

*М. А. ПОДРИГАЛО, Л. В. РАЗАРЬОНОВ, О. Г. ЗАКАПКО*

## ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ПЕРЕДНЬОГО ПОВОРОТНОГО МОСТУ ПРИ УСТАЛЕНОМУ РУСІ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ

У відомій науково-технічній літературі недостатню увагу приділено дослідженню динамічних процесів колісних машин із поворотним переднім мостом. Застосування на самохідному шасі переднього поворотного мосту дає змогу у порівнянні з поворотними направляючими колесами звести до мінімуму момент опору повороту та забезпечити механізоване навішування обладнання. Метою даної роботи є підвищення стійкості прямолінійного усталеного руху самохідного тракторного шасі шляхом створення стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту за рахунок зміщення осі повороту переднього мосту в напрямку поздовжньої осі машини. Досліджено умови стійкості переднього поворотного мосту при дії короткочасних збуджуючих факторів при прямолінійному усталеному русі тракторного самохідного шасі. Збуджуючим фактором може бути зіткнення на дорозі з перешкодою, нерівномірність коефіцієнтів опору руху на лівому та правому колесах переднього мосту. В деяких випадках збуджуючим фактором може бути кутове прискорення та кутова швидкість мосту у площині дороги. Визначена схема навантаження переднього поворотного мосту при дії збуджуючого кутового прискорення. Представлений розрахунок дії збуджуючих факторів на силовий гідроциліндр рульового керування. Визначено стабілізуючий момент, який виникає при зміщенні осі вертикального валу приводу переднього поворотного мосту. Виконано аналіз диференційного рівняння кругового руху переднього мосту, що виявив його стійкість при дії короткочасних збуджуючих сил при прямолінійному усталеному русі самохідного шасі.

**Ключові слова:** самохідне шасі, передній поворотний міст, стійкість, стабілізуючий момент, усталений рух

*М. PODRIGALO, L. RAZAREN OV, O. ZAKAPKO*

## ASSESSMENT OF STABILITY OF FRONT PIVOT AXLE DURING STEADY-STATE MOTION OF TRACTOR SELF-PROPELLED CHASSIS

In known scientific and technical literature, insufficient attention is paid to the study of dynamic processes of wheeled vehicles with a steering front axle. The use of front swivel axle on a self-propelled chassis makes it possible to minimize the moment of resistance to turning and reduce the wear of front wheel tires in comparison with rotary guide wheels. This modernization can provide a wider range of attachments for mechanized work equipment. The aim of this work is to increase the stability of the rectilinear steady-state motion of a self-propelled tractor chassis by creating stabilizing moments on the front pivot axle by shifting the axis of rotation of the front axle in the direction of the longitudinal axis of the machine. The stability of the rectilinear steady-state motion of a self-propelled tractor chassis is investigated when creating stabilizing moments on the front steering axle by shifting the vertical axis of rotation of the front axle in the direction of the longitudinal axis of the machine. This scientific article shows that when the steering axle moves, it is possible to reduce the lateral force on the front axle to zero, which makes it possible to reduce the moment of resistance to turning. A straight-line steady-state movement of a tractor is considered, where a violation of the stability of the front steering axle may occur during a short-term impact on an obstacle on the road. In some cases, the angular acceleration and angular velocity of the bridge in the road plane may be the exciting factor. The loading scheme of a front swing bridge under the action of an exciting angular acceleration is determined. The calculation of the effect of the exciting factors on the power steering cylinder is presented. The stabilizing moment that occurs when the axis of the vertical shaft of the front steering axle drive is displaced is determined. The differential equation of the front axle's circular motion was analyzed, which revealed its stability under the action of short-term excitatory forces in the rectilinear steady-state motion of the self-propelled chassis. An estimation of the motion of the front steering axle of a self-propelled chassis is presented, with the determined proportionality coefficients and coefficients of the differential equation, which describes the stable motion of the front steering axle in the steady-state rectilinear motion of the machine under the action of short-term disturbing forces.

**Keywords:** self-propelled chassis, front swivel axle, stability, stabilizing moment, steady-state motion

**Вступ.** Використання на тракторному самохідному шасі переднього поворотного мосту дозволяє не тільки забезпечити механізовану навіску машин і знарядь у міжосьову зону, а також покращити маневреність машини при змінній колії передніх коліс.

