

кронштейні та електронного вібрографа; значення струму та напруги вимірюються за допомогою шунтів, що встановлюються в системі живлення віброустановки.

Працює установка наступним чином: підключаються датчики та апаратура, віброустановка приводиться у вихідне положення; далі вмикається установка та апаратура, фіксуються параметри роботи ма-

шини для вихідного положення та за умов зміни навантаження. Дані відображаються на екрані монітора та записуються на жорсткий диск ЕОМ. Експериментально вимірюються та будуються графіки наступних параметрів:  $I(A)$ ,  $U(B)$ ,  $x_I(\text{мм})$ ,  $f(\text{Гц})$ ,  $m_{\text{бс}}$ . Далі проводимо теоретичні розрахунки параметрів роботи машини:  $x_I=f(m_{\text{бс}})$ ,  $f=f(m_{\text{бс}})$ ,  $P=f(m_{\text{бс}})$ , будуюмо графіки і порівнюємо з експериментальними результатами.

## Висновки

1. Встановлено зв'язок параметрів руху робочого органу вібромашини з параметрами впливу бетонної суміші шляхом розв'язання контактної задачі взаємодії робочого органу ударно-вібраційної установки з бетоною сумішшю за умов віброущільнення.

2. Створено та впроваджено в учбовий процес дослідно-експериментальний комплекс з дослідження закономірностей зміни параметрів роботи машини в умовах взаємодії з оброблюваним середовищем.

## Література

1. Афанасьев А.А. Технология импульсного уплотнения бетонных смесей. М.: Стройиздат, 1987.-166с.
2. Баранов Ю.А. Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом / Ю. А. Баранов // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Респуб. межвед. науч.-технич. сборник. К.: Техника, 1990, вып.43. – С.69 – 72.
3. Баранов Ю.О. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки / Ю.О. Баранов, М.О. Клименко, В.А. Басараб // Техніка будівництва №11.К.: КНУБА, 2002. – С. 24–28.
4. Гусев Б.В. Ударно-вибрационная техно-логия уплотнения бетонных смесей / Б.В. Гусев, А.Д. Демидов, Б.И. Крюков и др. – М.: Стройиздат, 1982. – 150 с.
5. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий дім “Слово”, 2010. – 440 с.
6. Иносов В.Л., Назаренко И.И., Хо Тхи Ха. Новая электромагнитная низкочастотная виброплощадка ударного действия / В.Л. Иносов, И.И. Назаренко, Хо Тхи Ха // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура, 1982. – № 7. С. 118-122.
7. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища школа, 1985. – 167 с.

УДК 621.879.48

Коваль А. Б.<sup>1</sup>

## ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ РОЗВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ

*АННОТАЦІЯ. В статті визначено залежності для визначення моменту опору розвороту гусеничної універсальної землерийної машини та величини зміщення центрів повороту гусениць в залежності від навантаження базового тягача.*

*Ключові слова: універсальна землерийна машини, курсова стійкість, еюра поперечних сил, момент опору розвороту.*

*АННОТАЦИЯ. В статье определены зависимости для определения момента сопротивления развороту гусеничной универсальной землеройной машины и величины смещения центров поворота гусениц в зависимости от нагружения базового тягача.*

*Ключевые слова: универсальная землеройная машина, курсовая устойчивость, эюра поперечных сил, момент сопротивления развороту.*

*ANNOTATION. In the article the interdependence for determination of the resistance to swinging point of the universal tracked digging machine and the value of track center swing depending on base carrier load are defined.*

*Key words: universal digging machine, course stability, shearing force diagram, resistance to swing point.*

**Вступ.** Сучасне будівництво досить складно будівельних робіт. І це не випадково, тому, що саме уявити без використання засобів механізації технічний рівень та можливості будівельної техніки і

<sup>1</sup> Коваль А. Б. Національний транспортний університет.

