

УДК 621.664

М.М. Підгаєцький, доц., канд.тех.наук, С.В.Лобода, магістр
 Кіровоградський національний технічний університет

Випробовувальна система діагностики кульково-гвинтового гідропідсилювача

Розроблена система діагностування кульково-гвинтового гідропідсилювача. Система вміщує аналіз оцінних показників КГГП, програму і методику діагностування. Розглянута принципова схема випробувального стенда для проведення діагностування.

кульково-гвинтовий гідропідсилювач (КГГП), оцінні показники

Опис об'єкта випробувань. Кульково-гвинтові гідропідсилювачі (далі КГГП) призначені для рульового управління транспортними засобами зі швидкостями руху 60 км/год і більше.

Керування здійснюється за рахунок механічних передач з гідропідсиленням.

Устрій КГГП. Для пояснення устрою і принципу дії розглянемо гідрокінематичну схему рис. 1 а.

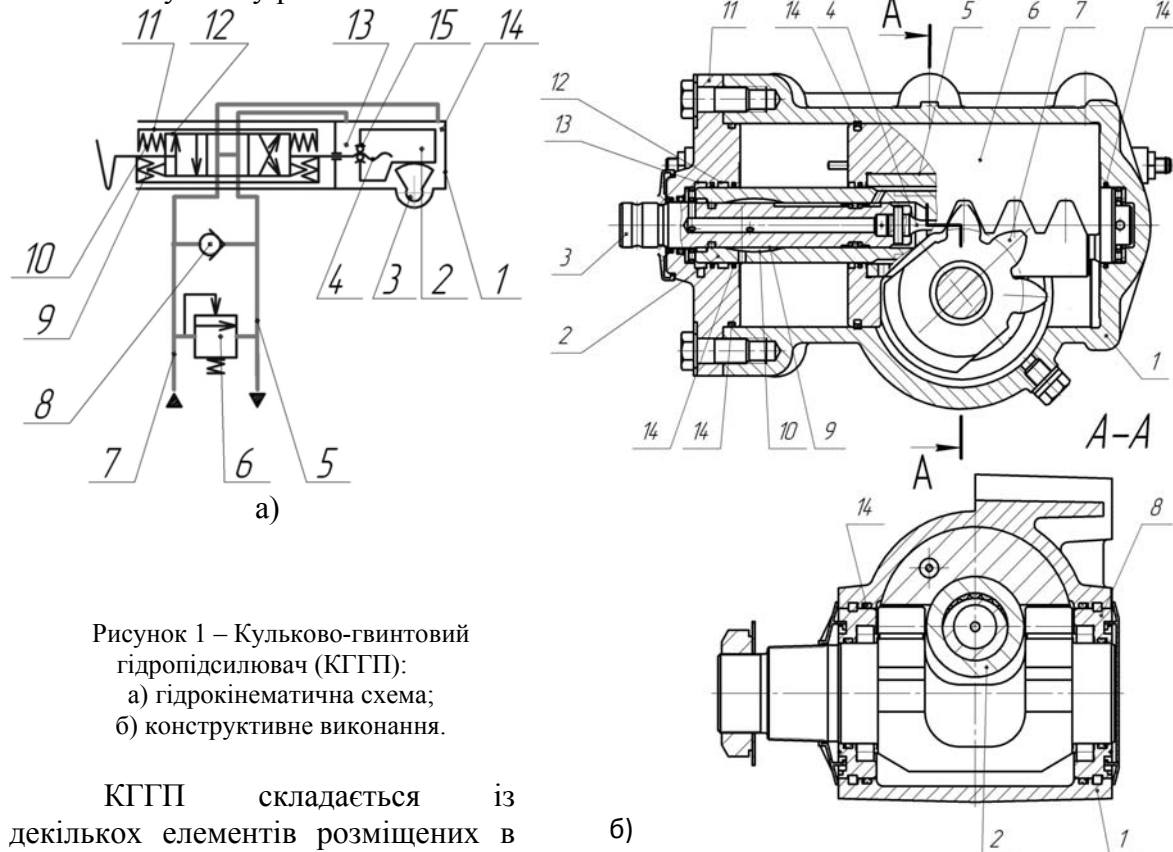


Рисунок 1 – Кульково-гвинтовий гідропідсилювач (КГГП):
 а) гідрокінематична схема;
 б) конструктивне виконання.

