

УДК 621.825.6

А.М.Саньоцький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

### ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ З ОДИНАРНИМИ КАРДАННИМИ ШАРНІРАМИ

*В статті проведено дослідження коефіцієнта корисної дії карданної передачі через роботу, що затрачається на опір сил тертя в кінематичних парах карданних шарнірів. Математичними залежностями визначено елементарну роботу сил тертя в кінематичних парах одинарного карданного шарніру, коефіцієнт корисної дії шарнірного механізму, поступальної кінематичної пари в шліцьовому з'єднанні карданної передачі. Виведені графічні залежності коефіцієнта корисної дії карданної передачі з двома карданними шарнірами нерівних кутових швидкостей від навантаження, залежність коефіцієнта корисної дії карданного шарніру нерівних кутових швидкостей від кута між карданними валами.*

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії, карданна передача, карданний шарнір, кінематична пара, кутова швидкість, потужність.

Постановка проблеми. Коефіцієнт корисної дії (ККД) карданного шарніру являється одним із основних параметрів, що характеризують працездатність всієї карданної передачі. При найбільшому значенні ККД карданного шарніру втрати на тертя являються мінімальними, наслідком чого являється мінімальне зношення його третювних поверхонь, а, отже, отримується найбільша віддача потужності, що передається карданом і, відповідно, найбільша продуктивність. Тому для карданного шарніру ККД являється одним з основних параметрів, що характеризує його працездатність. Таким чином дослідження ККД карданного шарніру являється актуальним під час проектування і експлуатації карданної передачі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями дослідження коефіцієнта корисної дії карданної передачі та одинарного асинхронного карданного шарніру займалися автори: Кожевников С. Н., Перфильев П. Д., Чудаков Е. А., Вахламов В. К. [1, 2, 3, 4] та інші. Авторами виведені формули для розрахунку коефіцієнта корисної дії одинарного асинхронного карданного шарніру, наведені математичні залежності параметрів поступальної кінематичної пари в шліцьовому з'єднанні карданної передачі, однак не наводяться графічні розрахунки залежностей ККД карданної передачі від величини навантаження, не враховується при визначенні ККД карданної передачі елементарна робота сил тертя кінематичних пар карданного шарніру.

Робота виконується у відповідності до координаційного плану з питань науки і техніки України, розділу «Машинобудування» на 2010-2014 роки.

Мета роботи. Метою даної роботи є дослідження ККД карданної передачі в цілому та карданного шарніру як окремого механізму; дослідження впливу на ККД елементарної роботи сил тертя в кінематичних парах механізму за один оберт ведучого валу, врахувавши втрати шкідливих опорів карданного шарніру; розробка графічних залежностей ККД карданної передачі від величини навантаження та залежності ККД асинхронного карданного шарніру нерівних кутових швидкостей від кута між карданними валами.

Результати досліджень. ККД карданної передачі – це відношення потужності, що “знімається” з веденого валу, до потужності, що “підводиться” до ведучого його валу. ККД карданної передачі  $\eta$  являється показником досконалості карданного механізму і залежить від втрати механічної енергії, що визначається роботою сил опору. Тому ККД карданного шарніру являється одним із основних параметрів, що характеризують працездатність всієї карданної передачі.

ККД карданної передачі являється похідною ККД її складових механізмів, зчленованих деталей карданів і проміжної опори. ККД карданної передачі залежить від багатьох чинників: умов роботи, конструктивного виконання і схеми шарнірного механізму, типу кінематичних пар, змащування і т.д. Чим вище ККД карданної передачі, тим вона менш шумна під час роботи, оскільки являється основним параметром рівня шуму, що створюється карданною передачею при роботі. Високий ККД карданної передачі має велике значення в багатовісних автомобілях

внаслідок великої кількості карданних шарнірів. Тому навіть при високому ККД одного карданного шарніру (0,985...0,995) і звичайному розподілі потужності та крутного моменту втрати на тертя у всіх карданних шарнірах можуть бути значними (4...6 %), що приводить до зниження загального ККД трансмісії автомобіля.