Стійкість руху колісної машини при традиційному способі повороту забезпечується раціональним вибором кутів встановлення передніх коліс. При цьому виникають стабілізуючі моменти, що повертають колеса у нейтральне положення при закінченні повороту чи після дії збурювального фактору [1–10].

При використанні переднього поворотного мосту теж необхідно створювати стабілізуючі моменти. Вказані моменти можуть бути створені за рахунок поздовжнього нахилу вертикального валу приводу повороту моста, а також – за рахунок зміщення осі повороту моста вздовж поздовжньої осі машини вперед відносно осі передніх коліс.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Дослідженню динаміки колісної машини з переднім поворотним мостом присвячена робота

О. А. Бобошко [1]. Отримано рівняння для бічної сили, що діє на передню ось при повороті колісної машини [1]:

$$R_{\delta} = m_T \sec \alpha \left( \operatorname{tg} \alpha \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \frac{dV_x}{dt} + V_x^2 \operatorname{tg} \alpha \frac{b + fh}{L^2} + V_x \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right) \pm R_{x1} \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

де  $m_T$  – маса трактору;

$\alpha$  – кут повороту переднього мосту;

$b$  – відстань від задньої осі машини до проекції центру мас на горизонтальну площину;

$i_z$  – радіус інерції машини відносно вертикальної осі;

$f$  – коефіцієнт опору руху передніх коліс;

$h$  – висота центру мас трактора;

$V_{x1}$  – лінійна швидкість машини відносно поздовжньої осі;

$L$  – поздовжня колісна база трактора;

$\frac{d\alpha}{dt}$  – кутова швидкість повороту переднього мосту;

$R_{к1}$  – сумарна дотична реакція дороги на передніх колесах; має знак «+» при ведених колесах і знак «-» при ведучих.

Стійкість направляючих коліс при малих коливальних відхиленнях від нейтрального положення розглянуто в дослідженні В.І. Гацько [2, 5]. Визначено умови стійкого руху. Однак у цієї роботі не розглянута умова стійкості руху переднього поворотного мосту.

Дослідженню стабілізуючих моментів на передньому поворотному мості тракторного самохідного шасі присвячена робота [3, 11]. Визначено, що за рахунок балансиру підвісу переднього мосту і різниці дотичних реакцій на передніх колесах виникає стабілізуючий момент

$$M_{\text{стаб}} = \frac{f^2 h_0 m_T}{L} \cdot \sec \alpha \operatorname{tg} \alpha \left\{ \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \cdot \left( \frac{dV_{x_1}}{dt} + \frac{2}{\sin 2\alpha} \frac{d\alpha}{dt} V_{x_1} \right) + V_{x_1}^2 \frac{b + fh}{L} + fgb \right\}, \quad (2)$$

де  $h_0$  – висота осі качання балансиру відносно опорної поверхні.

В роботі [3, 6] також визначено стабілізуючий момент, який виникає за рахунок поздовжнього нахилу вертикального валу приводу поворотного мосту (рис. 1, 2)

$$M'_{\text{стаб}} = \frac{m_T h_{01} \sin \delta}{L} \cdot \left\{ (b^2 + i_z^2 + fhb) \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{b + fh}{L} V_{x_1}^2 \operatorname{tg} \alpha + fhb \sin \alpha \right\}, \quad (3)$$

де  $d\omega_z$  – кутове прискорення трактору у площині дороги [1];

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \left( \frac{dV_{x_1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + V_{x_1} \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right). \quad (4)$$

Однак у роботах [3, 5, 11] не розглянуто вплив зміщення осі вертикального валу приводу повороту переднього мосту у напрямку поздовжньої осі на стабілізуючий момент.

#### Мета і постановка завдань дослідження.

Метою дослідження є підвищення стійкості прямолінійного усталеного руху тракторного самохідного шасі шляхом створення стабілізуючих моментів на передньому мосту за рахунок зміщення осі повороту переднього мосту в напрямку поздовжньої осі машини.

Для досягнення мети, що поставлена, необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити вплив зміщення осі вертикального валу приводу відносно осі передніх коліс на стабілізуючий момент;
- провести оцінку стійкості руху переднього мосту при усталеному прямолінійному русі.