КГГП складається із декількох елементів розміщених в єдиному корпусі 1. Тобто:

- гідралічного розподільника утвореного зовнішнім 11 і внутрішнім 12 золотниками, пружних елементів 10, муфти передачі крутного моменту 9;
- напірної 7 і зливної 5 магістралей;

- запобіжного 6 і зворотнього 8 клапанів;
- рейкової передачі утвореної рейкою – поршнем 2 і валом сектором 3;
- кульково–гвинтової передачі, утвореної гвинтом 4 і гвинтовим отвором рейки поршня 2;

- опозитних порожнин 13, 14 утворених поділкою картера 1 рейкою поршнем 2 на дві герметично ізольовані частини.

Принцип дії КГГП. КГГП відноситься до механізмів подвійної дії. Це обумовлено тим, що переміщення вихідної ланки, якою є вал сектор 3 здійснюється двома паралельними потоками:

- механічними передачами, кульково–гвинтовою і рейковою;
- гідравлічною передачею, переміщенням рейки поршня 2 в картері 1 за рахунок гідравлічного тиску в порожнинах 13 і 14.

При роботі в штатному режимі навантаження вала сектора 3 долається гідравлічним тиском, а механічні передачі здійснюють лише відслідкуючу дію.

При роботі в нештатному режимі, в разі відмови гідравліки, працюють механічні передачі для подолання навантаження на валу – секторі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11 на кут обмеженим муфтою 9, в будь яку із сторін, робоча рідина із магістралі напору 7 проходить через відповідні канали обумовлених золотників і заповнює одну із порожнин 13 або 14.

При цьому за рахунок гідравлічного тиску здійснюється прямолінійне переміщення рейки поршень 2 в картері 1, і поворот вал – сектора 3 внаслідок взаємодії його зуб'їв із зуб'ями рейки поршня. Робоча рідина із опозитної порожнини буде витісняється в зливну магістраль 5.

Переміщення рейки поршня 2 супроводжується синхронним обертанням гвинта 4 кульково–гвинтової передачі 4, 15 внаслідок того, що зовнішній золотник 11 з гвинтом 4 утворює єдину ланку.

Обумовлене переміщення буде здійснюватись до моменту припинення повертання внутрішнього золотника 12. При цьому зовнішній золотник 11 під дією пружних елементів 10 повернеться в нейтральне положення, в якому відповідні канали розподільника з'єднують магістралі зливу і напору, і тиск в порожнинах 13 і 14 вирівнюється до значень тиску холостого ходу.

Запобіжний клапан 6 спрацьовує при перевищенні тиску в напірній магістралі 7 внаслідок дії несанкціонованих навантажень на вал – сектора 3.

Точність управління КГГП обумовлена величиною часу між керуючим рухом внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11, який є вхідною ланкою і виконавчим коловим рухом вала – сектора 3, який є вихідною ланкою.

Величина часу повернення золотників 11 та 12 у вихідне положення залежить від швидкості переміщення внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11.

Ця швидкість залежить від двох факторів:

- з одного боку це величина вільного руху золотника 12 відносно золотника 11 в межах, які дозволяє муфта 9;

- з іншого боку це жорсткість пружного елемента 10 від якої залежить швидкість зворотного руху в нейтральне положення.

Чим більша величина обумовленого часу тим довше буде відбуватись дія попередньої команди, що зменшує точність керування, бо вихідна ланка буде продовжувати рух, який був переданий їй попередньою командою

Підвищення точності керування можливо за рахунок підвищення жорсткості пружного елемента 10 і зменшення кута муфти 9.

При відмові гідравліки робота КГГП відбувається в нештатному режимі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 на кут обмежений муфтою 9 починає обертатись зовнішній золотник 11 з гвинтом 4, внаслідок чого рейка – поршень 2 переміщується обертаючи вал – сектор 3.

При переміщенні рейки поршень 2 в одній із порожнин 13 або 14, яка збільшується в своєму об'ємі, виникає від'ємний тиск.

Обумовлений від'ємний тиск провокує спрацьовування зворотнього клапана 8 при цьому рідина із опозитної порожнини, яка зменшується, витісняється в збільшуючу порожнину.

Наявність клапана 8 дає змогу функціювати КГГП в нештатному режимі.

Конструктивне виконання КГГП. На рис. 1 б представлено конструктивне виконання КГГП.

В картері 1, який має форму двох перетинаючихся під прямим кутом циліндрів розміщені складальні одиниці.

Гвинт 2 в складі з ротором 3 і поршнем 4, який з гайкою 5 утворює кульково–гвинтову передачу.

Рейка поршень 6 в складі з гайкою взаємодіє з вал – сектором 7, утворюючи з останнім рейкову передачу.

Вал – сектор 7 розміщений в спеціальних роликових підшипниках 8.