устаткування визначають собівартість виконуваних робіт, сприяють підвищенню продуктивності праці, а значить – підвищенню рентабельності будівельної галузі в цілому.

Земляні роботи є одним з найважливіших етапів у якісній реалізації будь-якого будівельного проекту, при будівництві об'єкта біль-якої складності. Від того, наскільки швидко, ефективно і якісно будуть виконанні ці роботи, буде в остаточному підсумку залежати і якість усього будівництва в цілому. Земляні роботи, особливо в галузі транспортного будівництва, при спорудженні протяжних виїмок різного призначення в ґрунті, як в Україні, так і за її межами пов'язані з розробкою та переміщенням мільярдів кубічних метрів ґрунту.

Тому підвищення продуктивності та універсалізації робочих органів траншейних екскаваторів є важливим, а при реалізації в промисловості може дати значний техніко-економічний ефект. Тенденція до уніфікації та скорочення типорозмірів як існуючих, так і машин що проектується, висуває питання створення універсальних землерийних машин (УЗМ), що спроможні розробляти траншеї різної ширини одним і тим же робочим органом за рахунок переналадки без яких-небудь конструктивних змін.

Одним з можливих варіантів рішення цієї задачі є роторна УЗМ з робочим органом, що працює в умовах віяльно-поступальної подачі його на забій та має двошарнірну схему бокового переміщення (коливання) в забої [1].

**Огляд останніх джерел досліджень і публікаційта виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми.** Огляд останніх джерел досліджень показує, що значна увага в дослідженнях УЗМ приділена загальним принципам створення таких машин [1], вивченню кінематичних параметрів їх робочого обладнання, силового навантаження робочого обладнання [2]. В той же час курсова стійкість універсальних землерийних машин практично не досліджена.

В дослідженнях [3, 4] розглядається курсова стійкістьмашино-тракторних агрегатів, які працюють в умовах сталих навантажень. При роботі універсальної землерийної машини базовий тягач навантажується силами, які в значній мірі перерозподіляють навантаження на його гусениці як по бортам машини, так і в поздовжньому напрямку циклічно.

**Постановка завдання.** Визначити момент опору розвороту універсальної землерийної машини, що працює в режимі віяльно-поступальної подачі робочого обладнання на забій.

**Основний матеріал.** Величина моменту  $M_p$ , що розвертає машину, визначається величиною складових сил копання ґрунту ківшами робочого органа, реактивних та інерційних сил які діють на робочий орган в процесі копання ґрунту, силами взаємодії опорного башмака з підшовою забою та розмірами плеч прикладання цих сил відносно шарніра кріплення робочого обладнання на кормі тягача.

Момент опору розвороту машини  $M_{op}$  обумовлюється силовою взаємодією ходового обладнання

тягача з опорною поверхнею з урахуванням величини зовнішніх навантажень прикладених до тягача з боку робочого обладнання машини.

При роботі в режимі віяльно-поступальної подачі робочого органа на забій значення моментів, що розвертають машину та опору розвороту машини будуть змінюватися циклічно за величиною та за знаком.

При розгляді динаміки повороту гусеничних машин В.В. Гуськов і О.Ф. Опейко [5] довели, що необхідною і достатньою умовою переходу машини до криволінійного руху є наявність додатнього значення кутового прискорення. Рівняння рівноваги машини в плані визначається:

$$m_o \cdot i^2 \cdot \ddot{\pi}_3 = M_p - M_{f01} - M_{f02} + \frac{P_{fy2} - P_{fy1}}{2} \cdot B \quad (1)$$

де  $m_o$  – маса машини,

$i$  – радіус інерції машини відносно вертикальної осі, яка проходить через центр мас,

