

по чотири системи з 6 рівнянь (крім четвертої представленої п'ятьма рівняннями).

Перша група рівнянь для дослідження, власних вільних крутильних коливань валів трансмісії на всіх чотирьох передачах представлена чотирма системами з шести однорідних диференціальних рівняннями руху другого порядку.

Друга група неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку для дослідження амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) відрізняється від першої наявністю змущеної сили $P(t)$ у першому рівнянні системи.

Третя група неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку відрізняється від двох попередніх наявністю рушійного моменту M_p у першому рівнянні системи та моментів опору M_o у шостому, а також дисипативних функцій.

Запропоновані математичні моделі дозволяють проводити теоретичні дослідження динамічних процесів, що протікають як у перехідних, так і в сталих режимах руху механічної системи «двигун-коробка зміни швидкостей-головна передача-колеса».

Література

1. Кожушко А.П. Коливання механічних систем в автомобіле- та тракторобудуванні: навчальний посібник / А.П. Кожушко. – Харків: ФОП Панов А.М. – 316 с.: іл. – На укр. мові.
2. Бидерман В.Л. Теория механических систем. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
3. Василенко Н.В. Теория колебаний. Киев: Вища школа, 1992. – 430 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 256 с.

Коряк Олександр Олексійович, к.т.н., доц., ХНАДУ,
alexanderalexkor@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ХРЕСТОВИНИ ШАРНІРА ГУКА

Вступ

Шарнір нерівних кутових швидкостей (універсальний шарнір Гука) використовується для передачі обертового руху в приводах різноманітних механізмів, вали яких розташовані під деяким кутом, а також, якщо міжосьовий кут передачі α змінюється в процесі роботи. Даний шарнір одержав широке розповсюдження завдяки простоті і надійності конструкції, а також високих експлуатаційних показників.

Актуальність, мета і задачі дослідження

Одинарний шарнір Гука має суттєвий недолік, який полягає в перетворенні рівномірного обертального руху вхідної ланки на нерівномірний періодичний обертальний рух вихідної ланки [1, 2]. Вказана нерівномірність обертання різко збільшується зі збільшенням міжосьового кута передачі α .

Використання подвійного шарніра Гука дозволяє усунути відзначений недолік. Але деяка нерівномірність кутової швидкості і крутного моменту все ж залишається, що обумовлено рядом факторів: похибками виготовлення і монтажу карданної передачі; динамічним моментом проміжного вала, викликаним нерівномірністю його обертання; змінним характером ККД карданної передачі; можливим виникненням згинальних і крутильних коливань проміжного вала тощо. Крім того, при точних розрахунках слід враховувати масово-геометричні параметри хрестовин карданної передачі, зважаючи на їх складний обертальний рух. Проте, як показав аналіз літературних джерел, цьому питанню приділяється недостатньо уваги.

Метою даної роботи є оцінка кінетичної енергії хрестовини шарніра Гука. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі.

1. Отримати розрахункове співвідношення для визначення величини кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра.
2. Оцінити вплив міжосьового кута передачі на величину кінетичної енергії хрестовини.

Визначення кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра

На рис. 1 представлена схема універсального шарніра Гука. 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 кутових швидкостей $\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_3$ 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. Нехай в початковому положенні, від якого буде вестися відлік кута повороту φ_1 ланки 1, осі систем координат $OX_1Y_1Z_1$ і $OX_2Y_2Z_2$ співпадають.

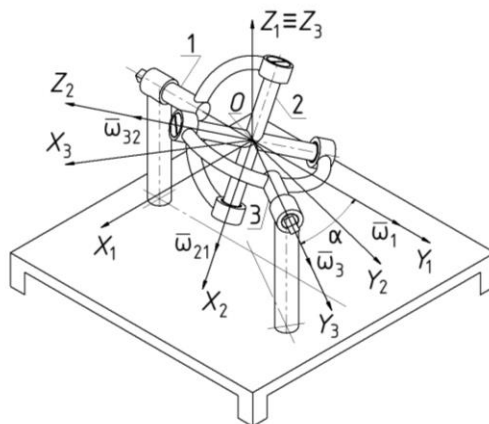


Рисунок 1 – Схема шарніра Гука

За умови $\alpha \neq 0$, хрестовина 2 здійснює сферичний рух навколо нерухомої точки O . Цей рух можна розглядати як неперервний ряд послідовних елементарних поворотів хрестовини з абсолютною кутовою швидкістю $\bar{\omega}_2$ навколо миттєвої осі обертання, яка співпадає з вектором $\bar{\omega}_2$, а її орієнтація і в просторі, і відносно самої хрестовини весь час змінюється. В даній роботі отримані вирази для напрямних косинусів вектора $\bar{\omega}_2$ в рухомій системі координат $OX_2Y_2Z_2$:

$$\cos(\bar{\omega}_2; \bar{i}_2) = \frac{\omega_{2X2}}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1)}}; \quad (1)$$

$$\cos(\bar{\omega}_2; \bar{j}_2) = \frac{\omega_{2Y2}}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1)}}; \quad (2)$$

$$\cos(\bar{\omega}_2; \bar{k}_2) = \frac{\omega_{2Z2}}{\omega_2} = -\frac{\sin \alpha \sin \varphi_1 \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1)}}, \quad (3)$$

де $\bar{i}_2, \bar{j}_2, \bar{k}_2$ – орти додатних напрямків координатних осей OX_2, OY_2, OZ_2 відповідно.

Як відомо [3], диференційні рівняння сферичного руху твердого тіла і вирази для визначення його моменту інерції відносно довільної осі значно спрощуються, якщо в якості координатних осей взяти головні осі інерції. 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_{X2}, I_{Y2} і I_{Z2} відповідно.

Можна вважати, що для переважної більшості хрестовин реальних карданних шарнірів $I_{X2}=I_{Z2} < I_{Y2}$. Позначимо коефіцієнт, який пов'язує моменти інерції хрестовини відносно різних осей

$$k_I = I_{X2} / I_{Y2} = I_{Z2} / I_{Y2}. \quad (4)$$

В результаті дослідження отримано формулу для визначення кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра

$$E_2 = \frac{I_{2Y2} \omega_1^2}{2} \left[k_I \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} + \frac{\cos^2 \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} + k_I \frac{\sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \right]. \quad (5)$$

Як випливає з формули (5), кінетична енергія хрестовини карданного шарніра періодично змінюється в залежності від кута φ_1 , що неминуче

позначається на кутовій швидкості вхідного і вихідного валів. Очевидно, що цей вплив досить незначний, і ним зазвичай нехтують, враховуючи відносно невелику масу хрестовини. Але при точних розрахунках слід брати до уваги цю особливість шарніра Гука. Також слід зауважити, що амплітуда значень E_2 збільшується зі збільшенням міжосьового кута передачі α .

Висновки

1. В результаті проведеного дослідження отримані розрахункові співвідношення для визначення напрямних косинусів вектора $\bar{\omega}_2$ в рухомій системі координат, а також величини кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра у вигляді періодичної функції кута повороту φ_1 вхідної ланки.

2. Непостійність величини кінетичної енергії хрестовини додатково впливає на характер зміни кутової швидкості валів карданного шарніра. Цей вплив досить незначний, враховуючи відносно невелику масу хрестовини. Але при точних розрахунках високошвидкісних карданних передач його слід враховувати.

3. Зі збільшенням міжосьового кута передачі α збільшується амплітуда значень кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра.

Література

1. Фролов К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов, Г. А. Тимофеев, В. А. Никоноров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 664 с.

2. Кожевников С. Н. Карданные передачи / С. Н. Кожевников, П. Д. Перфильев. – Киев "Техника", 1978. – 263 с.

3. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСНИХ ФОРМ КОЛИВАНЬ МОСТУ ВАНТОВОГО ТИПУ

Україна має велику кількість автомобільних магістралей значної протяжності. Ці магістралі мають у себе в складі 5845 мостів, ще 10310 мостів припадає на шляхи немагістрального типу. За офіційними даними на кінець 2020 року в експлуатації перебували лише 12064 мости. Загалом лише 60% мостів мають переважно працездатний стан, інші 40% потребують ремонту різної складності. У 2020 році за державною програмою відновлення мостів з безпосередньою участю Президента України було виділено 3 млрд. гривень. Проте загальні потреби щодо ремонту мостів на 2020 рік складали щонайменше