

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.3.021

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).2.23-31](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).2.23-31)

А.Р. Апаракін, канд. техн. наук, **П.М. Єрємін**, канд. техн. наук, **В.А. Мажара**, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: anton.aparakin@gmail.com*

Синтез схем навантаження силових елементів кульково-гвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу

Метою роботи є визначення компоновки кульково-гвинтового гідропідсилювача із рульовою сошкою, за якої можливо забезпечити максимальний корисний ефект від використання системи активного розвантаження опор кочення вала-сектора, тим самим підвищити несучу спроможність та забезпечити кращу герметичність, усунувши вплив пульсуючого зазору на ущільнення цапф вихідного валу. Для досягнення поставленої мети проведено аналіз системи взаємодії силових елементів агрегату у визначених варіантах компоновки кульково-гвинтового гідропідсилювача та рульової сошки. Визначено та описано за допомогою рівнянь умови рівноваги системи та реакції опор. Розроблено ряд припущень, за допомогою яких здійснено чисельне оцінювання відношення реакцій опор в залежності від навантаження та із врахуванням реальних розмірів деталей. Визначено, що використання компоновки, за якої повздовжня вісь сошки розташовується співвісно відносно впадини зубчастого вінця, створює передумови для розробки та впровадження активної системи розвантаження опор кочення вала-сектора, яка забезпечить підвищення несучої спроможності та зменшить вплив навантаження на герметичність агрегату.

кермо, гідропідсилювач, навантаження, автотранспорт

Постановка проблеми. Кульково-гвинтові гідропідсилювачі (КГП) застосовуються у системах рульового управління автотранспортних засобів. Встановлюються, здебільшого, на тролейбусах, пасажирських автобусах, будівельно-дорожньому, комерційному та вантажному транспорті із навантаженням на керувану вісь від 2000 Н до 8000 Н. Відома та усталена конструкція КГП [1, 2] не позбавлена недоліків – підшипникові опори вихідного валу являються найбільш навантаженими елементами конструкції агрегату, так як вони сприймають сили, які виникають у рейковому зачепленні. Цапфи вихідного валу, до того ж, взаємодіють із системою ущільнень, для забезпечення герметичності вузла, отже пружна деформація опор при експлуатації може стати причиною розгерметизації елементів ущільнення.

З приведених причин, розробка раціональних конструкцій опор кочення та ущільнення цапф, з метою покращення їх функційних показників, є важливою практичною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз модельного ряду провідних виробників КГП показав, що конструкції гідравлічних агрегатів у різних фірм схожі, відпрацьовані та знаходяться на межі своїх технічних можливостей. По цій причині, розвиток та вдосконалення рульових систем продовжується у поєднанні гідравлічної (силової) та електромеханічної (керуючої) частин. До таких систем відносяться Bosch Servotwin [3], Volvo Dynamic Steering [4] Knorr-Bremse Advanced Hybrid Power Steering

[5]. Таке поєднання дозволяє втілювати різноманітні підсистеми допомоги водієві під час рульового управління, на кшталт компенсації бічного вітру, підтримки автомобіля у смузі проїзної частини дороги, круїз-контроль, та навіть – дистанційне керування (переважно, для паркування та маневрування). Закономірно, що напрямку досліджень систем керування електрогідравлічного приводу підсилювача керма присвячено переважну частину сучасних досліджень, які стосуються рульового управління [6-10].

Одним із варіантів вирішення піднятої у роботі проблеми є вдосконалення конструкції гідравлічної частини КГГП та створення гідростатичних підшипникових опор цапф вала-сектора, які забезпечать розвантаження опор кочення [11]. Ефект досягається завдяки виконанню вала-сектора з додатковими цапфами, які розміщені протилежно зубцям рейкової передачі, та які взаємодіють обумовленими цапфами з активними гідростатичними опорами, що розміщені в опорній для вала-сектора частині картера. Самі ж активні гідростатичні опори з'єднані каналами між собою і з напірною лінією гідророзподільника.