$\ddot{\pi}_3$  – кутове прискорення машини,

$M_p$  – головний момент зовнішніх сил,

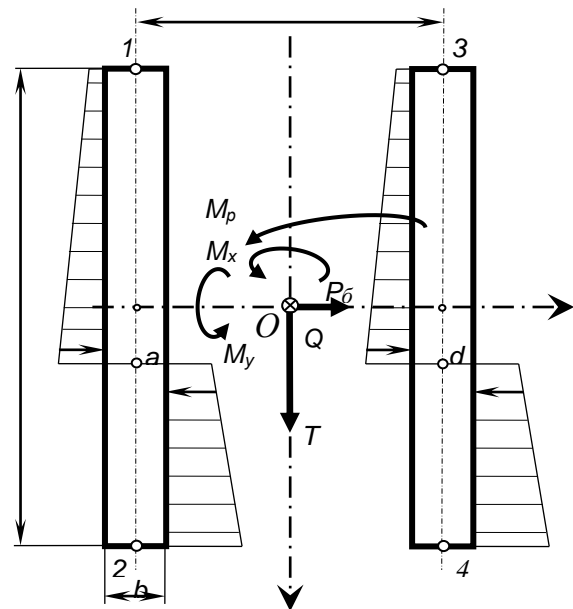


Рис. 1. Схема визначення моменту опору розвороту тягача.

$M_{f01}, M_{f02}$  – моменти сил тертя, приведені до полюсів тертя опорних частин гусениць,

$P_{fy1}, P_{fy2}$  – сили тертя вздовж гусениць.

Якщо права частина рівняння (1) буде від'ємною, то кутове прискорення  $\ddot{\pi}_3 \leq 0$ .

У випадку, коли гусенична машина під час прямолінійного руху отримає у певний момент в результаті збурення деяку кутову швидкість, то з урахуванням від'ємного кутового прискорення кутова швидкість за деякий проміжок часу зменшиться до нуля, тобто відновиться прямолінійний рух машини.

Проте прямі траєкторії руху машини до збурення та після нього будуть розташовані під якимось

кутом одна до іншої. Таким чином, не зважаючи на те, що прямолінійний рух відновлено, можна вважати що курсову стійкість машини втрачено. З цього випливає, що для збереження курсової стійкості кутова швидкість машини повинна бути відсутньою, тобто дорівнювати нулю. Ця умова виконується за відсутності сковзання крайніх точок опорної поверхні навколо миттєвого центру повороту, коли зчеплення гусениць з ґрунтом в поперечному напрямку не порушено, тобто при умові: момент активних сил, що розвертають машину в плані менше сумарного моменту опору розвороту машини в тій же площині:

$$M_p < M_{op} \quad (2)$$

При визначенні моменту опору розвороту зазвичай приймають наступні припущення.

– Опорні котки гусениць в поздовжньому напрямку перекочуються по гусеничному ланцюгу, а ланки гусениць відносно ґрунту в тому ж поздовжньому напрямку руху не здійснюють.

– В поперечному напрямку ланки гусениць сприймають опір ковзанню по ґрунту, який визначається силами тертя ланок об ґрунт, опором сколюванню ґрунту просівшими в нього ланками, опором переміщенню валика ґрунту, що нагрібається боковими кромками ланок гусениці.

– Сумарний опір переміщенню ланок гусениці при повороті приймається по величині пропорційним вертикальному навантаженню та коефіцієнту опору повороту  $\mu$ , який враховує весь опір повороту.

– По спрямуванню сумарний опір протилежний напрямку ковзання відповідних ланок гусениці, тобто направлений перпендикулярно поздовжній вісі гусениці.

– Ширина гусениці приймається рівною нулю.

При вказаних припущеннях епюра поперечних сил, які діють на гусениці, має форму трапеції.

Сумарний момент опору розвороту гусеничної машини складається з моментів опору розвороту кожної гусениці.

При трапецієвидній епюрі поперечних сил, що діють на гусениці, (рис. 1) момент опору кожної гусениці має вигляд:

$$M_{опл} = \int_0^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx + \int_a^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx - \int_0^a \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx \quad (3)$$

$$M_{опл} = \int_0^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx + \int_a^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx - \int_0^a \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx \quad (4)$$

де  $p'_n, p'_n$  - погонне навантаження від відповідних гусениць на ґрунт.

