

ник може внести 10% зміну у величину бази, не впливаючи на обмеження за класифікаційними ознаками і не вносячи істотних змін до схеми трансмісії та довжини вантажної платформи.

У роботі проведено аналіз неоднозначного впливу зміни величини колісної бази на стійкість руху колісної машини у різних режимах руху. Надано рекомендації щодо вибору бази.

### Перелік посилань

1. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – К.: КВІЦ, 2004. – 174 с: іл.
2. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: навч. посібник / Є.Ю. Форнальчик, М. С. Оліскевич, О. Л. Мاستикаш, Р. А. Пельо. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с.
3. Road Vehicle Dynamics/Rao V. Dukkipati, Jian Pang, Mohamad S. Qatu, Gang Sheng, Zuo Shuguang, SAE International 2008. –874р.
4. Лудченко, О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління: підручник / О. А. Лудченко. – К.: Знання-Прес, 2004. – 478 с.: іл.

Коряк Олександр Олексійович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, alexanderalexkor@gmail.com

### РІВНЯННЯ РУХУ ШАРНІРА НЕРІВНИХ КУТОВИХ ШВИДКОСТЕЙ

Шарнір нерівних кутових швидкостей (шарнір Гука) отримав широке розповсюдження завдяки простоті і надійності конструкції. Він використовується для передачі обертального руху в приводах різноманітних механізмів, вали яких розташовані під деяким кутом, а також, якщо міжосьовий кут передачі  $\alpha$  змінюється в процесі роботи.

При дослідженнях динамічних процесів, які відбуваються в механічних передачах з використанням шарніра нерівних кутових швидкостей, зазвичай вдаються до деяких припущень. Наприклад, не враховують масово-інерційні параметри хрестовини і особливості її руху. Такий підхід цілком виправданий при розрахунках тихохідних передач, зважаючи на відносно незначну масу хрестовини. Проте, при точних розрахунках швидкохідних передач таке спрощення може призвести до суттєвої похибки.

Складемо рівняння руху шарніра Гука, враховуючи масово-інерційні і кінематичні характеристики його хрестовини.

На рис. 1 представлена схема шарніра нерівних кутових швидкостей. Прямокутні декартові системи координат, – нерухомі  $Ox_1y_1z_1$  і  $Ox_3y_3z_3$ , в яких напрямки осей ординат  $Oy_1$   $Oy_3$  збігаються з напрямками відповідних векторів

$\bar{\omega}_1$  і  $\bar{\omega}_3$  кутових швидкостей ланок 1 і 3, а також рухома  $Ox_2y_2z_2$ , пов'язана з хрестовиною 2, мають загальний початок координат (т.  $O$ ), розташований в центрі хрестовини.

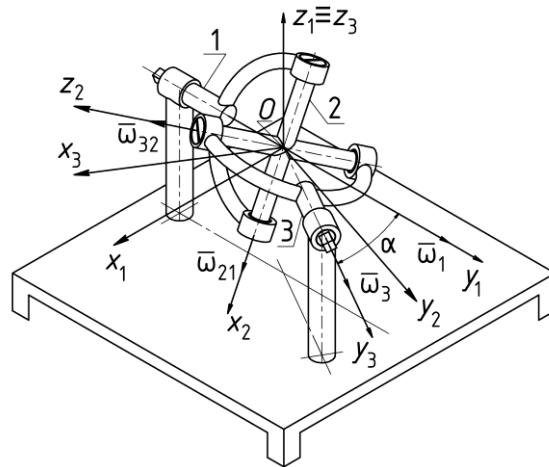


Рисунок 1 – Схема шарніра нерівних кутових швидкостей

Для отримання рівняння руху шарніра Гука скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду. Візьмемо у якості узагальненої координати кут повороту вхідної ланки, тобто,  $q=\varphi_1$ . Відлік кута повороту вхідної ланки будемо вести від положення, в якому вилка вхідного вала лежить в площині, в якій містяться осі валів 1 і 3. Враховуючи сказане, запишемо рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1}, \quad (1)$$

де  $E$  – кінетична енергія механізму;

$\dot{\varphi}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$  – кутова швидкість ведучої ланки;

$Q_{\varphi_1}$  – узагальнена сила.