Постановка завдання. Метою роботи є визначення компоновки КГГП із рульовою сошкою, за якої можливо забезпечити максимальний корисний ефект від використання системи активного розвантаження опор кочення вал-сектора, тим самим підвищити несучу спроможність та забезпечити кращу герметичність, усунувши вплив пульсуючого зазору на ущільнення цапф вихідного валу.

Дослідження ґрунтується на положеннях теорії опору матеріалів. Для досягнення поставленої мети визначена програма дослідження, що складається з наступних завдань:

- здійснити аналіз системи взаємодії вихідного валу КГГП із опорами кочення, рульовою сошкою, рейковою передачею;
- визначити варіанти компоновки КГГП та рульової сошки;
- описати рівняння рівноваги, визначити рівняння реакції опор;
- здійснити чисельне оцінювання відношення реакцій опор, в залежності від навантаження, із врахуванням реальних розмірів.

Виклад основного матеріалу. Аналіз внутрішніх сил, які діють у рейковому зачепленні КГГП показав, що зубчастий вінець вала-сектора навантажується:

- тангенціальною складовою F_t яка утворює крутний момент M_1 ;
- нормальною складовою F_N яка утворює згинальний момент M_2 .

Одночасно з цим, на вихідний вал діє зовнішня сила F_C , від реакції рульової сошки. При цьому виникають реакції опор R_1 та R_2 , які розташовані на опорних цапфах.

Умови функціонування вихідного валу, при його навантаженні, описуються системою рівнянь, які наведені далі.

У роботі розглядаються та порівнюються два варіанти розташування повздовжньої вісі сошки відносно впадини зубчастого вінця:

- співвісне розташування;
- перпендикулярне розташування.

Варіант розташування повздовжньої вісі сошки співвісно [12] відносно вісі впадини зубчастого вінця вала-сектора розглядається на рис. 1.

Рівняння рівноваги системи в площині ZOХ:

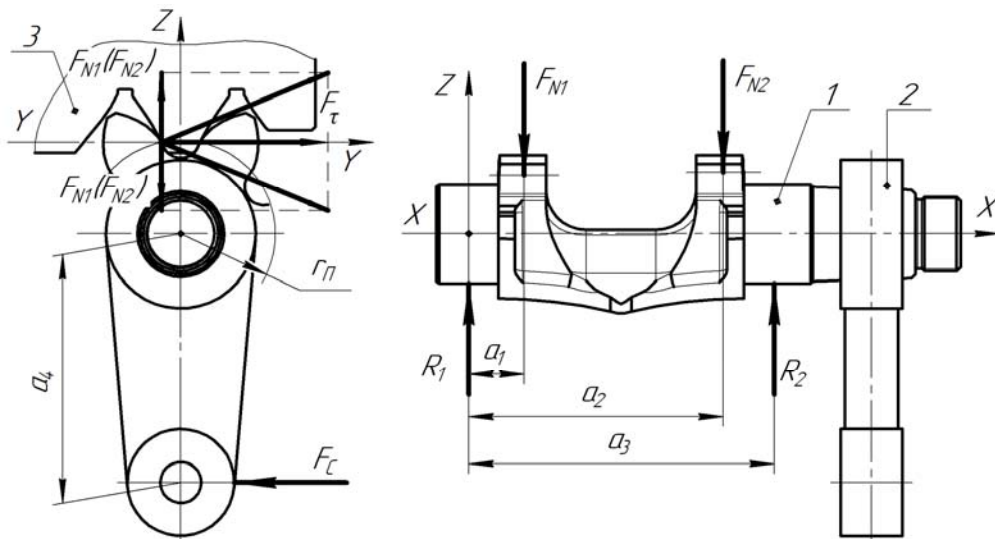
$$\begin{cases} \sum Z = 0 \\ \sum M_1 = 0 \end{cases} \begin{cases} R_1 + R_2 - F_{N1} - F_{N2} = 0 \\ F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - R_2 \times a_3 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Рівняння рівноваги системи в площині ZOУ:

$$\sum M_2 = 0 \quad F_\tau \times r_n - F_c \times a_4 = 0. \quad (2)$$

Для визначення двох невідомих реакцій опор R_1 та R_2 , розглянемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \sum Z = 0 & R_1 + R_2 - F_{N1} - F_{N2} = 0 \\ \sum M_1 = 0 & F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - R_2 \times a_3 = 0. \\ \sum M_2 = 0 & F_\tau \times r_n - F_c \times a_4 = 0 \end{cases} \quad (3)$$



1 – вихідний вал; 2 – рульова сошка; 3 – рейка;

X, Y, Z – вісі системи координат; F_{N1}, F_{N2} – нормальна складова сили, що діє у рейковій передачі; F_τ – тангенціальна складова сили, що діє у рейковій передачі; F_c – зовнішня сила, що діє на рульову сошку;

a_1, a_2, a_3, a_4 – плече прикладення сил; r_n – радіус початкового кола зубчатого вінця вихідного валу; R_1, R_2 – реакції опор, які розташовані на опорних цапфах.

Рисунок – 1 Схема навантаження силових елементів КГП при співвісному розташуванні повздовжніх вісей сошки та впадини зубчастого вінця.

Джерело: розроблено автором

З рівняння (3) $\sum Z = 0$ отримаємо:

$$R_2 = F_{N1} + F_{N2} - R_1. \quad (4)$$

Підставляємо значення R_2 (4) в рівняння $\sum M_1 = 0$ (3), отримаємо:

$$F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - (F_{N1} + F_{N2} - R_1) \times a_3 = 0,$$

$$F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - F_{N1} \times a_3 - F_{N2} \times a_3 + R_1 \times a_3 = 0,$$

а так як $F_{N1} = F_{N2}$, то отримаємо:

$$F_N \times a_1 + F_N \times a_2 - F_N \times a_3 - F_N \times a_3 + R_1 \times a_3 = 0,$$

$$F_N(a_1 + a_2 - 2a_3) + R_1 \times a_3 = 0,$$

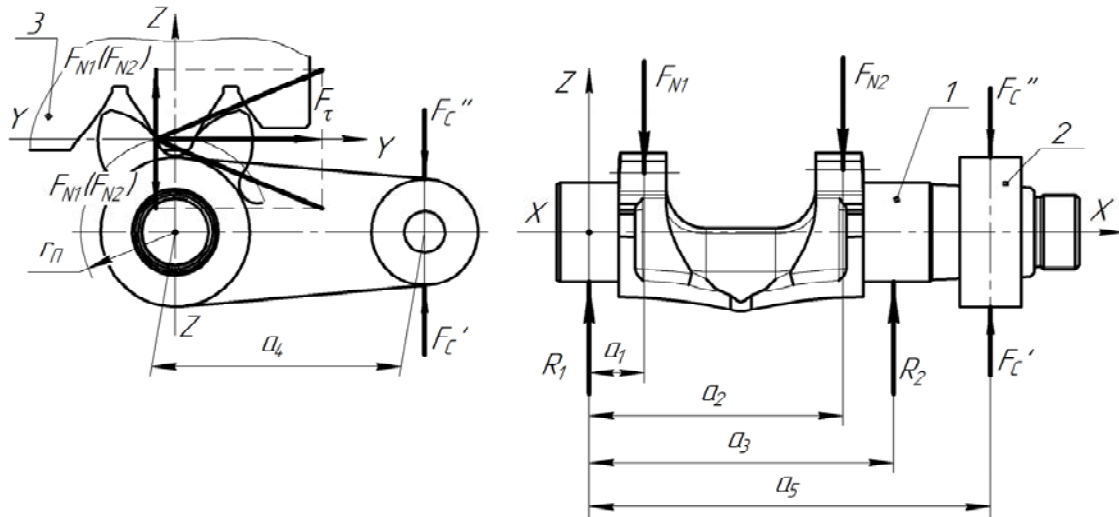
звідки визначаємо R_1 :

