

## Теоретичні дослідження процесу агрегатування технологічного модуля з мобільним енергетичним засобом

Наведено теоретичні дослідження динамічних показників процесу агрегатування технологічного модуля з мобільним енергетичним засобом під час гальмування технологічного модуля в початковому положенні.

**Ключові слова:** агрегатування, мобільний енергетичний засіб (МЕЗ), пристрій для агрегатування, конструкційні параметри.

**Суть проблеми.** Перш ніж створити машинно-тракторний агрегат (МТА), необхідно дослідити вплив основних конструкційних параметрів технологічного модуля (ТМ) та експлуатаційні параметри МЕЗ, зокрема щодо його статичної поздовжньої стійкості в момент гальмування ТМ у початковому положенні під час переміщення пристрою для агрегатування з рами МЕЗ.

Пік навантажень на осі МЕЗ під час агрегатування припадає саме на це початкове положення [2], тому що під час гальмування відбувається гальмування ТМ, який набув певної швидкості. Миттєва зупинка його у початковому положенні може призвести до втрати статичної стійкості МЕЗ під час агрегатування, що призводить до небажаних наслідків (перевертання, пошкодження МЕЗ та ТМ тощо).

**Мета досліджень** – вивчити вплив параметрів ТМ на статичну поздовжню стійкість МЕЗ під час агрегатування.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідженням динамічних показників процесу агрегатування начіпних сільськогосподарських машин присвячено праці Г.Л. Кальбуса [3, 4]. Автор досліджував підняття ТМ з робочого в транспортне положення для МЕЗ класичної конструкційно-компонувальної схеми із заднім начіпним пристроєм. Для дослідження динамічних показників процесу агрегатування ТМ на рамі МЕЗ за допомогою пристрою для агрегатування [1] необхідно удосконалити отримані вищеназваним автором теоретичні викладки [3, 4].

Дослідженню процесу агрегатування самохідного шасі з ТМ на рамі приділялось мало уваги через відсутність подібних систем для агрегатування на рамі МЕЗ, які передбачають підняття ТМ від опорної поверхні з подальшим перевертанням в поздовжньо-вертикальній площині.

**Виклад основного матеріалу.** Самохідне шасі обладнується пневматичними шинами, які є пружними елементами. Начіпний ТМ з'єднаний з МЕЗ також за допомогою пружного елемента – гідроциліндра пристрою для агрегатування. Отже, під дією динамічних сил, МЕЗ з ТМ буде здійснювати коливання як багатомасова пружна система.

Для спрощення вирішення задачі коливання багатомасової системи зробимо припущення, які поля-

гають у заміні пружної передньої опори МЕЗ (передніх пневматичних шин) на шарнір, вважаючи в подальшому, що коливання МЕЗ здійснюються навколо цього шарніра [3]. Таке спрощення дає можливість представити МЕЗ з пристроєм для агрегатування та ТМ як пружну систему з двома ступенями свободи (рис. 1).

Перший ступінь свободи – обертання рами МЕЗ навколо нерухомого шарніра ( $\varphi_1$ ), другий – обертання пристрою для агрегатування з ТМ навколо нерухомого шарніра ( $\varphi_2$ ).

З метою спрощення складання диференціальних рівнянь було прийнято припущення, викладені в праці [2]. Прийняті спрощення істотно не впливають на точність фактичного розрахунку, однак спрощують, у деякій мірі, теоретичні дослідження.

Для аналізу процесів, які відбуваються під час гальмування пристрою для агрегатування з ТМ у початковому положенні, що переміщується з рами МЕЗ, складено систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = -G_1 \cdot r_1 \cdot \cos \delta_1 - C_1 \cdot L^2 \cdot \varphi_1 - v_1 \cdot L^2 \cdot \frac{d \varphi_1}{dt} + \\ + C_2 \cdot c^2 \cdot \sin(\beta_2 - \psi) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + v_2 \cdot c^2 \cdot \sin(\beta_2 - \psi) \cdot \left( \frac{d \varphi_2}{dt} - \frac{d \varphi_1}{dt} \right); \\ J_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = G_2^z \cdot r_2 \cdot \cos \delta_2 - C_2 \cdot r_3^2 \cdot \cos \left( \beta_1 - \frac{\pi}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - \\ - v_2 \cdot r_3^2 \cdot \cos \left( \beta_1 - \frac{\pi}{2} \right) \cdot \left( \frac{d \varphi_2}{dt} - \frac{d \varphi_1}{dt} \right); \end{cases}$$

