

Шуклінов Сергій Миколайович, д.т.н., професор, професор кафедри автообілів ім. А.Б.Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ORCID: **0000-0002-3157-3069**

Леонт'єв Дмитро Миколайович, д.т.н., професор, професор кафедри автообілів ім. А.Б.Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ORCID: **0000-0003-4255-6317**

Холод Андрій Володимирович, студент групи АА-61-24

ЩОДО ПИТАННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛЬКОВИХ ШАРНІРІВ ТИПУ *BIRFIELD-RZEPPA*

Вступ та актуальність дослідження. Шарніри рівних кутових швидкостей (ШРКШ) типу *Birfield-Rzeppa* є ключовими елементами приводів керованих ведучих коліс легкових автомобілів та малотоннажних вантажівок. Їхня надійність та довговічність безпосередньо впливають на безпеку руху та експлуатаційні характеристики транспортного засобу. Основним завданням при їх проектуванні є визначення оптимальних геометричних параметрів, що забезпечують передачу необхідного крутного моменту без перевищення допустимих контактних напружень. Ця робота присвячена розробці математичного апарату для такого проектного розрахунку.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є розробка математичної моделі для визначення основних геометричних параметрів шестикулькового ШРКШ типу *Birfield-Rzeppa* – діаметра кульки (d) та радіуса їх розташування (R) – в залежності від максимального крутного моменту (M_ϕ), що передається.

Основними завданнями при дослідженні були: створити математичний опис на основі теорії контактної взаємодії Герца; вивести аналітичну залежність для визначення діаметра кульки; дослідити вплив відносного параметру R/d на напруження в контакті та міцність валу; визначити оптимальні співвідношення параметрів, що забезпечують міцність та компактність конструкції.

Математична модель проектного розрахунку. В основу моделі покладено положення теорії Герца для контакту кульки з канавками обойм. Максимальний контактний тиск (σ_H) визначається за формулою Герца (1), яка пов'язує між собою нормальну силу (N), наведений модуль пружності матеріалів (E) та наведений радіус кривизни (ρ_n).

$$\sigma_H = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{6 \cdot N \cdot E^2}{\rho_n^2}}, \quad (1)$$

Нормальна сила N виражається через момент, що передається (M_ϕ), кількість кульок ($n=6$), радіус їх розташування (R) та кут дії сили (λ) за формулою (2):

$$N = \frac{P}{\cos \lambda} = \frac{M_\phi}{n \cdot R \cdot \cos \lambda}, \quad (2)$$

Мінімально допустимий радіус R обмежується міцністю маточини внутрішньої обойми та ведучого валу. На підставі умов міцності валу при крученні визначено його діаметр (3) та встановлено зв'язок між R та діаметром валу (4):

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_\phi}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3)$$

$$R = 0,5 \cdot (1,6d_b + d). \quad (4)$$

З урахуванням цих залежностей рівняння (1) перетворено у кубічне рівняння (5) відносно діаметра кульки d :

$$x^3 + a \cdot x^2 + b \cdot x + c = 0, \quad (5)$$

де x – змінна рівняння ($x=d$);

$$a = 1,6d_b; \quad b=0; \quad c = \frac{12M_\phi \cdot E^2}{13^2 \cdot \pi^3 \cdot n \cdot \cos \lambda \cdot \sigma_H^3} \text{ – коефіцієнти кубічного рівняння.}$$

Коефіцієнти рівняння включають момент M_ϕ , допустимі контактні напруження σ_H , допустимі напруження кручення в валу $[\tau]$ та кут λ . Для розв'язання рівняння застосовано метод Кардано, що дозволяє аналітично знайти дійсний корінь – шуканий діаметр кульки (6):

$$d = x = A + B - \frac{a}{3}, \quad (6)$$

де $A = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{Q}}$; $B = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{Q}}$; – коефіцієнти рівняння (6).

Для розрахунку коефіцієнтів рівняння (6) визначимо їх складові за наступними рівняннями:

$$p = -\frac{a}{3} + b; \quad q = 2 \cdot \left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{a \cdot b}{3} + c; \quad Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{3}\right)^3.$$

Валідація моделі та теоретичні дослідження. Перевірка розробленої моделі проведена шляхом порівняння розрахункових параметрів із даними серійного шарніра [5], розрахованого на момент 1499 Н·м:

1. Розрахункові значення: $d = 16.661$ мм, $R = 27.51$ мм, $R/d = 1.651$.

2. Фактичні значення: $d = 16.669$ мм, $R = 27.50$ мм, $R/d = 1.65$.

Висока збіжність результатів (похибка менше 0.05%) підтверджує адекватність запропонованої математичної моделі.

Проведено аналіз впливу максимального моменту M_ϕ на геометричні параметри шарніра. Встановлено, що найбільш інтенсивне зростання діаметра кульки (d), радіуса розташування (R) та діаметра валу (d_b) спостерігається в діапазоні моментів 500–2500 Н·м. При подальшому збільшенні навантаження зростання параметрів уповільнюється.

Ключовим параметром оптимізації є відношення R/d . Дослідження показали, що:

1. Зі збільшенням R/d допустиме контактне навантаження на кульку зменшується.

2. Значення фактичної нормальної сили N в контакті при цьому незначно зростає.