Рисунок 1 – Самохідне шасі з переднім поворотним мостом

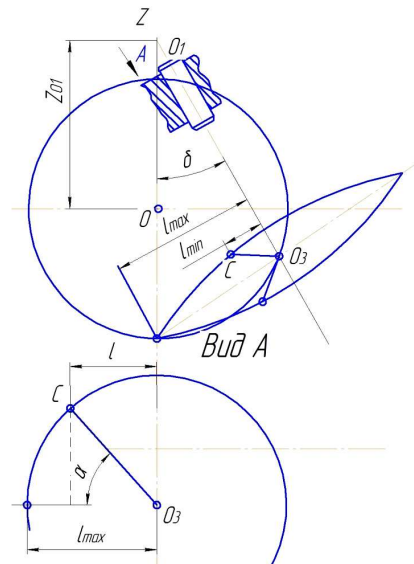


Рисунок 2 – Схема для визначення впливу поздовжнього нахилу вертикального валу на стабілізуючий момент

**Викладення основного матеріалу.** На рис. 3 наведено схему переднього поворотного мосту тракторного самохідного шасі при зміщенні осі повороту відносно осей передніх коліс.

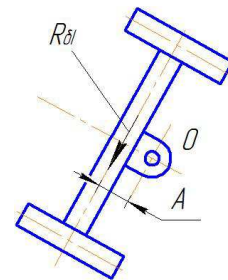


Рисунок 3 – Схема до визначення стабілізуючого моменту, що виникає за рахунок зміщення осі повороту O уперед відносно осей передніх коліс

При зміщенні осі повороту  $O$  (рис. 3) уперед відносно осі передніх коліс виникає стабілізуючий момент  $M_{\text{стаб}}$ , який з урахуванням залежності (1) має вигляд [1, 2, 3, 11]

$$M_{\text{стаб}}'' = R_{\delta_1} \cdot A = A \frac{m_T \sec \alpha}{L} \left( \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} \times \right. \\ \left. \times \operatorname{tg} \alpha + V_{x_1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + V_{x_1}^2 \operatorname{tg} \alpha \frac{b + fhb}{L^2} \right) + \\ + Am_T g f \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

де  $A$  – плече обкату переднього поворотного мосту.

При прямолінійному усталеному русі тракторного шасі  $\alpha = 0$ ;  $\frac{dV_{x_1}}{dt} = 0$ , і рівняння (5) спрощується до вигляду

$$M_{\text{стаб}}'' = R_{\delta_1} \cdot dV_{x_1} \cdot A \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad (6)$$

Сумарний стабілізуючий момент у цьому випадку

$$M_{\text{стаб}\Sigma} = M_{\text{стаб}} + M_{\text{стаб}}'' = \\ = m_T \cdot dV_{x_1} (fh_0 + A) \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad (7)$$

Як і в попередньому випадку (при створенні поздовжнього нахилу вертикального валу), сумарний стабілізуючий момент  $M_{\text{стаб}}$  пропорційний кутовій швидкості  $\frac{d\alpha}{dt}$  переднього поворотного мосту.

Оцінка стійкості переднього поворотного мосту при усталеному прямолінійному русі трактору. Аналізуючи залежності (3) і (5) для сумарного стабілізуючого моменту, можливо їх узагальнити:

$$M_{\text{стаб}\Sigma} = m_T \cdot V_{x_1} \cdot X \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \frac{d\alpha}{dt}, \quad (8)$$

де  $X$  – узагальнений конструктивний параметр стабілізації переднього поворотного мосту.

Параметр  $X$  визначається в залежності від того, як конструктивно забезпечується стабілізація переднього ведучого мосту. При відсутності поздовжнього нахилу вертикального валу і зміщення його осі на величину  $A$

$$X = fh_0. \quad (9)$$

При виконанні поздовжнього нахилу вертикального валу на кут  $\delta$ :

$$X = fh_0 + Z_{01} \sin \delta. \quad (10)$$

При зміщенні у поздовжньому напрямі осі повороту переднього мосту на величину

$$X = fh_0 + A. \quad (11)$$

При створенні кута нахилу  $\delta$  вертикального

валу приводу і зміщенні осі повороту уперед на величину  $A$

$$X = fh_0 + Z_{01} \sin \delta + A. \quad (12)$$

При прямолінійному усталеному русі трактора порушення стійкості переднього поворотного мосту може виникнути при короткочасному ударі у перепону на дорозі; в цьому випадку збуджуючим фактором може бути кутове прискорення  $\varepsilon$  та кутова швидкість  $\omega$  мосту у площині дороги.