$$R_1 = -\frac{F_N(a_1 + a_2 - 2a_3)}{a_3}. \quad (5)$$

Після підстановки рівняння R_2 (4) у рівняння (5) та перетворень, отримаємо:

$$R_2 = 2F_N + \frac{F_N(a_1 + a_2 - 2a_3)}{a_3}. \quad (6)$$

Варіант розташування повздовжньої вісі сошки перпендикулярно вісі впадини зубчастого вінця вала-сектора розглядається на рис. 2.



1 – вихідний вал; 2 – рульова сошка; 3 – рейка;

X, Y, Z – вісі системи координат; F_{N1}, F_{N2} – нормальна складова сили, що діє у рейковій передачі; F_t – тангенціальна складова сили, що діє у рейковій передачі; F_C', F_C'' – зовнішні сили, що діють на сошку;

a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – плече прикладення сил; r_n – радіус початкового кола зубчастого вінця вихідного валу; R_1, R_2 – реакції опор, які розташовані на опорних цапфах.

Рисунок – 2 Схема навантаження силових елементів КГП при перпендикулярному розташуванні повздовжніх вісей сошки та впадини зубчастого вінця.

Джерело: розроблено автором

Рівняння рівноваги системи в площині ZOХ:

$$\begin{cases} \sum Z = 0 & \left\{ \begin{array}{l} R_1 + R_2 - F_{N1} - F_{N2} + F_C' = 0 \\ R_1 + R_2 - F_{N1} - F_{N2} - F_C'' = 0 \end{array} \right. \\ \sum M_1 = 0 & \left\{ \begin{array}{l} F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - R_2 \times a_3 - F_C' \times a_5 = 0 \\ F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - R_2 \times a_3 + F_C'' \times a_5 = 0 \end{array} \right. \end{cases} \quad (7)$$

Рівняння рівноваги системи в площині ZOУ:

$$\sum M_2 = 0 \quad F_\tau \times r_n - F_c \times a_4 = 0. \quad (8)$$

Визначаємо дві невідомі реакції, R_1 та R_2 , для чого розглянемо систему рівнянь у двох напрямках переміщення сошки:

– рух проти годинникової стрілки F_c' , перша система рівнянь:

$$\sum Z = 0 \quad \begin{cases} R_1 + R_2 - F_{N1} - F_{N2} + F_c' = 0 \\ F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - R_2 \times a_3 - F_c' \times a_5 = 0; \\ \sum M_2 = 0 \quad \begin{cases} F_\tau \times r_n - F_c \times a_4 = 0 \end{cases} \end{cases} \quad (9)$$

– рух по годинниковій стрілці F_c'' , друга система рівнянь:

$$\sum Z = 0 \quad \begin{cases} R_1 + R_2 - F_{N1} - F_{N2} - F_c'' = 0 \\ F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - R_2 \times a_3 + F_c'' \times a_5 = 0. \\ \sum M_2 = 0 \quad \begin{cases} F_\tau \times r_n - F_c \times a_4 = 0 \end{cases} \end{cases} \quad (10)$$

Знаходимо R_2 у першій системі рівнянь (9), $\sum M_1 = 0$:

$$\begin{aligned} -R_2 \times a_3 &= -F_{N1} \times a_1 - F_{N2} \times a_2 + F_c' \times a_5, \\ R_2 &= \frac{F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 - F_c' \times a_5}{a_3}, \end{aligned}$$