Ротор 3 є вхідною ланкою КГГП, на його зовнішній циліндричній поверхні виконані повздовжні пази 9, які взаємодіють з поздовжніми пазами 10 виконаними на внутрішніх циліндрах поверхні гвинта 2.

Таким чином внутрішня циліндрична поверхня гвинта 2 є зовнішнім золотником, а зовнішня циліндрична поверхня ротора 3 є внутрішнім золотником.

До картера 1 приєднується корпус розподільника 11. В корпусі розподільника розміщені канали напору 12, зливу 13, а також порожнини в яких вмонтовані запобіжники та зворотній клапани.

Для забезпечення зовнішньої та внутрішньої герметичності в КГГП передбачені ущільнюючі елементи 14.

Оціночні показники КГГП. Момент на рульовому валу, що відповідає вмиканню підсилювача M_p^o . Крутний момент на рульовому валу, який відповідає виникненню тиску в напірній магістралі, що перевищує тиск зливу і тиск холостого ходу ω_1 .

Крутний момент визначає необхідну і достатню шорсткість торсіона.

Момент на рульовому валу, який відповідає тиску ρ^{max} , M_p^{max} .

Крутний момент на рульовому валу, що відповідає досягненню тиску ρ^{max} .

Його можна регламентувати значеннями об'ємної подачі рідини через розподільник при якій утворюється вище згадані значення тиску.

Максимальний момент на валу сошки M_c^{max} . Крутний момент на валу сошки, що відповідає робочому значенню тиску в напірній магістралі КГГП.

Максимальний робочий тиск ρ^{max} – тиск який відповідає значенню максимального моменту на валу сошки.

Тиск холостого ходу ρ^o . Різниця тисків в напірній і зливній магістралі при нейтральному положенні рульового вала.

Тиск холостого ходу визначає достатність прохідних каналів гідравлічного розподільника.

Тиск нецентрування, $\Delta\rho^o$. Перевищення тиску в напірній магістралі над тиском холостого ходу, що викликає не повернення рульового вала в нейтральне положення при його звільненні після повороту. Тиск не центрування визначає наявність

несиметричності гідравлічного розподільника внаслідок тертя взаємодіючих поверхонь, або недостатньої жорсткості торсіона.

Гідравлічний люфт α_0 . Суміжний кут повороту рульового вала в обох напрямках, у межах якого не відбудеться підвищення тиску вище значень тиску холостого ходу ρ^0 . Гідравлічний люфт визначає зону нечуттєвості КГГП.

Ефективність реактивної властивості розподільника. Оцінка кореляції між прирощенням моменту на рульовому валу ΔM_p та прирощенням тиску $\Delta \rho$ в напірній магістралі. Ефективність регламентується коефіцієнтом ефективності розподільника K_r^p значення якого визначається по формулах:

$$K_r^p = \frac{\Delta M_p}{\Delta \rho}, \quad (1)$$

для випадку коли вихідний вал КГГП заблокований;

$$K_r^p = \frac{\Delta M_p}{\Delta Q}, \quad (2)$$

для випадку, коли вихідний вал КГГП навантажений нормованим навантаженням.

Ефективність реактивної властивості КГГП. Оцінка кореляції між прирощенням момента на рульовому валу ΔM_p та прирощенням моменту ΔM_c на вихідному валу КГГП в межах $\pm 0,1M_c^{max}$. Ефективність регламентується коефіцієнтом ефективності КГГП $K_r^{КГГП}$, значення якого визначаються по формулі:

$$K_r^{КГГП} = \frac{\Delta M_p}{\Delta M_c} \quad (3)$$

Обладнання для випробувань. Система автоматизованого комплексного контролю параметрів здійснена на випробувальному стенді, обладнаному засобами програмного керування.

Склад системи представлений на рис. 2.

Принцип дії випробувальної системи. Подача рідини в розподільник КГГП здійснюється насосом живлення 7.

При цьому датчиком 33 контролюється тиск, а датчиком 36 об'ємна подача.

Інформація з датчиків 33 і 36 подається на аналого – цифровий перетворювач 20. Привод обертання КГГП здійснюється МП 8. При цьому значення крутного моменту на рульовому валу M_p оцінюються датчиком 38.

Частота обертання контролюється датчиком 18, а кут повороту датчиком 39.

Навантаження КГГП здійснюється МН 1.

Управління виконавчими елементами 11, 15, 17, 27 здійснюється відповідно з програмним забезпеченням від обчислювального пристрою 22 через цифрово – аналоговий перетворювач 21.