Розглянемо схему навантаження переднього поворотного мосту при дії збуджуючого кутового прискорення  $\varepsilon_{36}$ . Величина  $\varepsilon_{36}$  збуджуючого моменту  $M_{36}$  дорівнює

$$\varepsilon_{36} = \frac{M_{36}}{J_{M_1}}, \quad (13)$$

де  $J_{M_1}$  – момент інерції переднього мосту відносно осі обертання.

Збуджуюча кутова швидкість  $\omega_{36}$  може бути визначена через збуджуюче кутове прискорення  $\varepsilon_{36}$  наступним виразом:

$$\omega_{36} = \varepsilon_{36} \cdot \Delta\tau_p, \quad (14)$$

де  $\Delta\tau_p$  – час запізнення реакції системи на збуджуючий фактор.

При прямолінійному усталеному русі самохідного шасі силовий гідроциліндр рульового керування виконує роль рідинної пружини, характеристика якої відповідає залежності

$$P_{\text{гц}} = \frac{\pi}{4} d^2 \left( \frac{D^2}{d^2} - 1 \right) p_1 + \frac{\pi}{4} d^2 \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \right) \cdot \frac{\varepsilon_{\text{рід}}}{H} X_1, \quad (15)$$

де  $d, D$  – діаметри штока та циліндру;

$\varepsilon_{\text{рід}}$  – модуль об'ємної пружності рідини;

$H$  – хід штоку гідроциліндру;

$p_1$  – тиск рідини в гідроциліндрі [4] при прямолінійному русі трактора, де остаточний тиск можна прийняти  $p_1 = 0$ .

Залежність (15) подамо у вигляді

$$P_{\text{гц}} = C_{\text{гц}} X_1, \quad (16)$$

де  $X_1$  – лінійне переміщення штоку гідроциліндру;  $C_{\text{гц}}$  – жорсткість рідини гідроциліндру,

$$C_{\text{гц}} = \frac{\pi}{4} d^2 \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \right) \cdot \frac{\varepsilon_{\text{рід}}}{H}. \quad (17)$$

Рівняння динаміки повороту переднього мосту при прямолінійному усталеному незбудженому русі має вигляд

$$J_{M_1} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = M_{36} + M_{\text{гц}} + M_{\text{оп}}. \quad (18)$$

У випадку, що розглядається

$$M_{\text{оп}} = M_{36}. \quad (19)$$

Рівняння (18) можливо записати у вигляді

$$J_{M_1} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + K_1 \frac{d\alpha}{dt} + K_2 \Delta \alpha = M_{зб}, \quad (20)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт пропорційності між кутовою швидкістю повороту переднього мосту та моментом  $M_{стаб\Sigma}$ ;

$K_2$  – коефіцієнт пропорційності між зміною кута повороту переднього мосту та моментом  $M_{гц}$ .

Коефіцієнти  $K_1$  і  $K_2$  можуть бути визначені наступним чином:

$$K_1 = m_T \cdot V_{x_1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} X, \quad (21)$$

$$K_2 = C_{гц} R_{гц}, \quad (22)$$

де  $R_{гц}$  – плече дії зусилля гідроциліндру.

Поділивши ліву та праву частину рівняння (20) на  $J_{M_1}$ , отримаємо

$$a_0 \frac{d^2 \Delta \alpha}{dt^2} + a_1 \frac{d\Delta \alpha}{dt} + a_2 \Delta \alpha = \varepsilon_{зб}, \quad (23)$$

де

$$a_0 = 1, \quad (24)$$

$$a_1 = \frac{K_1}{J_{M_1}}; \quad (25)$$

$$a_2 = \frac{K_2}{J_{M_1}}. \quad (26)$$

Проведемо оцінку руху переднього поворотного мосту у формі Рауса-Гурвіца. Створимо таблицю Рауса з коефіцієнтів диференціального рівняння (23):

$a_0$	$a_2$	$a_4$
$a_1$	$a_3$	$a_5$
$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$
$a_{21}$	$a_{22}$	$a_{23}$

Коефіцієнти  $a_{11}$  і  $a_{21}$  розраховуємо за правилом Рауса

$$a_{11} = \frac{a_1 a_2 - a_0 a_3}{a_1}. \quad (27)$$

При цих розрахунках відсутні коефіцієнти дорівнюють 0. Тому при  $a_3 = 0$  маємо

$$a_{11} = a_2 > 0. \quad (28)$$

Далі

$$a_{21} = \frac{a_{11} a_3 - a_1 a_{12}}{a_{11}}. \quad (29)$$

При  $a_{12} = 0$

$$a_{21} = 0. \quad (30)$$

Оскільки  $a_0 > 0$ ,  $a_1 > 0$ ,  $a_2 > 0$ , диференціальне рівняння (23) також стійке та описує стійкий рух

переднього поворотного мосту при усталеному прямолінійному русі трактору.