а так як $F_{N1} = F_{N2}$, то отримаємо:

$$R_2 = \frac{F_N(a_1 + a_2) - F_c' \times a_5}{a_3}. \quad (11)$$

Знаходимо R_1 у першій системі рівнянь (9), $\sum Z = 0$:

$$R_1 = F_{N1} + F_{N2} - F_c' - R_2. \quad (12)$$

Після підстановки рівняння R_2 (11) у рівняння (12) та перетворень, отримаємо:

$$R_1 = 2F_N - F_c' - \frac{F_N(a_1 + a_2) - F_c' \times a_5}{a_3}. \quad (13)$$

Знаходимо R_2 у другій системі рівнянь (10), $\sum M_1 = 0$:

$$\begin{aligned} -R_2 \times a_3 &= -F_{N1} \times a_1 - F_{N2} \times a_2 - F_c'' \times a_5, \\ R_2 &= \frac{F_{N1} \times a_1 + F_{N2} \times a_2 + F_c'' \times a_5}{a_3}, \end{aligned}$$

а так як $F_{N1} = F_{N2}$, то отримаємо:

$$R_2 = \frac{F_N(a_1 + a_2) + F_C \cdot a_5}{a_3}. \quad (14)$$

Знаходимо R_1 у другій системі рівнянь (10), $\Sigma Z = 0$:

$$R_1 = F_{N1} + F_{N2} + F_C - R_2. \quad (15)$$

Після підстановки рівняння R_2 (14) у рівняння (15) та перетворень, отримаємо:

$$R_1 = 2F_N + F_C - \frac{F_N(a_1 + a_2) + F_C \cdot a_5}{a_3}. \quad (16)$$

З метою чисельного оцінювання відношення реакцій опор, в залежності від навантаження, прийmemo ряд припущень, які врахують реальні розміри та навантаження:

- умовні силові одиниці (УСО), із розрахунку дії максимальної сили $F_c = 1,0$ УСО: $F_r = 0,37$ УСЕ; $2F_N = 0,17$ УСЕ.
- умовні лінійні одиниці (УЛО), із розрахунку максимальної довжини сошки
 $a_4 = 1,0$ УЛО; $r = 0,17$ УЛО; $a_1 = 0,07$ УЛО; $a_2 = 0,34$ УЛО; $a_3 = 0,4$ УЛО; $a_5 = 1,5$ УЛО.

Визначаємо відносні значення реакції опор R_1 та R_2 , для схеми рис. 1, із врахуванням прийнятих припущень, підставивши значення у формули (5) та (6):

$$R_1 = -\frac{F_N(a_1 + a_2 - 2a_3)}{a_3} = -\frac{0,085(0,07 + 0,34 - 2 \times 0,4)}{0,4} = 0,083 \text{ УЛО}; \quad (17)$$

$$R_2 = 2F_N + \frac{F_N(a_1 + a_2 - 2a_3)}{a_3} = 0,17 + \frac{0,085(0,07 + 0,34 - 2 \times 0,4)}{0,4} = 0,087 \text{ УЛО}. \quad (18)$$

З урахуванням прийнятих припущень, визначаємо відносні значення реакцій R_1 та R_2 для схеми рис. 2:

- при русі сошки проти годинникової стрілки, під дією сили F_c' , підставивши значення у формули (11) та (13):

$$R_1 = 2F_N - F_C' - \frac{F_N(a_1 + a_2) - F_C' \cdot a_5}{a_3} = 0,17 - 1 - \frac{0,085(0,07 + 0,034) - 1 \times 1,5}{0,4} = 2,833; \quad (19)$$

$$R_2 = \frac{F_N(a_1 + a_2) - F_C' \cdot a_5}{a_3} = \frac{0,085(0,07 + 0,034) - 1 \times 1,5}{0,4} = -3,663. \quad (20)$$

- при русі сошки по годинникової стрілки, під дією сили F_c'' , підставивши значення у формули (14) та (16):

$$R_1 = 2F_N + F_C'' - \frac{F_N(a_1 + a_2) + F_C'' \cdot a_5}{a_3} = 0,17 + 1 - \frac{0,085(0,07 + 0,034) + 1 \times 1,5}{0,4} = -2,667; \quad (21)$$

$$R_2 = \frac{F_N(a_1 + a_2) + F_C \cdot a_5}{a_3} = \frac{0,085(0,07 + 0,034) + 1 \times 1,5}{0,4} = 3,837. \quad (22)$$