3. Існують граничні значення R/d , при перевищенні яких контактна напруга перевищує допустиму. Ці значення визначають максимально можливе значення R/d для заданих умов.

4. Оптимальний діаметр кульки (d) відповідає цим граничним точкам.

Також досліджено вплив кута λ (кут дії нормальної сили). Зменшення кута λ з 45° до 40° призводить до збільшення оптимального значення R/d , але одночасно підвищує ризик концентрації навантаження на краю канавки. Умова міцності контакту вимагає, щоб кут λ не перевищував граничного значення λ_{\max} , яке залежить від R/d та діаметра кульки.

Висновки

1. Розроблено математичну модель для проектного розрахунку основних геометричних параметрів шестикулькового ШРКШ типу *Birfield-Rzeppa*, яка базується на теорії Герца та умовах міцності елементів шарніра.

2. Модель дозволяє визначити діаметр кульки (d) та радіус їх розташування (R) шляхом розв'язання кубічного рівняння, що враховує переданий момент, допустимі контактні напруження та напруження кручення в валу.

3. Встановлено, що відносний параметр R/d є ключовим для оптимізації конструкції. Визначено його граничні значення, при яких забезпечується максимальне значення моменту, що передається без руйнування контакту.

4. Результати теоретичних досліджень добре узгоджуються з параметрами існуючих серійних виробів, що підтверджує практичну цінність розробленого методу.

5. Запропонований підхід може бути ефективно використаний для проектування та вдосконалення конструкцій шарнірів рівних кутових швидкостей, забезпечуючи оптимальний баланс між міцністю, компактністю та вантажопідйомністю.

Література

1. Hertz, H. (1896) On the Contact of Solids (translated by Jones & Schott). *Miscellaneous Papers*, Macmillan, 146–183.

2. Karl-Heinrich Grote, Erik K. Antonsson. (2008). *Handbook of Mechanical Engineering*

3. Малащенко В.О., Янків В.В. (2018). *Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів: Навчальний посібник.*

4. Korn, G.A. and Korn, T.M. (2013) *Mathematical Handbook for Scientists and Engineers : Definitions, Theorems, and Formulas for Reference and Review*. 1st ed.

5. Н. Chr. Seherr-Thoss, F. Schmelz, E. Aucktor. (2006). *Universal Joints and Driveshafts. Analysis, Design, Applications. 2nd ed.*

6. Левкович М.Г., Кищун В.А., Гандзюк М.О. (2021). *Конспект лекцій з дисципліни «Аналіз конструкцій, робочі процеси та основи розрахунку автомобілів» для здобувачів освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»*

УДК 629.3

ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ У КОНСТРУКЦІЯХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Ярита Олександр Олександрович, к.т.н, доцент кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: aleks.yarita@gmail.com, ORCID: [0000-0003-4948-6577](https://orcid.org/0000-0003-4948-6577).
Кравченко Олексій Сергійович, здобувач кваліфікаційного рівня магістр, група АА-61-24, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: krav4enko.a.s@gmail.com

Принцип дії електромеханічної гальмівної системи (ЕМГ) полягає у електронному керуванні гальмівними механізмами. ЕМГ вперше були застосовані в літаках. Електромеханічні гальмівні системи позбавлені гідравлічних та пневматичних контурів, що дозволяє уникати затримок у роботі та робить процес гальмування більш чутливим. Існуючі електромеханічні гальмівні приводи працюють у поєднанні із традиційними дисковими та барабанными гальмівними механізмами.

Основною особливістю електромеханічної гальмівної системи є використання електричного двигуна для створення зусилля на гальмівному механізмі. Двигун служить основним джерелом руху, а редуктор і торсіонний механізм підсилюють крутний момент. Обертання валу двигуна перетворюється на лінійний рух гальмівного супорта за допомогою додаткового механізму перетворення руху (найчастіше кульково-гвинтової передачі).

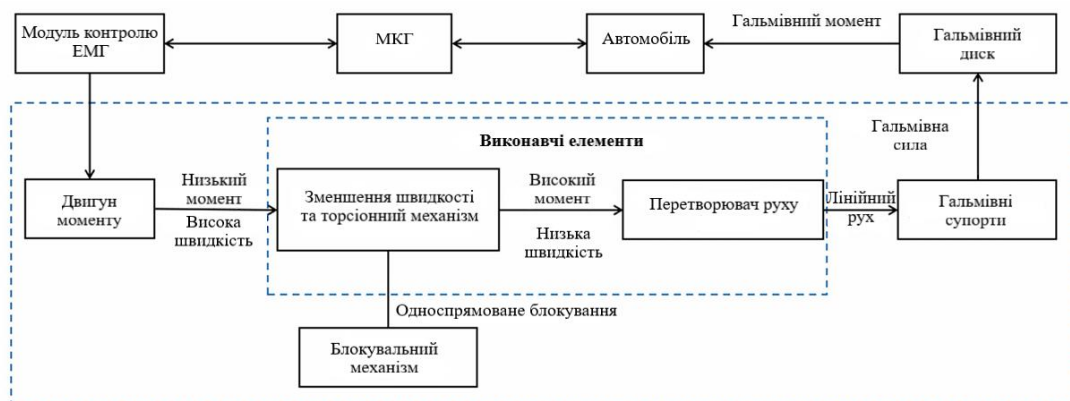


Рисунок 1 – Структурна схема електромеханічної гальмівної системи