Якщо відомий тиск на ґрунт  $p$ , то погонне навантаження в загальному випадку визначається:

$$p'_n = p \cdot b \quad (5)$$

При розрахунку тиску на ґрунт двохгусеничної машини з торсіонною підвіскою опорних котків та багатоточковою статично невизначеною системою опирання, опорну поверхню гусениць розглядаємо як перетин двох спільно працюючих брусів при позацен-

тровому стисненні (див. [6]). В цьому випадку, якщо всі точки перетину сприймають тільки стиснення, напруження стиснення в крайніх точках перетину дорівнює тиску у відповідних точках.

Напруження стискання в точці 2:

$$\sigma_{cm} = p_2 = \frac{Q}{F} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_x}{W_x}, \quad (6)$$

де  $Q = G + P_6$  - сумарне вертикальне навантаження;

$F = 2 \cdot B \cdot L$  - площа опорної поверхні гусениць;

$W_y = \frac{b \cdot L^2}{3}$  - момент опору опорної площини відносно вісі  $OY$ ;

$W_x = b \cdot L \cdot B$  - момент опору опорної площини відносно вісі  $OX$ .

З огляду на те, що гусеничний ланцюг має можливість повертатись навколо своєї поздовжньої вісі, яка паралельна вісі  $OY$ , моменти інерції опорних площин окремих гусениць відносно їх поздовжніх вісей під час визначення  $W_x$  приймаємо рівним нулю.

Якщо підставити вказані значення величин у формулу

$$\sigma_{cm} = p_2 = \frac{Q}{F} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_x}{W_x}, \quad (6),$$

отримаємо:

$$p_2 = \frac{1}{b \cdot L} \left( \frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B} + \frac{3 \cdot M_y}{L} \right), \quad (7)$$

$$p_1 = \frac{1}{b \cdot L} \left( \frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B} - \frac{3 \cdot M_y}{L} \right), \quad (8)$$

$$p_3 = \frac{1}{b \cdot L} \left( \frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B} - \frac{3 \cdot M_y}{L} \right), \quad (9)$$

$$p_2 = \frac{1}{b \cdot L} \left( \frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B} + \frac{3 \cdot M_y}{L} \right). \quad (10)$$

Розподілення тиску машини на ґрунт під гусеницями ( $p_n$  та  $p_n$ ) в такому разі здійснюється по лінійному закону згідно формул:

$$p_n = \frac{p_1 + p_2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{L} \cdot x, \quad (11)$$

$$p_n = \frac{p_3 + p_4}{2} + \frac{p_4 - p_3}{L} \cdot x. \quad (12)$$

Погонне навантаження

$$p'_n = \frac{Q}{2 \cdot L} + \frac{M_x}{B \cdot L} + \frac{6 \cdot M_y}{L^3} \cdot x, \quad (13)$$

$$p'_n = \frac{Q}{2 \cdot L} - \frac{M_x}{B \cdot L} + \frac{6 \cdot M_y}{L^3} \cdot x. \quad (14)$$

Позначивши

$$\frac{Q}{2 \cdot L} + \frac{M_x}{B \cdot L} = D, \quad \frac{Q}{2 \cdot L} - \frac{M_x}{B \cdot L} = E, \quad \frac{6 \cdot M_y}{L^3} = K \quad (15)$$

маємо:

$$p'_n = D + K \cdot x \quad p'_n = E + K \cdot x \quad (16)$$

За наявності бокової сили  $P_6$  величини зміщення центрів поворотів гусениць  $a$  і  $d$  (див. рис. 1) можна визначити з умови рівноваги гусениці в поперечному напрямленні (через суму проєкцій всіх сил на

вісь  $OY$ ). Бокова сила  $P_6$  розподіляється між гусеницями пропорційно їх вертикальним навантаженням. При цьому сумарне вертикальне навантаження на гусеницях буде:

$$P_n = \frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B}, \quad P_n = \frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B}, \quad (17)$$