Висновки. До важливих результатів дослідження слід віднести наступне. При схемі монтажу рульової сошки, за якої повздожня вісь сошки розташовується співвісно відносно впадини зубчастого вінця (рис. 1), реакції опор визначаються з виразів (5) та (6) та майже рівні по величині та значенню, як видно з виразів (17) та (18). Використання розглянутої схеми монтажу створює передумови для розробки, в подальшому, активної системи розвантаження опор кочення в точках реакцій опор R_1 та R_2 . Така система може бути реалізована, наприклад, за рахунок використання елементів гідравліки, таким чином забезпечивши підвищення несучої спроможності, зменшивши навантаження на елементи опор кочення вихідного валу та зменшити вплив цього навантаження на герметичність агрегату.

При схемі монтажу рульової сошки, за якої її повздожня вісь розташовується перпендикулярно відносно впадини зубчастого вінця (рис. 2), реакції опор визначаються з виразів (11, 13, 14, 16) в залежності від напрямку повороту. Значення реакцій опор різні по величині та змінюються в залежності від зміни вектору дії сили F_c .

При даній схемі монтажу, в експлуатаційних умовах, використання активної системи розвантаження опор кочення вала-сектора в точках R_1 та R_2 за рахунок елементів гідростатики являється недоцільним з огляду на співвідношення величин і напрямків векторів реакцій опор як при обертанні проти годинникової стрілки (19, 20), так і по годинниковій стрілці (21, 22).

Список літератури

1. Рульовий механізм транспортного засобу з вмонтованим підсилювачем : пат. 68413 Україна : МПК В62D 5/06. № 2001085715 ; заявл. 13.08.2001 ; опубл. 16.08.2004, Бюл. №8.
2. Армійські автомобілі. Основи руху, будова, характеристики: навч. посіб. / Білоус Б.Д. та ін. Львів : Видавництво НУ «Львівська політехніка», 2007. 536 с.
3. Bosch Servotwin electro-hydraulic steering system : веб сайт. URL: <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/steering/servotwin/> (дата звернення 10.04.2024).
4. Динамічне управління від VOLVO : веб сайт. URL: <https://www.volvotrucks.com.ua/uk-ua/trucks/features/volvo-dynamic-steering.html> (дата звернення 10.04.2024).
5. Knorr Bremse. Steering systems for commercial vehicles – Precision and safety : веб сайт. URL: https://www.knorr-bremsecvs.com/en/products_1/steering/standard_page_broad_6.jsp (дата звернення 10.04.2024).
6. Xia L, Jiang H. An electronically controlled hydraulic power steering system for heavy vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. № 8(11). DOI: 10.1177/1687814016679566 (дата звернення 10.04.2024).
7. Du H, Zhang Q, Chen S, Fang J. Modeling, simulation, and experimental validation of electro-hydraulic power steering system in multi-axle vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2019. Vol. 233(2) P. 317-332. DOI: 10.1177/0954407017743346 (дата звернення 10.04.2024).
8. Guo Z, Wu H, Zhao W, Wang C. Coordinated control strategy for vehicle electro-hydraulic compound steering system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2021. Vol. 235(2-3) P. 732-743. DOI: 10.1177/0954407020949480 (дата звернення 10.04.2024).
9. Liu C, Wang C, Zhao W, Guo Z. Displacement characteristics hierarchical control of electro-hydraulic compound steering for commercial vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022. Vol. 236(12) P. 6395-6409. DOI: 10.1177/09544062211069293 (дата звернення 10.04.2024).