Методика випробувань

Момент на рульовому валу M_p^0 . Випробування проводяться при заблокованій сощі КГГП 29.

Гідромотор МП 16 повертає рульовий вал до тих пір поки тиск в напірній магістралі КГГП почне перевищувати тиск холостого ходу ρ^0 . При цьому фіксується значення моменту M_p^0 датчиком 38.

Момент на рульовому валу M_p^{max} . Випробування проводиться при заблокованій сощі КГГП 29.

Гідромотор МП 16 повертає рульовий вал до тих пір поки тиск в напірній магістралі КГГП почне дорівнювати значенням ρ^{max} . При цьому фіксується значення крутного моменту M_p^{max} датчиком 38.

Програма і методика випробувань

Таблиця 1 – Налаштовані параметри

Найменування	Позн	Одиниця виміру	Виконавчий засіб рис.2	Засіб виміру рис.2
1	2	3	4	5
Об'ємна подача живлення КГПП	Q	дм ³ /хв	Насос поз. 7	Датчик контролю об'ємної подачі поз. 36
Колова швидкість обертання рульового вала	ω	рад/сек	Гідромотор привода поз. 17 МП	Датчик колової швидкості поз. 18
Максимальний тиск системі живлення КГПП	ρ^{max}	МПа	Дросель магістралі зливу МН поз. 27	Манометр поз. 26

Таблиця 2 – Контролюємі параметри

Найменування	Позн.	Одиниця виміру	Засіб вимірювання рис.2
1	2	3	4
Момент на рульовому валу, що відповідає тиску вмикання підсилювача, а також при $\rho = \rho^{max}$	M_p^o M_p^{max}	Н·м	Датчик контролю крутного моменту поз. 38
Максимальний момент на валу сошки	M_c^{max}	Н·м	Датчик контролю крутного моменту поз. 37
Максимальний робочий тиск	ρ^{max}	МПа	Диференційний датчик поз. 33
Тиск холостого ходу	ρ^o	МПа	Диференційний датчик поз. 33
Тиск нецентрування	$\Delta\rho^o$	МПа	Диференційний датчик поз. 33
Гідрравлічний люфт	α^o	град	Датчик кута повороту поз. 39
Кореляційна залежність $R_r^p = \frac{\Delta M_p}{\Delta \rho}$	K_r^p	-	Дисплей поз. 23
Кореляційна залежність $K_r^{КГПП} = \frac{\Delta M_p}{\Delta M_c}$	$K_r^{КГПП}$	-	Дисплей поз. 23

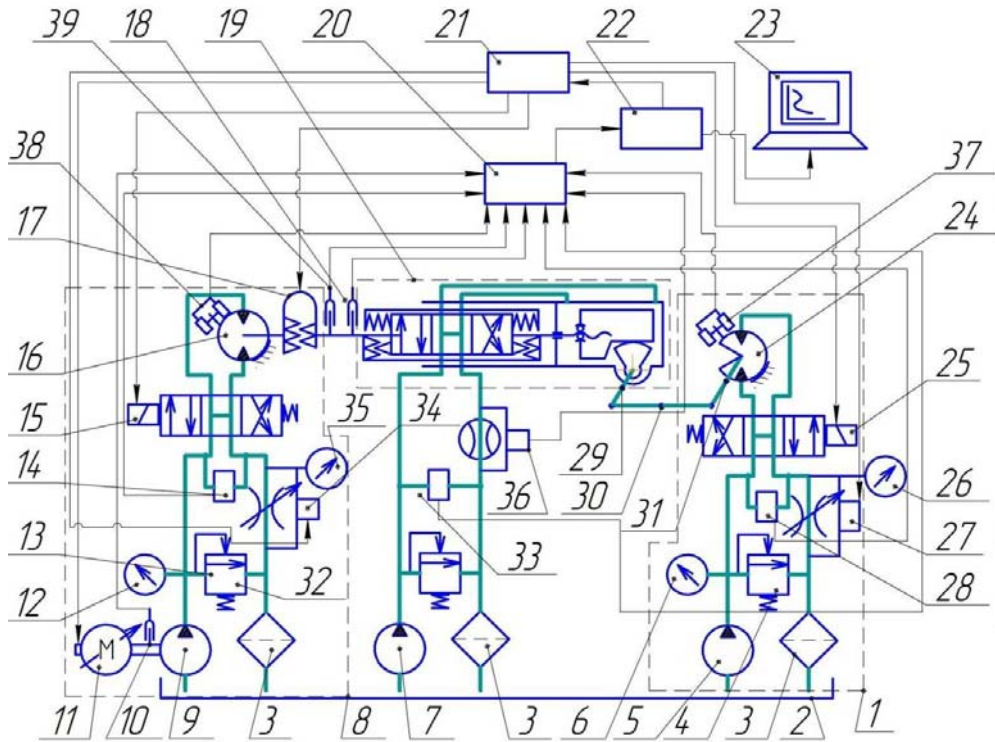


Рисунок 2 – Випробувальна система контролю оціночних показників кульково-гвинтових гідропідсилювачів (КГГП)