ККД карданного шарніру залежить від його конструкції і тих умов, в яких він працюватиме (наприклад, від кутів нахилу валів під час роботи). Карданні шарніри нерівних кутових швидкостей на голчатих підшипниках мають високий ККД за умови дотримання технології виробництва і надійного змащування голчатих підшипників під час експлуатації.

ККД проміжної опори, в якій вал кріпиться на одному або двох підшипниках, може бути визначений, якщо відомі втрати на тертя в підшипниках кочення і в ущільнюючих пристроях.

Так як силами шкідливого опору являються переважно сили тертя в кінематичних парах, то ККД механізму можна оцінювати, знаючи втрати на тертя в кінематичних парах.

В карданному механізмі сили тертя змінні за значенням, відповідно і ККД карданного шарніру, що визначається як відношення потужностей (корисно використаною і повною), також величина змінна.

Робота шкідливих опорів  $A_T$  карданного механізму за цикл визначиться сумою:

$$A_T = A_{T1} + A_{T2} + A_{T3},$$

де  $A_{T1}$  – потужність, затрачена на тертя в опорах валу  $A_1$   $A_{T2}$  – потужність, затрачена на подолання тертя між елементами кінематичних пар хрестовини і карданних вилок;  $A_{T3}$  – потужність, затрачена на тертя в опорах валу  $A_2$ .

Внаслідок того, що у випадку вираження ККД через потужності при врахуванні сил інерції можна отримати значення його більше одиниці, що не відповідає самому визначенню ККД, тому виразимо його через роботу сил в межах циклу, тобто в межах одного оберту.

Визначимо роботу сил, затрачену на подолання тертя в кінематичних парах карданного механізму, схема якого приведена на рис. 1.

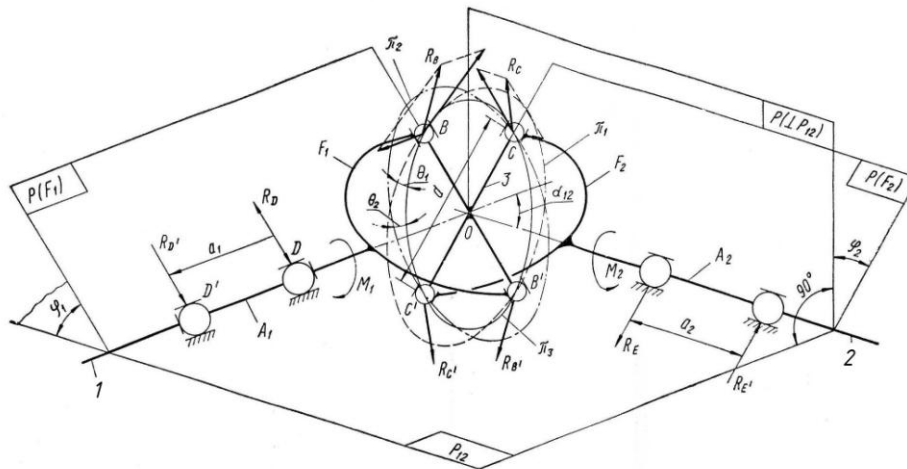


Рис. 1. Схема для визначення реакцій, що діють в кінематичних парах одинарного асинхронного карданного шарніру

Відносні кутові швидкості елементів кінематичних пар даного карданного механізму визначаються залежностями [1]:

$$\omega_1 = const,$$

$$\omega'_1 = \omega_1 \frac{\sin \alpha_{12} \cos \varphi_1}{\cos \alpha_{12} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1)},$$

$$\omega'_2 = \omega_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha_{12} \sin \varphi_1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1}},$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\cos \alpha_{12}(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1)}.$$

Тут  $\omega_1$  і  $\omega_2$  – кутові швидкості цапф хрестовини відносно вилок  $F_1$  і  $F_2$  карданного шарніра.