Таким чином, при прямолінійному і усталеному русі передній міст зберігає стійкість при дії короткочасних збуджуючих впливів.

При оцінці стійкості руху переднього поворотного мосту важливо у подальшому визначити умови стійкості і провести оцінку тривалості збуреного руху при дії випадкових короткочасних збуджуючих факторів. Для цього потрібно проаналізувати характер процесу в часі та визначити вплив різноманітних параметрів.

Рівняння (23) є неоднозначним диференціальним рівнянням другого порядку. Його розв'язок складається з загального рішення (усіченого) рівняння  $\overline{\Delta \alpha}$  та часткового рішення  $(\Delta \alpha)_0$ .

Усічене рівняння

$$\frac{d^2 \Delta \alpha}{dt^2} + a_1 \frac{d\Delta \alpha}{dt} + a_2 \Delta \alpha = 0. \quad (31)$$

Додаткове чи характеристичне рівняння

$$k^2 + a_1 k + a_2 = 0. \quad (32)$$

Корені характеристичного рівняння

$$k_{1,2} = -\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}. \quad (33)$$

Для того, щоб збуджений рух загашувався, необхідно мати комплексні корені характеристичного рівняння (33). Це можливо при виконанні умови

$$\frac{a_1^2}{4} - a_2 < 0. \quad (34)$$

Або, після підстави до нього виразів для  $a_1$  та  $a_2$  у рівняння (25) і (26), отримаємо

$$\frac{k_1^2}{k_2} < 4J_{M_1}. \quad (35)$$

З умовою рівнянь (21) та (22) вираз (35) прийме вигляд

$$m_T^2 \cdot V_{x_1}^2 \frac{(b^2 + i_z^2 + fhb)^2}{C_{гц} R_{гц} L^4} X^2 < 4J_{M_1}. \quad (36)$$

Звідки отримаємо

$$X < \frac{2L^2}{m_T \cdot V_{x_1} (b^2 + i_z^2 + fhb)^2} \cdot \sqrt{J_{M_1} C_{гц} R_{гц}} \quad (37)$$

або

$$fh_0 + Z_{01} \sin \delta + A < \frac{2L^2 \sqrt{J_{M_1} C_{гц} R_{гц}}}{m_T \cdot V_{x_1} (b^2 + i_z^2 + fhb)}. \quad (38)$$

Умова (38) визначає коливальний збурений рух. Для того, щоб коливання загашувалися, необхідно мати  $a_1 > 0$ . При цьому, чим більше відношення

$\frac{K_1}{2J_{M_1}}$ , тим швидше будуть гаситися коливання.

Загальний розв'язок усіченого рівняння (31) має набути вигляд (при виконанні умови (38))

$$\Delta a = \exp\left(\frac{K_1}{2J_{M1}}\right) \left( \begin{array}{l} C_1 \cos\left(\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} t\right) + \\ + C_2 \sin\left(\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} t\right) \end{array} \right), \quad (39)$$

де  $C_1$  і  $C_2$  – постійні інтегрування.

Для знаходження часткового розв'язку  $(\Delta\alpha)_0$  використаємо метод невизначених коефіцієнтів. Формула для  $(\Delta\alpha)_0$  з урахуванням правої частини (23) буде мати вигляд

$$(\Delta a)_0 = At^2 + Bt + C. \quad (40)$$

З рівняння (40)

$$(\Delta a)_0 = 2At + B, \quad (41)$$

$$(\Delta a)_0 = 2A. \quad (42)$$

Отримані вирази для  $(\Delta\alpha)_0$ ;  $(\Delta\alpha)_0$ ;  $(\Delta\alpha)_0$  підставимо у неоднорідне диференціальне рівняння (23). В цьому випадку

$$2A + a_1(2At + B) + a_2(At^2 + Bt + C) = \varepsilon_{36}, \quad (43)$$

або

$$a_2At^2 + (2a_1A + a_2B)t + 2A + a_1B + a_2C = \varepsilon_{36}. \quad (44)$$

Створюємо систему рівнянь

$$\begin{cases} a_2A = 0 \\ 2a_1A + a_2B = 0 \\ 2A + a_1B + a_2C = \varepsilon_{36} \end{cases}. \quad (45)$$