де  $J_1, J_2$  – приведений момент інерції мас  $m_1$  та  $m_2$ , кг · м<sup>2</sup>;  $G_1, G_2^z$  – вага мас  $m_1$  та  $m_2$ , Н;  $r_1, r_2$  – відстані від осі обертання до центра ваги мас  $m_1$  та  $m_2$ , м;  $\delta_1, \delta_2$  – початкові кути розміщення мас  $m_1$  та  $m_2$ , рад;  $c$  – відстань між віссю обертання пристрою для агрегатування та задньою опорою гідроциліндра, м;  $\beta_2$  – кут між променем, на якому виміряна відстань  $c$  та віссю симетрії гідроциліндра, рад;  $\psi$  – кут між променем, на якому виміряна відстань  $c$ , та горизонталлю, рад;  $C_1, C_2$  – лінійна жорсткість шин та гідросистеми, Н/м;  $v_1, v_2$  – лінійне демпфування шин та гідросистеми, Н · с/м;  $r_3$  – відстань від осі обертання пристрою для агрегатування та кріпленням передньої опори гідроци-

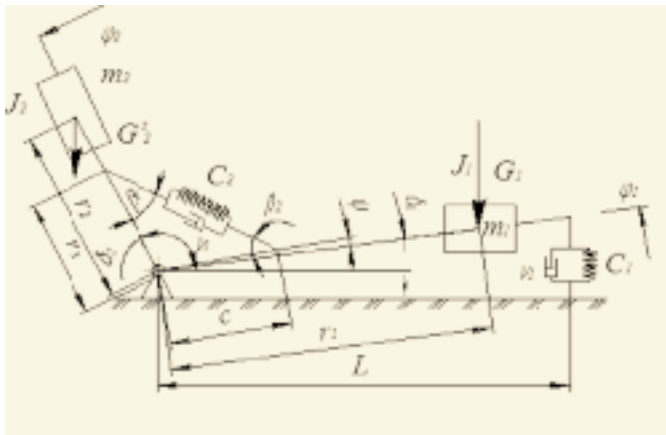


Рис. 1 – Схема сил, які діють на МЕЗ ( $m_1$ ) та ТМ ( $m_2$ ) під час гальмування ТМ у початковому положенні

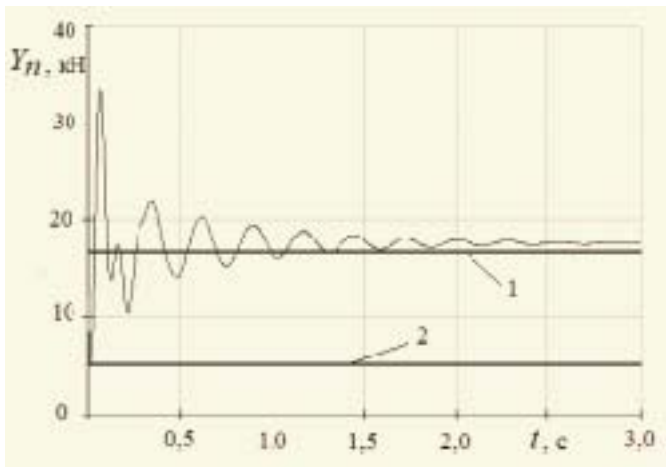


Рис. 2 – Зміна навантаження на передню вісь самохідного шасі під час гальмування ТМ: 1 – граничне максимальне значення навантаження (15,8 кН) [6]; 2 – граничне мінімальне значення навантаження (5,1 кН) [7]

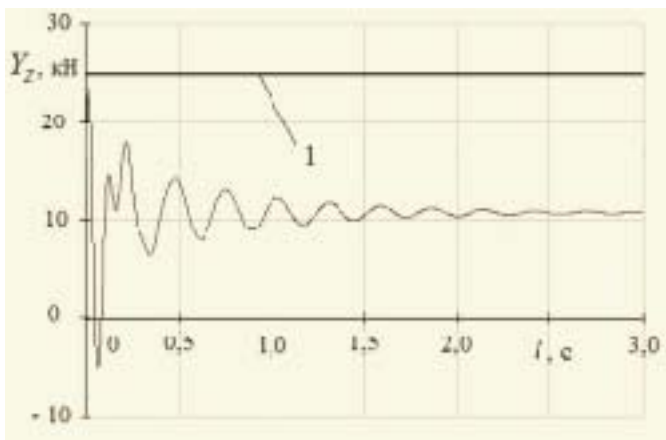


Рис. 3 – Зміна навантаження на задню вісь самохідного шасі під час гальмування ТМ: 1 – граничне максимальне значення навантаження (24,8 кН) [6]

ліндра, м;  $\beta_1$  – кут між  $r_3$  та віссю симетрії гідроциліндра, рад;  $L$  – база МЕЗ, м.

У результаті розв'язку системи диференціальних рівнянь отримано значення прискорень  $\varepsilon_1$  маси  $m_1$ , що дає можливість визначити зміну навантажень на задню та передню осі МЕЗ, використовуючи відомі залежності [5].