Елементарну роботу сил тертя в кінематичних парах механізму (рис. 1) можна виразити рівняннями [2]:

$$dA_1 = 2f_1 \frac{d_1}{2} |R_D| \omega_1 dt = 2f_1 \frac{d_1}{2a_1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{12} \sin \varphi_1 \omega_1}{\cos \alpha_{12} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1)} dt, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} dA_2 &= 2f \frac{d_B}{2} |R_B| \omega_1' dt + 2f \frac{d_C}{2} |R_C| \omega_2' dt = \\ &= f \frac{d_B}{d} \omega_1 M_2 \left[ \frac{\operatorname{tg} \alpha_{12} \sin \varphi_1}{\cos \alpha_{12} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1)^{3/2}} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_{12} \sin \varphi_1}{\cos \alpha_{12} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1)} \right] dt, \end{aligned} \quad (2)$$

$$dA_3 = f_2 \frac{d_2}{b_2} \omega_1 M_2 \frac{\operatorname{tg} \alpha_{12} \cos \varphi_1}{\cos \alpha_{12} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1)^{3/2}} dt. \quad (3)$$

Тут  $f_1, f_2, f$  – приведені коефіцієнти тертя відповідно в підшипниках валів 1, 2 і цапфах В і С хрестовини;  $d_1, d_2$  – діаметри підшипників валів відповідно 1 і 2;  $d_B = d_C$  – діаметри цапф хрестовини;  $a_1$  і  $a_2$  – відстані між центрами опор валів;  $b_2$  – відстань від осі хрестовини до опори карданного валу  $A_2$ ;  $d$  – відстань між центрами опор хрестовини.

Для визначення ККД карданного механізму необхідно визначити роботу сил тертя за один оберт ведучого валу. Ця робота може бути визначена за формулою:

$$A_T = \int_0^{2\pi} (dA_1 + dA_2 + dA_3) dt. \quad (4)$$

Підставляючи в рівняння (4) значення  $dA_i$  з виразів (1), (2) і (3) та інтегруючи, одержуємо при  $f_1 = f_2; a_1 = b_2; d_1 = d_2$ :

$$A_T = 4M_2 \left( f_1 \frac{d_1}{a_1} + f \frac{d_B}{d} \right) \left( \ln \frac{1 + \sin \alpha_{12}}{\cos \alpha_{12}} + \operatorname{tg} \alpha_{12} \right). \quad (5)$$

ККД карданного механізму одержуємо із співвідношення:

$$\eta = \frac{2\pi M_2}{2\pi M_2 + A_T} \approx 1 - \frac{A_T}{2\pi M_2}. \quad (6)$$

Тут  $2\pi M_2$  – корисно затрачена робота за один оберт ведучого валу карданного механізму.

Підставляючи значення  $A_T$  з рівняння (5) в рівняння (6), одержуємо:

$$\eta = 1 - b \left( \ln \frac{1 + \sin \alpha_{12}}{\cos \alpha_{12}} + \operatorname{tg} \alpha_{12} \right), \quad (7)$$

$$b = \frac{2}{\pi} \left( f_1 \frac{d_1}{a_1} + f \frac{d_B}{d} \right). \quad (8)$$

Нехтуючи втратами на тертя  $A_{T1}$  і  $A_{T3}$  в підшипниках валів 1 і 2, зважаючи на їх незначне значення в порівнянні з  $A_{T2}$ , визначаємо:

$$b = 2 \frac{f d_B}{\pi d}. \quad (9)$$

При малих кутах  $\alpha \leq 10^\circ$   $\operatorname{tg} \alpha_{12} \approx \alpha_{12}; \sin \alpha_{12} \approx \alpha_{12}; \cos \alpha_{12} \approx 1; \ln(1 + \alpha_{12}) \approx \alpha_{12}$ . Тоді:

$$\eta = 1 - \frac{4fd_B\alpha_{12}}{\pi d} \quad (10)$$

В поступальній парі карданного механізму втрати на тертя виникають в результаті відносних лінійних переміщень в шліцьовому з'єднанні.