Кінетична енергія шарніра нерівних кутових швидкостей

$$E = E_1 + E_2 + E_3, \quad (2)$$

де  $E_1$  – кінетична енергія вхідної ланки;

$E_2$  – кінетична енергія хрестовини;

$E_3$  – кінетична енергія вихідної ланки.

Кінетична енергія вхідної ланки

$$E_1 = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2, \quad (3)$$

де  $I_1$  – момент інерції вхідної ланки відносно осі  $Oy_1$ .

В хрестовині 2, зображеної на рис. 1, осі рухомої системи координат  $Ox_2y_2z_2$  співпадають з її головними центральними осями інерції, моменти інерції відносно яких позначимо  $I_{2x2}$ ,  $I_{2y2}$  і  $I_{2z2}$  відповідно. Тоді, кінетична енергія хрестовини [1]

$$E_2 = \frac{I_{2y2}\dot{\varphi}_1^2}{2} \left[ k_I \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} + \frac{\cos^2 \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} + k_I \frac{\sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \right], \quad (4)$$

де  $k_I = I_{2x2}/I_{2y2} = I_{2z2}/I_{2y2}$  – коефіцієнт, який пов'язує моменти інерції хрестовини відносно різних осей.

Кутова швидкість  $\dot{\varphi}_3$  вихідної ланки

$$\dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_1 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}. \quad (5)$$

Враховуючи (5), кінетична енергія вихідної ланки

$$E_3 = \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_1^2 \frac{\cos^2 \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2}, \quad (6)$$

де  $I_3$  – момент інерції вихідної ланки відносно осі  $Oy_3$ .

Знайдемо узагальнену силу  $Q_{\varphi_1}$ , яка відповідає узагальненій координаті  $\varphi_1$  і заданим силам. Такими силами є прикладені до вхідної 1 і вихідної 3 ланки пари сил з моментами  $T_1$  і  $T_3$ , які є, відповідно, крутним моментом рушійних сил і моментом сил опору.

Надамо куту  $\varphi_1$  приріст  $\delta\varphi_1$  і складемо суму елементарних робіт заданих сил на цьому можливому переміщенні. Беручи до уваги, що робота крутного моменту  $T_3$  від'ємна, а також враховуючи (5), узагальнена сила

$$Q_{\varphi_1} = \frac{\delta A_{\varphi_1}}{\delta \varphi_1} = T_1 - T_3 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}. \quad (7)$$

Враховуючи (1), (2), (3), (4), (6), (7) отримаємо рівняння руху шарніра нерівних кутових швидкостей

$$\begin{aligned}
& \ddot{\varphi}_1 \left\{ I_1 + I_{2y2} \left[ k_I \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} + \frac{\cos^2 \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} + \right. \right. \\
& \left. \left. + k_I \frac{\sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \right] + \frac{I_3 \cos^2 \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \right\} + \frac{\dot{\varphi}_1^2 \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cdot \sin 2\varphi_1}{2(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \times \\
& \times \left[ I_{2y2} \left( k_I - k_I \frac{1 + \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} - 1 \right) - I_3 \frac{2}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \right] = \\
& = T_1 - T_3 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}.
\end{aligned} \quad (8)$$

Якщо знехтувати масою хрестовини, прийнявши  $I_{2y2}=0$ , рівняння руху (8) набуде вигляду

$$\begin{aligned}
& \ddot{\varphi}_1 \left( I_1 + I_3 \frac{\cos^2 \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \right) - \dot{\varphi}_1^2 I_3 \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cdot \sin 2\varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^3} = \\
& = T_1 - T_3 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}.
\end{aligned} \quad (9)$$

### Перелік посилань

1. Коряк О. О. Визначення кінетичної енергії хрестовини шарніра Гука / Матеріали Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців», 19-21 жовтня 2022 р. – Харків. ХНАДУ. – С. 178-181.

Молодан Андрій Олександрович, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри технології машинобудування та ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету;

Артёмов Микола Прокопович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві факультету мехатроніки та інжинірингу, Державний біотехнологічний університет;

Пушкаренко Олег Юрійович, аспірант кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві факультету мехатроніки та інжинірингу, Державний біотехнологічний університет

### ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ В РЕЖИМАХ ІЗ ВІДКЛЮЧЕННЯМ ЦИЛІНДРІВ

Підвищення ефективності роботи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) у сучасних умовах експлуатації є надзвичайно актуальним завданням, зважаючи на