На ліву гусеницю діє бокова сила:

$$P_6^n = \frac{P_n}{P_n + P_n} P_6 = \left( \frac{1}{2} + \frac{M_x}{Q \cdot B} \right) \cdot P_6 \quad (18)$$

аналогічно на праву:

$$P_6^n = \frac{P_n}{P_n + P_n} P_6 = \left( \frac{1}{2} - \frac{M_x}{Q \cdot B} \right) \cdot P_6 \quad (19)$$

Отже, умова рівноваги машини в поперечному напрямку визначається системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} \mu \cdot \frac{p_1 + p_a}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + a \right) + P_6^n = \mu \cdot \frac{p_2 + p_a}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right), \\ \mu \cdot \frac{p_3 + p_d}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + d \right) + P_6^n = \mu \cdot \frac{p_4 + p_d}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} - d \right), \end{aligned} \right. \quad (20)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \mu \cdot \frac{p_1 + p_a}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + a \right) + P_6^n = \mu \cdot \frac{p_2 + p_a}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right), \\ \mu \cdot \frac{p_3 + p_d}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + d \right) + P_6^n = \mu \cdot \frac{p_4 + p_d}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} - d \right), \end{aligned} \right. \quad (21)$$

де  $p'$  – погонне навантаження у відповідних точках, згідно (18) і (19):

$$p_1' = D - K \cdot \frac{L}{2}; \quad p_3' = E - K \cdot \frac{L}{2};$$

$$p_2' = D + K \cdot \frac{L}{2}; \quad p_4' = E + K \cdot \frac{L}{2};$$

$$p_a' = D + K \cdot a; \quad p_d' = E + K \cdot d.$$

Підставивши ці значення у рівняння (24) та (25), отримаємо:

$$\left\{ \begin{aligned} K \cdot a^2 + 2 \cdot D \cdot a - K \cdot \frac{L^2}{4} + \frac{P_6^n}{\mu} = 0 \\ K \cdot d^2 + 2 \cdot E \cdot d - K \cdot \frac{L^2}{4} + \frac{P_6^n}{\mu} = 0 \end{aligned} \right. \quad (22)$$

Знаходимо корені цих рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} a = -\frac{D}{K} \pm \sqrt{\frac{D^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_6^n}{\mu \cdot K}} \\ d = -\frac{E}{K} \pm \sqrt{\frac{E^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_6^n}{\mu \cdot K}} \end{aligned} \right. \quad (24)$$

$$\left\{ \begin{aligned} a = -\frac{D}{K} \pm \sqrt{\frac{D^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_6^n}{\mu \cdot K}} \\ d = -\frac{E}{K} \pm \sqrt{\frac{E^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_6^n}{\mu \cdot K}} \end{aligned} \right. \quad (25)$$

Величини, які входять під знаки інтегралів, визначені. Моменти опору розвороту кожної гусениці знаходимо шляхом рішення (3) і (4). Перші члени рівнянь:

$$\int_0^{-\frac{L}{2}} \mu \cdot p_n' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \int_0^{-\frac{L}{2}} (D + K \cdot x) \cdot x \cdot dx = \left( D \cdot \frac{L^2}{8} - K \cdot \frac{L^3}{24} \right) \cdot \mu \quad (26)$$

$$\int_0^{-\frac{L}{2}} \mu \cdot p_n' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \int_0^{-\frac{L}{2}} (E + K \cdot x) \cdot x \cdot dx = \left( E \cdot \frac{L^2}{8} - K \cdot \frac{L^3}{24} \right) \cdot \mu \quad (27)$$