ККД поступальної кінематичної пари прийнято визначати за формулою [3]:

$$\eta_{ni} = 1 - \frac{f_{ni}\Delta_i N_i}{\pi D_i N}$$

де  $\eta_{ni}$  – ККД поступальної кінематичної пари;  $\Delta_i$  – відносне середнє зміщення в поступальній парі, мм;  $f_{ni}$  – коефіцієнт тертя між елементами поступальної пари;  $D_i$  – середній діаметр шліців, мм;  $N_i$  – кількість відносних зміщень в кінематичній парі;  $N$  – частота обертання карданного валу за фіксований інтервал часу.

Співвідношення  $N_i / N$  оцінюється статистично залежно від середньої кількості відносних зміщень (наприклад, в автомобілі – в залежності від стану дорожнього покриття і середньої швидкості руху).

Для карданів з хрестовиною на голчатих підшипниках втрати на тертя будуть в голчатих підшипниках, в торцях хрестовин і в ущільненнях. Оскільки ККД голчатих підшипників високий, то основні втрати будуть в торцях хрестовин і в ущільненнях. Проте і ці втрати, як видно з графіку (рис. 2), є невеликими і практично при розрахунку карданної передачі ними можна знехтувати.

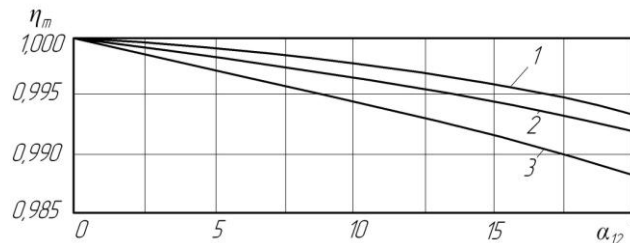


Рис. 2. Залежність ККД карданної передачі з карданими шарнірами з хрестовиною від навантаження

Графік складений для карданної передачі, що включає два кардани з хрестовиною, що обертається із швидкістю 3000 об/хв. Крива 1 відноситься до повного навантаження, крива 2 – до половинного навантаження і крива 3 – до навантаження, рівного одній чверті. За відсутності кута між валами ККД рівний одиниці.

На рис. 3 показано зміну ККД карданної передачі з двома карданами з хрестовиною, без компенсуючого пристрою, в залежності від кута нахилу валів. Крива 1 враховує лише втрати у восьми голчатих підшипниках цапф хрестовин, а крива 2 – сумарні втрати на тертя в двох карданах при передачі максимального крутного моменту. Різниця ординат між кривими 1 і 2 дає всі інші втрати на тертя в карданній передачі.

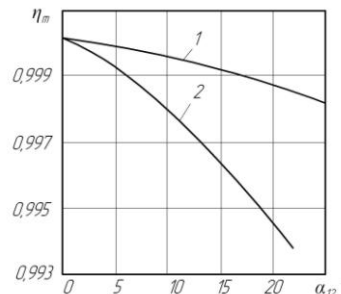


Рис. 3. Залежність ККД асинхронного карданного шарніру нерівних кутових швидкостей від кута між валами

Як видно з графіка, втрати в асинхронному карданному шарнірі багато в чому залежать від кута між валами, що з'єднуються. Із збільшенням кута  $\alpha_{12}$  між валами ККД карданного шарніра

істотно знижується. Тому для зменшення кута  $\alpha_{12}$  доцільно розташовувати двигун з нахилом 2 ... 3°. З цією метою іноді задній ведучий міст автомобіля встановлюють так, щоб ведучий вал головної передачі мав невеликий нахил. Проте, зменшувати кут  $\alpha_{12}$  між валами до нуля не можна, оскільки карданний шарнір може вийти з ладу, що пов'язане з брінелюючою дією (видавлюванням канавок) голок підшипників на поверхні шипів хрестовини і стаканів підшипників [4].