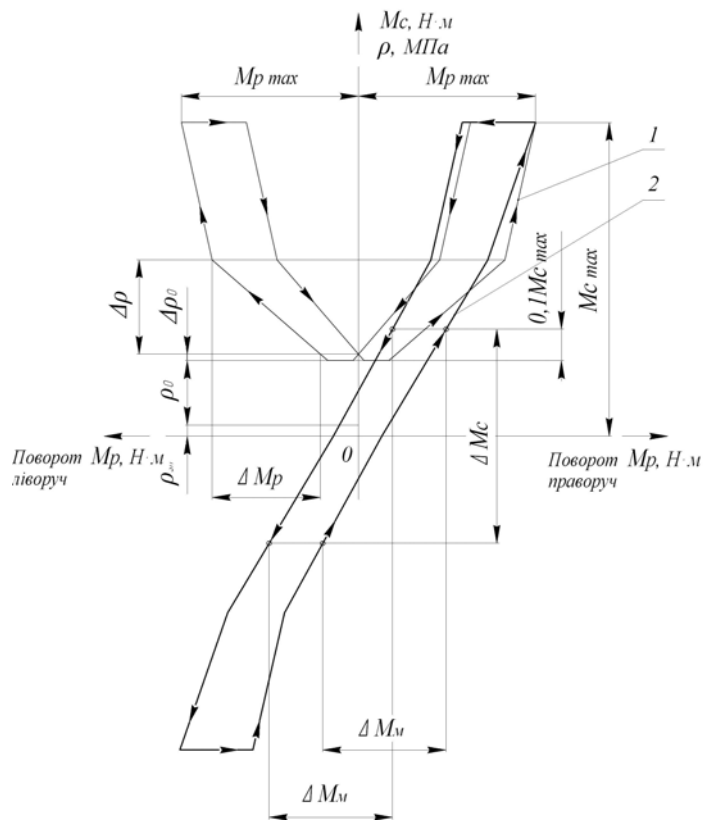


Рисунок 3 – Сильовий портрет функціонування КГГП
 1 – характеристика реактивної властивості розподільника КГГП;
 2 – характеристика реактивної властивості КГГП.

Максимальний момент на валу сошки M_c^{max} . Випробування проводяться в режимі адекватному штатному режиму експлуатації КГП. Сошка 29 навантажена моментом від гідромотора МН 24.

Рульовий вал приводиться в рух гідромотором МП 16. КГП отримує живлення від насоса 7 адекватно тому, як це відбувається в штатному режимі експлуатації.

З дотриманням значень об'ємної подачі Q і тиску p в магістралі живлення КГП.

При цьому контролюється:

- крутний момент на гідромоторі 24 МН датчиком 37;
- крутний момент на гідромоторі 16 МП датчиком 38.

Ці данні оброблюються в аналого – цифровому перетворювачі 2 і у вигляді графіків рис. 3 на дисплеї 23.

Список літератури

1. ГОСТ Р 52453 – 2005 «Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем и рулевые гидроусилители. Технические требования и методы испытаний». М.: Стандартинформ, 2008. – 30с.
2. ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний». М.: Министерство автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР, 1989. – 48с.
3. ОСТ 37.001.471-88 «Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем грузовых автомобилей и автобусов. Общие технические требования и методы стендовых испытаний» М.: Министерство автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР, 1989. – 36с.
4. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 121 с.
5. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176с.

М.Подгаецкий, С.Лобода

Испытательная система диагностики шарико-винтового гидроусилителя

Разработана система диагностирования шарико-винтового гидроусилителя. Система вмещает анализ оценочных показателей ШВГУ, программу и методику диагностирования. Рассмотрена принципиальная схема испытательного стенда для проведения диагностирования.

M.Podgaetsky, S.Loboda

Test system for diagnosis of ball screw power steering

The system for diagnosing ball screw power steering is developed. The system contains the analysis of evaluation indexes of BSPS, program and diagnosing technique. The fundamental chart of test bench is considered for realization of diagnosticating.

Одержано 21.02.12