Теоретичні дослідження математичної моделі,

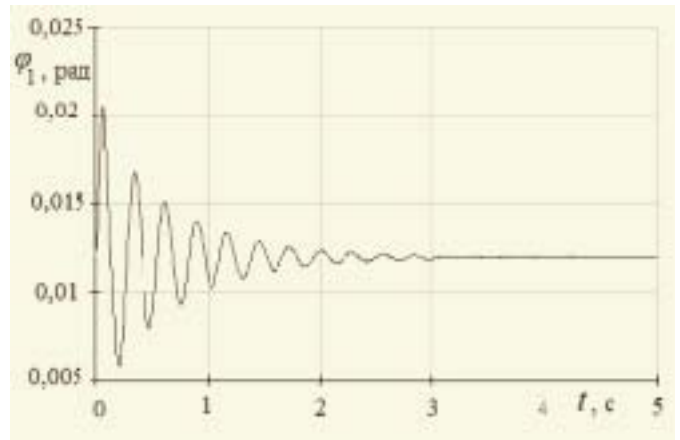


Рис. 4 – Зміна кута  $\varphi_1$  під час гальмування ТМ в початковому положенні

вираженої системою диференціальних рівнянь, проводили для самохідного шасі типу Т-16МГ. Їх результати наведено на рис. 2-4.

За 0,1 с навантаження на передню вісь сягає 33,6 кН (рис. 2), що може призвести до руйнування шин передніх коліс, а навантаження на задню вісь змінюється від 23,0 кН до мінус 5,0 кН (рис. 3), що на практиці супроводжується відривом задніх коліс від опорної поверхні. Це пояснюється великою інерційністю системи (маса ТМ та пристрою для агрегування становить  $G_2^z = 10,2$  кН).

Дані про відрив задніх коліс також можна зафіксувати, досліджуючи значення кута  $\varphi_1$  (рис. 4). Для самохідного шасі Т-16МГ значення кута  $\varphi_1$  під час відриву задніх коліс від опорної поверхні має бути більшим 0,095 рад ( $5^\circ 30'$ ). У нашому випадку максимальне значення кута  $\varphi_1$  становить 0,02 рад. Це означає, що відриву коліс від опорної поверхні не відбувається.

Отже, відриву задніх коліс самохідного шасі від опорної поверхні при значеннях основних конструкційних параметрів ТМ, обґрунтованих для самохідного шасі Т-16МГ ( $G_2^z = 10,2$  кН,  $r_2 = 0,91$  м) [2]) спостерігатись не буде.

**Висновки.** Теоретичні дослідження дають можливість отримати розрахункові значення основних конструкційних параметрів ТМ для агрегування на рамі МЕЗ. Як видно з розрахунків, для самохідного шасі типу Т-16МГ основні конструкційні параметри ТМ ( $G_2^z = 10,2$  кН,  $r_2 = 0,91$  м) не перевантажують шин передніх коліс та не порушують його статичну поздовжню стійкість під час агрегування.

## Список літератури

1. Пат. № 82744 України, МПК (2006) B01B 63/10, B 60 P1/64 Начіпний пристрій енергозасобу / Г.В. Шкарівський, С.П. Погорілий, А.П. Понуровський, М.М. Лободко, В.Г. Присяжний, С.І. Михайличенко, Р.В. Оляднічук (Україна) – № а200607029; заяв. 23.06.2006; опубл. 16.10.2006, Бюл. № 10. – 4 с.

2. Погорілий С.П. Дослідження динамічних показників процесу агрегування технологічного модуля з мобільним енергетичним засобом // Механізація та електрифікація сільського господарства : міжвідомчий

тематичний науковий збірник. – 2012. – Вип. 96. – С. 422-428.

3. Кальбус Г.Л. Исследование динамических явлений в навесных тракторных агрегатах// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай. – 1966. – Вип. 5. – С. 64–84.

4. Кальбус Г.Л. Теоретическое и экспериментальное исследование работы навесных систем тракторов: автореф. дис. ... док. техн. наук; УСХА. – Киев, 1966. – 48 с.

5. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1972. – 478 с.

6. ДСТУ 4140 – 2002 / ГОСТ 7463 – 2003. Шини пневматичні для тракторів та сільськогосподарських машин: технічні умови.

7. ДСТУ 2189 – 93. Машины сільськогосподарські навесні та причіпні. Загальні вимоги безпеки.

**Аннотація.** *Приведены теоретические исследования динамических показателей процесса агрегатирования технологического модуля с мобильным энергетическим средством во время торможения технологического модуля в начальном положении.*

**Summary.** *Theoretical researches of dynamic indexes of process of unitization of the technological modules are resulted with a mobile power mean during braking of the technological module in initial position.*

Стаття надійшла до редакції 21 квітня 2015 р.