Брінелююча дія голок підшипників збільшується при великому сумарному міжголковому зазорі, коли голки перекошуються і створюють високий тиск на шипи хрестовини карданного шарніру.

Сумарний міжголковий зазор в карданних шарнірах складає 0,1 ... 0,15 мм. Цей зазор не повинен перевищувати половини діаметру голки підшипника. В карданних шарнірах автомобіля зазвичай використовуються підшипники з діаметром голок, рівним 2 ... 3 мм.

Голки підшипника підбираються з однаковими розмірами (за величиною допуску). Заміна або перестановлення голок в підшипниковому вузлі не допускається.

Надійність голчатих підшипників і їх ресурс визначають в експлуатації надійність карданного шарніру.

Кулькові синхронні карданні шарніри мають високий ККД. В чотирьохкулькових шарнірах це зв'язано з тим, що вони працюють в основному в середовищі тертя - кочення. В шестикулькових карданних шарнірах при малих кутах  $\alpha_{12}$  між валами ККД досягає 0,99, а при кутах  $\alpha_{12} = 30^\circ$  ККД зменшується до 0,97. Порівняно великі втрати в карданних шарнірах при зростанні кута  $\alpha_{12}$  пояснюються тим, що в процесі роботи в їх складових елементах відбувається не лише тертя кочення, але і тертя ковзання.

В процесі експлуатації ресурс чотирьохкулькового карданного шарніру складає 25 ... 30 тис. км, а шестикулькового – 150 тис. км [4]. Основною причиною передчасного виходу з ладу кулькових карданних шарнірів є пошкодження захисного гумового чохла, що приводить до витікання змащувального матеріалу і забруднення робочих поверхонь.

Кулачкові синхронні карданні шарніри мають більш низький коефіцієнт корисної дії, ніж кулькові карданні шарніри. Це зв'язано з тим, що у них велика опорна поверхня тертя і для їх складових елементів характерне тертя ковзання. При достатньому змащуванні поверхонь тертя і захисті від забруднення зносостійкість і надійність роботи кулачкових шарнірів значна. При незадовільному підведенні змащувального матеріалу і захисті тертьових поверхонь в експлуатації можливі сильний нагрів і навіть задири деталей шарнірів. Це призводить в результаті до зношування карданного шарніру та появи шуму.

#### Висновки

ККД карданної передачі залежить від її конструкції і тих умов, в яких вона працюватиме та змінюється в залежності від зміни робочих параметрів (наприклад, від кутів нахилу валів під час роботи, частоти обертання, різновидів карданних шарнірів, величини передаваного крутного моменту). Карданні шарніри нерівних кутових швидкостей на голчатих підшипниках мають високий ККД за умови дотримання технології виробництва і надійного змащування голчатих підшипників під час експлуатації. Для карданів з хрестовиною на голчатих підшипниках втрати на тертя будуть в голчатих підшипниках, в торцях хрестовин і в ущільненнях. Для кулькових карданів з ділільним механізмом при куті між валами  $\gamma = 25^\circ$  втрати на тертя складають приблизно 2%, тобто ККД рівний 0,98.

Таким чином, дослідження ККД карданного шарніру являється актуальним під час проектування і експлуатації карданної передачі. При розрахунку карданної передачі величина ККД кардана, незалежно від його конструкції, може бути прийнятим (в деяких випадках і з відомим запасом) рівним 0,98.

1. Кожевников С. Н. Механизмы / С. Н. Кожевников, Я. И. Есипенко, Я. М. Раскин – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
2. Кожевников С. Н. Применение тригонометрических рядов к анализу карданних механізмів / С. Н. Кожевников, П. Д. Перфильев Теория механізмів и машин. 1973.- Вып. 15- С. 71-78.
3. Чудаков Е. А. Конструкция и расчет автомобиля / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1951. – 432 с.
4. Автомобили: Конструкция и элементы расчета / В. К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.