10. Cui T, Wang S, Qu Y, Chen X. Parameters optimization of electro-hydraulic power steering system based on multi-objective collaborative method. *Complex Engineering Systems*. 2023. Vol. 3(1). DOI: <http://dx.doi.org/10.20517/ces.2022.57>.
11. Апаракін А.Р. Реалізація гідростатичних підшипникових опор цапф вала-сектора кульково-гвинтового гідропідсилювача руля. Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: зб. матеріалів XIII міжнар. наук.-практ. конф., 25-26 травн. 2023 р. Чернігів: НУ "Чернігівська політехніка", 2023. Т. 1. С. 290.
12. Апаракін А.Р. Схема навантаження силових елементів з аксіальною структурою приводу кульково-гвинтового гідропідсилювача. Науковий простір: актуальні питання, досягнення та інновації: зб. матеріалів V міжнар. наук.-практ. конф., 26 травн. 2023 р. Черкаси: Вінниця - «Європейська наукова платформа», 2023. С. 143-145. DOI: <https://doi.org/10.36074/mcnd-26.05.2023>.

References

1. Pidhayetskyu, M.M., Povyetkin, S.M., Bilyakovskyy, R.P. (2004). *Rulovyy mekhanizm transportnoho zasobu z vmontovanyim pidsylyuvachem [The steering mechanism of a vehicle with a built-in power amplifier]* (Patent of Ukraine №68413). State intellectual property department of Ukraine.
2. Bilous B. D., Tkachuk P. P., Andrusyk Ya. F., Bilous A. B., Burkovskyy A. S., Bilous N. B., et al. (2007). *Armivski avtomobili. Osnovy rukhu, budova, kharakterystyky: navch. posib. [Army cars. Basics of movement, structure, characteristics: study guide]*. Lviv: NU «Lvivska politekhnika» [in Ukrainian].
3. Bosch Servotwin electro-hydraulic steering system. Retrieved from <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/steering/servotwin/>.
4. Dynamichne upravlinnya vid VOLVO [Dynamic steering from VOLVO]. Retrieved from <https://www.volvotrucks.com.ua/uk-ua/trucks/features/volvo-dynamic-steering.html> [in Ukrainian].
5. Knorr Bremse. Steering systems for commercial vehicles – Precision and safety. Retrieved from https://www.knorr-bremsecvs.com/en/products_1/steering/standard_page_broad_6.jsp.
6. Xia L, Jiang H. (2016) An electronically controlled hydraulic power steering system for heavy vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(11). DOI: 10.1177/1687814016679566.
7. Du H, Zhang Q, Chen S, Fang J. (2019) Modeling, simulation, and experimental validation of electro-hydraulic power steering system in multi-axle vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 233(2), P. 317-332. DOI: 10.1177/0954407017743346.
8. Guo Z, Wu H, Zhao W, Wang C. (2021) Coordinated control strategy for vehicle electro-hydraulic compound steering system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 235(2-3), P. 732-743. DOI: 10.1177/0954407020949480.
9. Liu C, Wang C, Zhao W, Guo Z. (2022) Displacement characteristics hierarchical control of electro-hydraulic compound steering for commercial vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 236(12), P. 6395-6409. DOI: 10.1177/09544062211069293.
10. Cui T, Wang S, Qu Y, Chen X. (2023) Parameters optimization of electro-hydraulic power steering system based on multi-objective collaborative method. *Complex Engineering Systems*, 3(1). DOI: <http://dx.doi.org/10.20517/ces.2022.57>.
11. Апаракін, А. Р. (2023). Реалізація гідростатичних підшипникових опор цапф вала-сектора кульково-гвинтового гідропідсилювача руля [Implementation of hydrostatic bearing supports of the shaft-sector trunnions of the ball-screw power steering]. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: зб. матеріалів XIII міжнар. наук.-практ. конф. – Proceedings of the 13th International Conference Comprehensive assurance of the quality of technological processes and systems, 1*, 290 [in Ukrainian].
12. Апаракін, А. Р. (2023). Схема навантаження силових елементів з аксіальною структурою приводу кульково-гвинтового гідропідсилювача руля [Load diagram of power elements with an axial drive structure of the ball-screw hydraulic power steering]. *Науковий простір: актуальні питання, досягнення та інновації: зб. матеріалів V міжнар. наук.-практ. конф. – Proceedings of the 5th International Conference Scientific space: current issues, achievements and innovations*, 143-145. DOI: <https://doi.org/10.36074/mcnd-26.05.2023> [in Ukrainian].

