можливість проаналізувати процес руху мобільного сільськогосподарського агрегату і визначити його оптимальні параметри та режими роботи, є актуальними.

---

#### 3. Мета досліджень

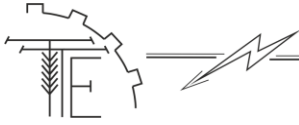
Підвищити ефективність використання сільськогосподарських агрегатів на базі автомобільного шасі шляхом обґрунтування їх оптимальних параметрів та режимів роботи на виконанні технологічних операцій.

---

#### 4. Основні результати досліджень

Зі створенням мобільного енергетичного засобу для агропромислового виробництва МЕЗ-330 «Авtotрактор», який на 90% складається з автомобільного шасі підвищеної прохідності КрАЗ-6322 [7, 8] і має колісну формулу 6×6 постає необхідність теоретично дослідити процес руху сільськогосподарських агрегатів на його базі і визначити їх оптимальні параметри і режими роботи.

Для проведення теоретичних розрахунків було складено еквівалентну динамічну модель сільськогосподарського агрегату на базі МЕЗ-330 (рис. 1).



Було прийнято ряд припущень: дотичні сили тяги та сили опору перекочування коліс однієї осі дорівнюють їх сумі; демпфування деталей трансмісії та шин коліс пропорційне швидкості обертання.

Для складання системи диференціальних рівнянь було використано принцип Д'Аламбера [9, 10]

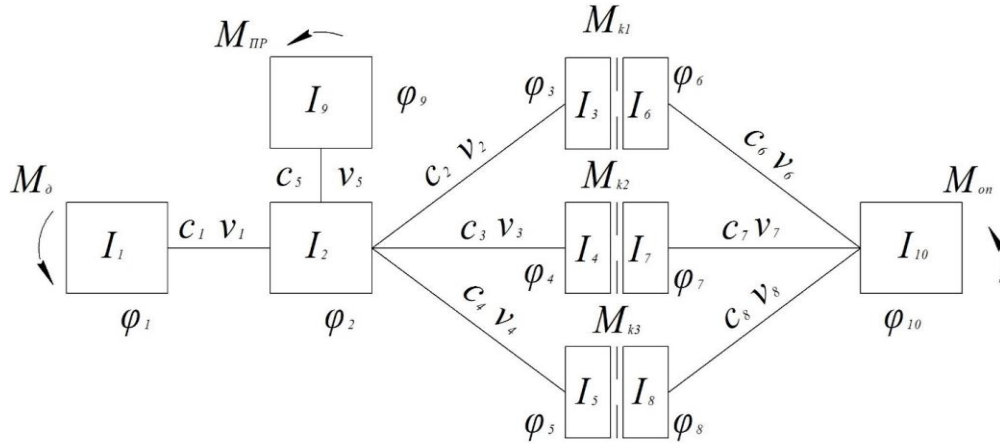


Рис. 1. Еквівалентна динамічна модель сільськогосподарського агрегату на базі МЕЗ-330

$$\begin{cases}
 I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_\delta - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - v_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \\
 I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + v_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - v_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_3(\varphi_2 - \varphi_4) \\
 \quad - v_3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4) - c_4(\varphi_2 - \varphi_5) - v_4(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_5) - c_5(\varphi_2 - \varphi_9) - v_5(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_9) \\
 I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + v_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - M_{k1} \\
 I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = c_3(\varphi_2 - \varphi_4) + v_3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4) - M_{k2} \\
 I_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 = c_4(\varphi_2 - \varphi_5) + v_4(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_5) - M_{k3} \\
 I_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 = M_{k1} - c_6(\varphi_6 - \varphi_{10}) - v_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{10}) \\
 I_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 = M_{k2} - c_7(\varphi_7 - \varphi_{10}) - v_7(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{10}) \\
 I_8 \cdot \ddot{\varphi}_8 = M_{k3} - c_8(\varphi_8 - \varphi_{10}) - v_8(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{10}) \\
 I_9 \cdot \ddot{\varphi}_9 = c_5(\varphi_2 - \varphi_9) + v_5(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_9) - M_{np} \\
 I_{10} \cdot \ddot{\varphi}_{10} = c_6(\varphi_6 - \varphi_{10}) + v_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{10}) + c_7(\varphi_7 - \varphi_{10}) + v_7(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{10}) + c_8(\varphi_8 - \varphi_{10}) \\
 \quad + v_8(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{10}) - M_{on}
 \end{cases} \quad (1)$$