Другі члени рівнянь:

$$\int_a^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_n' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left( \frac{D}{2} \cdot \left( \frac{L^2}{4} - a^2 \right) - \frac{K}{3} \cdot \left( \frac{L^3}{8} - a^3 \right) \right); \quad (28)$$

$$\int_d^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_n' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left( \frac{E}{2} \cdot \left( \frac{L^2}{4} - d^2 \right) - \frac{K}{3} \cdot \left( \frac{L^3}{8} - d^3 \right) \right); \quad (29)$$

Треті члени рівнянь:

$$\int_0^a \mu \cdot p_n' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left( D \cdot \frac{a^2}{2} + K \cdot \frac{a^3}{3} \right) \quad (30)$$

$$\int_0^d \mu \cdot p_n' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left( E \cdot \frac{d^2}{2} + K \cdot \frac{d^3}{3} \right) \quad (31)$$

Сумарний момент опору розвороту визначається як сума моментів опору розвороту лівої і правої сторін, тобто

$$M_{op} = M_{opл} + M_{opп} \quad (32)$$

Враховуючі (30) ... (35), маємо:

$$M_{op} = \mu \cdot \left( D \cdot \left( \frac{L^2}{4} - a^2 \right) + E \cdot \left( \frac{L^2}{4} - d^2 \right) - \frac{2}{3} \cdot K \cdot (a^3 + d^3) \right) \quad (33)$$

Якщо еюра поперечних сил має трикутну форму, то момент опору повороту визначається аналогічно першому випадку:

$$M_{op} = \mu \cdot \left( D \cdot \left( \frac{L^2}{8} - a^2 + \frac{c^2}{2} \right) + E \cdot \left( \frac{L^2}{8} - d^2 + \frac{e^2}{2} \right) + \frac{K}{3} \cdot \left( \frac{L^3}{4} - a^3 - d^3 - c^3 - e^3 \right) \right) \quad (34)$$

де  $c, e$  – довжини опорних поверхонь гусениць на ділянках "передня крайня точка опорної поверхні гусениці – цент її опорної поверхні".

$$c = -\frac{1}{2} \cdot \frac{p_1 + p_2}{p_2 - p_1} \cdot L; \quad e = -\frac{1}{2} \cdot \frac{p_3 + p_4}{p_4 - p_3} \cdot L \quad (35)$$

В цьому випадку величини зміщення центрів поворотів гусениць  $a$  і  $d$  визначаються аналогічно (28), (29):

$$a = -\frac{3 \cdot D + K \cdot c}{K} \pm \sqrt{\left( \frac{3 \cdot D + K \cdot c}{4 \cdot K} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{D}{K} \cdot (c - L) + \frac{L^2}{8} - \frac{P_6^n}{\mu \cdot K}}; \quad (36)$$

$$d = -\frac{3 \cdot E + K \cdot e}{K} \pm \sqrt{\left( \frac{3 \cdot E + K \cdot e}{4 \cdot K} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{E}{K} \cdot (e - L) + \frac{L^2}{8} - \frac{P_6^n}{\mu \cdot K}} \quad (37)$$

## Висновки

Отримані залежності дозволяють визначити моменти опору розвороту двогусеничної землерийної машини в залежності від навантаження від робочого обладнання.

Таким чином, знаючи момент, що розвертає машину і момент опору розвороту, можна перевірити умову збереження курсової стійкості УЗМ, та визначити величину коефіцієнта запасу, який для забезпечення нормальної роботи машини повинен бути більше одиниці.

## Література

1. Мусійко В.Д. Обґрунтування шляхів створення універсальних роторних землерийних машин безперервної дії. / В.Д. Мусійко, В.П. Шевченко // Сб. научн. тр. Строительство. Материаловедение. Машиностроение. - 2010. - № 57. - Дн-ск: ПГАСА.
2. Мусійко В.Д. Визначення параметрів силового навантаження робочого обладнання універсальної землерийної машини. / Мусійко В.Д., Коваль А.Б. // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТ. 2012. – Вип. № 31. – С. 125-130.
3. Иванцов В.Д. Курсовая устойчивость гусеничных МТА. / Иванцов В.Д., Долгов И.А. // Тракторы и сельскохозяйственный машины. – 2005. – № 7. – С.14-15.
4. Донцов И.Е. Повышение курсовой устойчивости машино-тракторного агрегата с фронтальным орудием (ФМТА). / Донцов И.Е. // Весник КрасГАУ. Красноярск: КрасГАУ. 2008. – № 2. – С.209-215.
5. Гуськов В.В., Опейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М. – Машиностроение, 1984. – 168 с.
6. Домбровский Н.Г., Маевский А.Г., Гомозов И.М., Гилис В.М. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин. – Киев: Техніка, 1970. -192 с.