З системи рівнянь (45) отримаємо:  $A = 0$ ;  $B = 0$ ;  $C = \frac{\varepsilon_{36}}{a_2}$ .

Таким чином, рівняння збуреного руху має вигляд

$$\Delta a = \overline{\Delta a} + (\Delta a)_0 = \frac{\varepsilon_{36} J_{M1}}{K_2} + \exp\left(\frac{K_1}{2J_{M1}} t\right) \times \left( \begin{array}{l} C_1 \cos\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right) + \\ + C_2 \sin\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right) \end{array} \right). \quad (46)$$

При  $t = 0$  величина  $\Delta\alpha = 0$ :

$$0 = \frac{\varepsilon_{36} J_{M1}}{K_2} + C_1. \quad (47)$$

Звідки обираємо

$$C_1 = -\varepsilon_{36} \frac{J_{M1}}{K_2}. \quad (48)$$

Похідна функції (46)

$$\frac{d\Delta a}{dt} = \exp\left(-\frac{K_1}{2J_{M1}} t\right) \left( \begin{array}{l} \sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} \left( \begin{array}{l} \varepsilon_{36} \frac{J_{M1}}{K_2} \times \\ \times \sin\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right) \end{array} \right) + \\ + C_2 \cos\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right) + \frac{K_1}{2J_{M1}} \times \cos\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right) - \\ - C_2 \sin\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right) \end{array} \right) \quad (49)$$

при  $t = 0$ ,  $\frac{d\Delta a}{dt} = 0$ . Тоді

$$0 = \sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} \cdot C_2 + \varepsilon_{36} \frac{K_1}{2K_2}. \quad (50)$$

Звідки отримаємо

$$C_2 = -\varepsilon_{36} \frac{K_1 / 2K_2}{\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}}}. \quad (51)$$

Таким чином, остаточно рівняння (46) прийме вигляд

$$\Delta a = \frac{\varepsilon_{36} J_{M1}}{K_2} \left(1 - \exp\left(-\frac{K_1}{2J_{M1}} t\right)\right) \times \left( \begin{array}{l} \cos\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right) + \\ \frac{\sin\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4J_{M1}^2} - \frac{K_2}{J_{M1}}} t\right)}{\sqrt{1 - 4\frac{K_2}{K_1^2} J_{M1}}} \end{array} \right). \quad (52)$$

Аналіз рівняння (49) показує, що кутове збурення переднього поворотного мосту пропорційне кутовому збуренню  $\varepsilon_{36}$  та відношенню  $\frac{J_{M1}}{K_2}$ . Як видно, зі зростанням часу права частина рівняння (52) прагне до нуля. Рівняння (52) є рівнянням загасаючих коливань.

### Висновки

1. В результаті дослідження, що проведено, визначено стабілізуючий момент, який виникає при зміщенні осі вертикального валу приводу переднього поворотного мосту.

2. Аналіз диференціального рівняння динаміки кругового руху переднього мосту виявив його стійкість при дії короткочасних збуджуючих впливів при прямолінійному сталому русі тракторного