де  $I_1$  – приведений до колінчастого валу ДВЗ момент інерції частин двигуна, що обертаються та рухаються зворотно-поступально, а також ведучих частин муфти зчеплення,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $I_2$  – приведений момент інерції обертових частин трансмісії на даній передачі (ведучий диск муфти зчеплення, коробка передач на даній передачі, карданна передача між коробкою передач та роздавальною коробкою, роздавальна коробка на даній передачі),  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $I_3, I_4, I_5$  – приведені моменти інерції відповідно до валу переднього, середнього та заднього мостів, які враховують відповідно масу коліс, головну передачу та карданний вал,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $I_6, I_7, I_8$  – моменти інерції, які враховують масу опорної поверхні, що сприймає крутний момент коліс відповідно переднього, середнього й заднього мостів та масу частини шин коліс, яка взаємодіє з опорною поверхнею,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $I_9$  – приведений до колінчастого валу ДВЗ валу момент інерції, який враховує масу робочих органів, що приводяться,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $I_{10}$  – приведений до колінчастого валу момент інерції, який враховує масу МЕЗ та технологічної частини сільськогосподарського агрегату, що рухаються поступально,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $M_\delta$  – крутний момент двигуна



внутрішнього згорання (ДВЗ), Н·м;  $M_{k1}, M_{k2}, M_{k3}$  – крутні моменти, які створюються на колесах силами опору першого, другого та третього мостів, Н·м;  $M_{np}$  – приведений до колінчастого валу ДВЗ крутний момент на привід робочих органів, Н·м;  $M_{on}$  – приведений до колінчастого валу ДВЗ крутний момент сил опору руху агрегату, Н·м;  $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5$  – еквівалентні жорсткості деталей трансмісії, Н·м/рад;  $c_6, c_7, c_8$  – еквівалентні тангенціальні жорсткості шин передніх, середніх та задніх коліс, Н·м/рад;  $v_1, v_2, v_3, v_4, v_5$  – еквівалентні демпфування деталей трансмісії, Н·м·с/рад;  $v_6, v_7, v_8$  – еквівалентні демпфування шин передніх, середніх та задніх коліс, Н·м·с/рад;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_8, \varphi_9, \varphi_{10}$  – узагальнені координати еквівалентної динамічної моделі, рад.

Залежність крутного моменту ДВЗ ( $M_\delta$ ) та питомих витрат палива від частоти обертання його колінчастого валу, які входить у систему диференціальних рівнянь (1), було отримано за допомогою апроксимації зовнішньої характеристики ДВЗ. МЕЗ-330 «Автотрактор» обладнано двигуном ЯМЗ-238ДЕ2, номінальна потужність якого становить 243 кВт, максимальний крутний момент – 1274 Н·м [11]. Унаслідок було отримано рівняння регресії, для частоти обертання колінчастого валу двигуна холостого ходу  $n_{xx}=2340$  хв<sup>-1</sup>

$$M_\delta = 8,25 \cdot 10^{-9} \cdot \omega_1^6 - 8,75 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_1^5 + 3,77 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1^4 - 0,85 \cdot \omega_1^3 + 104,34 \cdot \omega_1^2 - 6691,59 \cdot \omega_1 + 175716,04, \quad (2)$$

та

$$g_e = 1,26 \cdot 10^{-8} \cdot \omega_1^6 - 1,26 \cdot 10^{-5} \cdot \omega_1^5 + 5,16 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1^4 - 1,11 \cdot \omega_1^3 + 133,07 \cdot \omega_1^2 - 8354,15 \cdot \omega_1 + 215322,8. \quad (3)$$

де  $\omega_1$  – частота обертання колінчастого валу двигуна, рад/с.

Достовірність коефіцієнта апроксимації становила для рівняння (2) становила 0,99, а для рівняння (3) – 0,98.