Anton Aparakin, PhD tech. sci., Senior Lecturer, **Pavlo Yeromin**, PhD tech. sci., Senior Lecturer, **Vitaliy Mazhara**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Synthesis of load schemes of power elements of a ball-screw hydraulic power steering with an axial drive structure

The well-known design of ball-screw hydraulic power steering is not without flaws - the bearing supports of the output shaft are the most loaded elements of the unit structure, and the elastic deformation of these supports, during operation, is the reason for the depressurization of the sealing system in this area. The purpose of the work is to determine the layout of ball-screw hydraulic power steering with a steering arm, using which it is possible to ensure the maximum beneficial effect from the use of a system of active unloading of the rolling bearings of the shaft sector, increasing the load-bearing capacity and ensuring better tightness.

The study is based on the provisions of the theory of resistance of materials. The paper examines and compares the two most common configurations for the location of the steering arm's longitudinal axis relative to the cavity of the gear shaft: coaxial and perpendicular location. To achieve the goal, an analysis of the interaction system of the output shaft of the ball-screw hydraulic power steering with rolling bearings, steering arm, and rack and pinion transmission was carried out for the given two configurations. The operating conditions of the output shaft, under its load, and the reactions of the supports are described by systems of equations. For the purpose of comparative evaluation of the ratio of the reactions of the supports depending on the load and taking into account the real linear dimensions of the parts, a methodology and a number of assumptions have been developed in the work. With the help of the developed methodology, a relative comparison of the layout configurations studied in the work was carried out, taking into account the direction of rotation of the output shaft of the ball-screw hydraulic power steering with the steering arm installed.

As a result of the study, the composition of the ball-screw hydraulic power steering with steering arm was determined, which allows to ensure the maximum beneficial effect of the use of the system of active unloading of the rolling bearings of the shaft sector. The use of the steering arm installation scheme, in which the longitudinal axis of the arm is located coaxially relative to the cavity of the gear shaft, creates prerequisites for the development, in the future, of an active system for unloading the rolling bearings at the points of the bearing reactions. Such a system can be implemented, for example, due to the use of hydraulics elements, thereby ensuring an increase in bearing capacity, reducing the load on the output shaft rolling support elements and reducing the impact of this load on the tightness of the unit.

steering wheel, power steering, load, motor vehicle

Одержано (Received) 11.04.2024

Прорецензовано (Reviewed) 23.05.2024

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2024

УДК 631.362.3

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).2.31-40](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).2.31-40)

О.В. Нестеренко, доц., канд. техн. наук, **О.М. Васильковський**, проф., канд. техн. наук, **Р.В. Кісільов**, доц., канд. техн. наук, **В.М. Сало**, проф., д-р техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: nov_78@ukr.net

Аналіз одношарового руху зернового матеріалу у вертикальному пневмосепараційному каналі

Однією з важливих передумов якісного процесу пневмосепарації зернового матеріалу є створення рівнозначних умов розділення для всіх часток зернової суміші. Підвищення питомого навантаження призводить до погіршення розподілу зернового матеріалу та збільшення кількості зіштовхувань часток в зоні сепарації, що суттєво погіршує якість розділення.

Враховуючи аналіз аналітичних досліджень способів та умов введення зерна в робочу зону пневмосепарації на ефективність фракційного розділення є необхідність визначення закономірності взаємодії частинок фракції зернового матеріалу з повітряним потоком при умові його тонкошарової подачі.

© О.В. Нестеренко, О.М. Васильковський, Р.В. Кісільов, В.М. Сало 2024