## Список літератури

1. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.22.02. Харків, 2002. 20с.
2. Гацько В.І. Вплив експлуатаційних факторів на керуваність вантажного автомобіля при сталому русі: автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.22.02. Харків, 2015. 20 с.
3. Подригало М.А., Закапко О.Г. Дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту тракторного самохідного шасі. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних сил. 2021. Вип. 4(70). С. 89–94.
4. Аврун Г.А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
5. Гацько В.І. Влияние конструктивных параметров на устойчивость и управляемость автомобиля при установившемся прямолинейном движении. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал. Луганськ, 2013. № 15 (204). Частина 2. С. 254–259.
6. Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko, (2021). Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames. 20<sup>th</sup> International Scientific Conference Engineering for rural development 26-28.05.2021. Jelgava, Latvia, pp. 457–463.
7. Fogkenbrock G., Devin E. An Assessment of Human Driver Steering Capability [Электронный ресурс] / G. Fogkenbrock, E. Devin. NHTSA Technical Report, DOT HS 809875, 2005. Режим доступа. к жур. : http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/vrtc/ca/capubs/HTSA\_forkenbrog\_driversteeringcapabilityrpt.pdf
8. В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно та ін. Автомобілі. Стійкість: монографія. Луганськ : Вид-во «Ноулідж», 2013. 176 с.
9. Прогній П.Б. До аналізу стійкості автопоїзда у гальмівному режимі. Вісник національного транспортного університету. 2013. Випуск 27. С. 299–305.
10. Подригало М.А. [та ін.]. Керуваність та стійкість тракторів і тракторних поїздів: монографія/ Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2018. 275 с.
11. Подригало М. А., Бобошко О. А., Разарьонов Л. В., Закапко О. Г., Зінченко О. І., Краснокутський В. М. Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія:

## References (transliterated)

1. Boboshko O.A. Pdivyshchennia manevrenosti kolisnykh traktoriv i samokhidnykh shasi: avtoreferat dysertatsii kandydata tekhnichnykh nauk: 05.22.02. Kharkiv, 2002. 20 p.
2. Hatsko V.I. Vplyv ekspluatatsiinykh faktoriv na kerovanist vantazhnoho avtomobilia pry stalomu rusi: avtoreferat dysertatsii kandydata tekhnichnykh nauk: 05.22.02. Kharkiv, 2015. 20 p.
3. Podryhalo M.A., Zakapko O.H. (2021). Doslidzhennia stabilizuiuchykh momentiv na perednomu povorotnomu mostu traktornoho samokhidnoho shasi. Zbirnyk naukovykh prats Kharkivskoho natsionalnoho universytetu Povitrianykh syl, vol. 4(70), pp. 89–94.
4. Avrunin H.A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. (2016). Hidravlichne obladnannia budivelynykh ta dorozhnykh mashyn: pidruchnyk. Kharkiv: KhNADU, 438 p.
5. Hatsko V.Y. (2013). Vliyanye konstruktivnykh parametrov na ustoychivost y upravliayemost avtomobilya pry ustanovyvshemsia priamolyneinom dvyzhenyy. Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia. Naukovyi zhurnal. Luhansk, no. 15 (204), chastyna 2, pp. 254–259.
6. Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko, (2021). Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames. 20<sup>th</sup> International Scientific Conference Engineering for rural development 26-28.05.2021. Jelgava, Latvia, pp. 457–463.
7. Fogkenbrock G., Devin E. (2005). An Assessment of Human Driver Steering Capability [Электронный ресурс]. NHTSA Teshnisaal Rerort, DOT NS 809875, Rezhym dostupa. k zhur. : http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/vrtc/ca/capubs/HTSA\_forkenbrog\_driversteeringcapabilityrpt.pdf.
8. Verbytskyi V.H., Sakhno V.P. [ta in]. (2013). Avtomobili. Stiikist: monohrafiia. Luhansk : Vyd-vo «Noulidzh», 176 p.
9. Prohniy P.B. (2013). Do analizu stiikosti avtopoizda u halmivnomu rezhymi. Visnyk natsionalnoho transportnoho universytetu, vol. 27, pp. 299–305.
10. Podryhalo M.A. [ta in.]. (2018). Kerovanist ta stiikist traktoriv i traktornykh poizdiv: monohrafiia. Kharkiv: KhNTUSH im. P. Vasylenka. 275 p.
11. Podryhalo M. A., Boboshko O. A., Razaronov L. V., Zakapko O. H., Zinchenko O. I., Krasnokutskiy V. M. (2020). Otsinka lehkosti keruvannia perednim povorotnym mostom perspektyvnoho traktornoho samokhidnoho shasi. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «ХПІ». Seriia: Mashynoznavstvo ta SAPR, no. 2, pp. 84–89.

Надійшла (received) 24.02.2023

## Відомості про авторів / About the Authors

**Подригало Михайло Абович / Podrigalo Mikhailo** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

**Разарьонов Леонід Володимирович / Razarenov Leonid** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: lrazarenof@gmail.com

**Закапко Олександр Григорович / Zakapko Olexander** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6934-2568>, e-mail: Zakapko13@ukr.net