Крутні моменти  $M_{k1}, M_{k2}, M_{k3}$ , які створюються на колесах силами опору першого, другого та третього мостів, визначалися за формулами [6]

$$M_{k1} = \frac{P_1 \cdot r_d}{i_t \cdot \eta_t}; \quad M_{k2} = \frac{P_2 \cdot r_d}{i_t \cdot \eta_t}; \quad M_{k3} = \frac{P_3 \cdot r_d}{i_t \cdot \eta_t}, \quad (4)$$

де  $P_1, P_2, P_3$  – сили тяги, які створюються на колесах переднього, середнього та заднього мостів, відповідно, Н;  $r_d$  – динамічний радіус кочення колеса, м;  $i_t$  – передаточне число трансмісії;  $\eta_t$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Сили тяги  $P_1, P_2, P_3$  обмежуються залежностями [6]

$$P_1 = \varphi \cdot R_{z1}; \quad P_2 = \varphi \cdot R_{z2}; \quad P_3 = \varphi \cdot R_{z3}, \quad (5)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт використання зчпної ваги;

$R_{z1}, R_{z2}, R_{z3}$  – вага, яка припадає на передній, середній та задній мости, відповідно, Н.

Коефіцієнт використання зчпної ваги  $\varphi$  було представлено як залежність  $\varphi = f(\delta)$ , де  $\delta$  – коефіцієнт буксування рушіїв. Згадана залежність була отримана за допомогою апроксимації тягової характеристики МЕЗ-330 і мала наступний вид (рис. 2).

Наприклад, для тиску в шинах коліс 0,08 МПа рівняння регресії матиме наступне значення

$$\varphi = 0,101 + 4,0445 \cdot \delta - 9,5898 \cdot \delta^2. \quad (6)$$

Достовірність коефіцієнта апроксимації за такої умови становить 0,98.

Приведений крутний момент сил опору руху агрегату ( $M_{on}$ ) визначався за відомою методикою [3], наприклад, для тягового агрегату

$$M_{on} = \frac{(P_{on} + f \cdot G_a) \cdot r_d}{i_t \cdot \eta_t}, \quad (7)$$

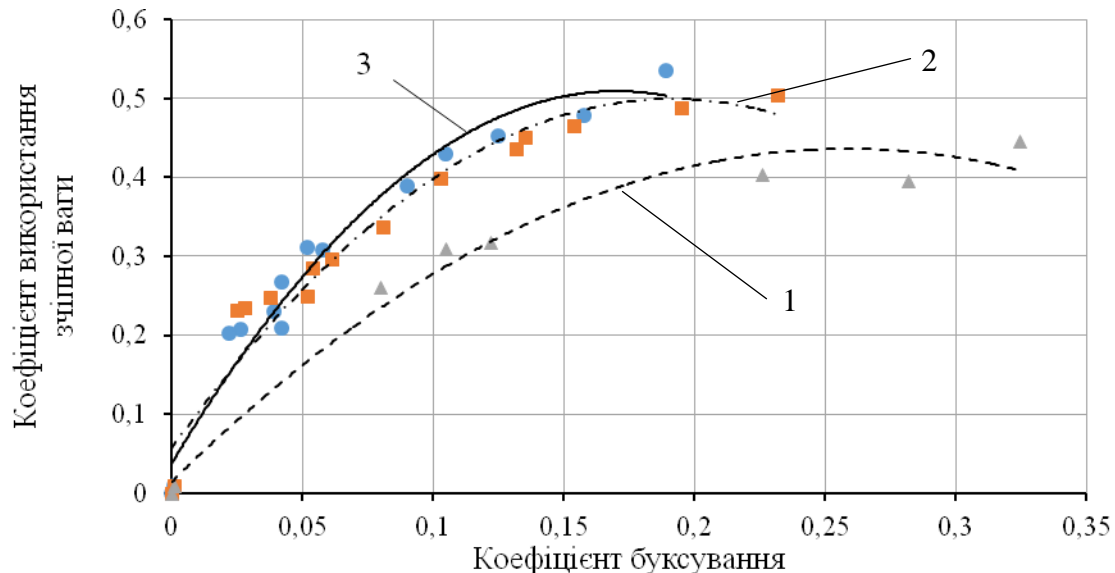
де  $P_{on}$  – сила опору, яка створюється сільськогосподарською машиною чи знаряддям, Н;  $f$  – коефіцієнт опору перекочування;  $G_a$  – вага сільськогосподарського агрегату, Н.

Приведений крутний момент на привід робочих органів ( $M_{np}$ ) визначається аналогічно за попередньою формулою (7) за відсутності складової опору перекочування ( $f \cdot G_a$ ).