УДК 656.13

Косминський І.В.<sup>1</sup>

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЯ, ЯК ПАЛИВА ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

*АННОТАЦИЯ. В статье проанализировано использование топливных элементов при использовании в качестве топлива водорода. Приведен пример использования полностью функционального топливного элемента на тракторе NH2. Рассмотрены перспективы использования водовода как топлива будущего.*

*Ключевые слова: водород, топливный элемент, двс.*

*ANNOTATION. The article analyzes the use of fuel cells using hydrogen as fuel. An example of using a fully functional fuel cell tractor NH2. The ways to use hydrogen as a fuel of the future.*

*Keywords: hydrogen, a fuel cell engine.*

**Актуальність роботи.** Постає питання що буде, коли вичерпаються запаси нафти, вугілля й газу? Сьогодні фахівці прогнозують: у недалекому майбутньому традиційні види палива може замінити екологічно чистий і невичерпний водень. Тож для багатьох країн світу дослідження з водневої енергетики стають пріоритетними напрямками розвитку науки. Вони забезпечуються фінансуванням, як з боку держави, так і бізнесових структур. Зрозуміло, що основна мета розробки водневих технологій — зниження залежності від традиційних енергоносіїв, а головне — зменшення токсичних викидів в атмосферу від спалювання вуглеводнів.

В останні десятиліття людство серйозно заклопотане проблемами екології транспортних засобів та заміни вуглеводневого палива на альтернативне, відновлювальне. У світі використовуються сотні мільйонів автомобілів, викиди яких в атмосферу стали серйозною загрозою для здоров'я і життя людей, а ККД від спалення в них палива не перевищує 20-23%. У перспективі - повна заборона на викиди шкідливих речовин автомобілями, і тоді не можна буде обійтися без машини, яка працює на водні. Двигуном нового автомобіля має стати паливний елемент, працюючий на водні.

**Особливості роботи паливного елемента на водні.** Паливний елемент, що працює на водні, — по

суті і є водневим двигуном. Електрохімічний генератор — це пристрій для перетворення хімічної енергії на електричну. Те ж відбувається й у звичайних електричних акумуляторах, але в паливних елементах є дві важливі відмінності: по-перше, вони працюють доти, поки надходить паливо; по-друге, паливний елемент не потрібно перезаряджати.

Паливний елемент складається з багатьох десятків комірок, кожна приблизно в сантиметр завтовшки. Кожна комірка складається з двох електродів, розділених електролітом. На один електрод (анод) підводиться паливо (водень), на інший (катод) — окисник (кисень повітря). Водень тут не згорає, хімічна реакція окиснення відбувається при низькій температурі в присутності каталізатора.

Мета роботи пристрою, використовуючи цю реакцію, розділити позитивний і негативний заряди в просторі й створити між ними напругу. Тому електрод, який заповнює простір між електродами, повинен мати здатність пропускати крізь себе протони (тобто іони водню) і не пропускати електрони. На аноді водень розпадається на електрони і протони, далі протони проходять крізь шар електроліту, досягають катода і, з'єднуючись із киснем, утворюють воду. Однак у питаннях отримання якісного й недорогого електроліту наука поки що зазнає величезних труднощів. Полімерний електроліт американської

<sup>1</sup> Косминський І.В., к.т.н., доцент КНУБА.