Для підстановки в систему рівнянь (1) коефіцієнт буксування за умови неблокованих диференціалів було представлено в наступному виді



$$\delta_{\kappa 1} = \frac{\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_6}{\dot{\varphi}_6}; \delta_{\kappa 2} = \frac{\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_7}{\dot{\varphi}_7}; \delta_{\kappa 3} = \frac{\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_8}{\dot{\varphi}_8}.$$



**Рис. 2. Залежність коефіцієнта використання зчпної ваги від коефіцієнта буксування МЕЗ-330: 1 – тиск повітря в шинах коліс – 0,45 МПа; 2 – тиск повітря в шинах коліс – 0,1 МПа; 3 – тиск повітря в шинах коліс – 0,08 МПа**

Рішення системи диференціальних рівнянь (1) здійснювалось за допомогою математичного пакету програм Mathcad, які вирішують такі системи рівнянь методом Рунге-Куты зі змінним кроком дискретизації [12, 13].

Система диференціальних рівнянь (1) дає можливість змоделювати та дослідити процес руху і режими роботи агрегату. Зокрема, змінюючи, масу МЕЗ, параметри ходової системи (тиск повітря в шинах коліс, динамічний радіус кочення коліс, кількість ведучих мостів), силу опору сільськогосподарської машини чи знаряддя, передаточне число трансмісії, стан міжмостового диференціалу тощо, отримати унаслідок необхідний крутний момент для забезпечення необхідної швидкості руху, питомі витрати палива, коефіцієнт буксування тощо.

## 5. Висновки

Отримано математичну модель процесу руху сільськогосподарського агрегату на базі МЕЗ-330 «Автотрактор», дає можливість описати взаємозв'язок між основними конструкційними параметрами МЕЗ та його режимами роботи.

## Список літератури

1. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 344 с.
2. Барский И. Б. Динамика трактора / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Анилович В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолаженко. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
4. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – М.: Колос, 1975. – 384 с.
5. Скотников В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скотников, А. А. Машенский, А. С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
6. Гуськов В. В. Тракторы: Теория: учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов, Н. Ф. Бочаров и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.



7. Адамчук В. В. Использование автомобильного шасси для выполнения технологических операций в агропромышленном производстве / В. В. Адамчук, С. П. Погорелый // Motrol "Commission of motorization and energetics in agriculture". Lublin-Rzeszow, 2016. – Vol. 18. - №8. – С. 93 – 98.
8. Погорілий С. П. Економічна ефективність використання МЭЗ-330 «Автотрактор» в АПВ / С. П. Погорілий // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка енергетика транспорт АПК», 2017. – № 4 (99). – С. 33 – 36.
9. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М.: Наука, 1972. – 478 с.
10. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
11. Технічні умови 37.319.271-96. Двигатели автомобильные ЯМЗ-238БЕ2 и ЯМЗ-238ДЕ2. ОАО «Автодизель», 1999. – 34 с.
12. Васильев А. Н. Mathcad 13 в примерах / А. Н. Васильев. – СПб.: БХИ Петербург, 2006. – 528 с.
13. Бертяев В. Д. Теоретическая механика на базе Mathcad. Практикум / В. Д. Бертяев. – СПб.: БХИ Петербург, 2005. – 752 с.

### References

- [1] Chudakov, E. (1950) *Teoriya avtomobilya. [The theory of the car]* Moscow : Mashgiz [in Russian].
- [2] Barskiy, I., Anilovich, V., Kutkov G. (1973) *Dinamika traktora [Tractor dynamics]* Moscow.: Mashinostroenie [in Russian].
- [3] Anilovich, V., Vodolazhchenko, Yu. (1976) *Konstruirovaniye i raschet selskohozyaystvennykh traktorov. [Design and calculation of agricultural tractors.]* Moscow.: Mashinostroenie [in Russian].
- [4] Chudakov, D. (1975) *Osnovyi teorii i rascheta traktora i avtomobilya. [The basics of the theory and calculation of a tractor and a car]* Moscow: Kolos [in Russian].
- [5] Skotnikov, V., Maschenskiy, A., Solonskiy, A. (1986) *Osnovyi teorii i rascheta traktora i avtomobilya. [Fundamentals of theory and calculation of tractor and car]* Moscow.: Agropromizdat [in Russian].
- [6] Guskov, V. (1988) *Traktory: Teoriya: uchebnyk dlya studentov vuzov po spets. «Avtomobili i traktory» [Tractors: Theory: a textbook for students of high schools on specialty "Cars and tractors"]* Moscow: Mashinostroenie, [in Russian].
- [7] Adamchuk, V., PogorIliy, S. (2016) *Ispolzovanie avtomobilnogo shassi dlya vyipolneniya tehnologicheskikh operatsiy v agropromyshlennom proizvodstve. Motrol "Commission of motorization and energetics in agriculture". [The use of a car chassis for performing technological operations in agro-industrial production.],* 18, 8, 93 – 98. Lublin-Rzeszow [in Russian].
- [8] PogorIliy, S. (2017) *Ekonomichna efektyvnist vikoristannya MEZ-330 «Avtotraktor» v APV [Economic efficiency of using MEZ-330 "Autotractor" in APV],* 4 (99), 33 – 36. Tehnika energetika transport APK [in Ukrainian].
- [9] Targ, S. ( 1972) *Kratkiy kurs teoreticheskoy mehaniki [Brief course of theoretical mechanics]* Moscow : Nauka (in Russian).
- [10] Komarov, M. ( 1969) *Dinamika mehanizmov i mashin The dynamics of mechanisms and machines]* Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
- [11] *Tehnichni umovi [Specifications].37.319.271-96. (1999) Dvigateli avtomobilnyie YaMZ-238BE2 i YaMZ-238DE2. ОАО «Avtodizel»* [in Russian].
- [12] Vasilev, A. ( 2006) *Mathcad 13 v primerah [Mathcad 13 in the examples]* St. Petersburg: BHI Peterburg [in Russian].
- [13] Bertyaev, V. ( 2005) *Teoreticheskaya mehanika na baze Mathcad. Praktikum [Theoretical mechanics based on Mathcad. Workshop]* St. Petersburg: BHI Peterburg [in Russian].

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ШАССИ

*В статье представлены эквивалентную динамическую модель сельскохозяйственного агрегата на базе МЭЗ-330 «автотракторной». Составлен систему дифференциальных уравнений, которая дает возможность смоделировать и исследовать процесс движения и режимы работы агрегата. В частности, изменяя, массу МЭЗ, параметры ходовой системы*





(давление воздуха в шинах колес, динамический радиус качения колес, количество ведущих мостов), силу сопротивления сельскохозяйственной машины или орудия, передаточное число трансмиссии, состояние межмостового дифференциала и т.д., получить вследствие необходим крутящий момент для обеспечения необходимой скорости движения, удельные расходы топлива, коэффициент буксования и тому подобное.

**Ключевые слова:** эквивалентная динамическая модель, система дифференциальных уравнений, процесс движения, коэффициент буксования, коэффициент использования веса.

Ф. 7. Рис. 2. Літ. 13.

#### INVESTIGATION OF THE PROCESS OF MOVEMENT OF AGRICULTURAL MACHINERY ON THE BASIS OF A CAR CHASSIS

*The article presents the equivalent dynamical model of agricultural aggregate on the basis of MEZ-330 "Autotractor". A system of differential equations is created, which enables to simulate and investigate the motion process and operating modes of the unit. In particular, changing the mass of the MEZ, the parameters of the running system (air pressure in the tires of the wheels, dynamic wheel radius, the number of driving bridges), the strength of the resistance of the agricultural machine or implements, the transmission number of the transmission, the state of the inter-slip differential, etc., due to the necessary torque to ensure required speed, specific fuel consumption, boot ratio, etc.*

**Key words:** equivalent dynamical model, system of differential equations, motion process, coefficient of towing, coefficient of weight use.

F. 7. Fig. 2. Ref. 13.

#### ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРА

**Погорілий Сергій Петрович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» (вул. Вокзальна, 11, Глеваха, Київська обл., 08630, Україна, e-mail: pogorilyu\_sergiy@ukr.net).

**Погорильный Сергей Петрович** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» (ул. Вокзальная, 11, Глеваха, Киевской обл., 08630, Украина, e-mail: pogorilyu\_sergiy@ukr.net).

**Pogorily Sergiy**, PhD, Senior Researcher of the National scientific center "Institute of mechanization and electrification of agriculture" (11, Vokzalna str., Glevaha, Kyivska District, Ukraine, 21008, e-mail: pogorilyu\_sergiy@ukr.net).