

УДК 624.664

М. М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Математична модель визначення ефективності роботи кульково-гвинтових гідро-підсилювачів (КГГП)

В статті описано теоретичне дослідження впливу конструктивних факторів виконання кульково-гвинтових гідро-підсилювачів рульового управління автомобіля на ефективність його роботи.

Розроблена математична модель дає змогу вибору оптимальної конструкції гідро-підсилювачів на етапі розробки принципової схеми.

гідро-підсилювач, крутний момент, об'ємна подача, тиск, коефіцієнт корисної дії, вал сошки

Відповідно з класифікацією провідної фірми з виробництва гідро-підсилювачів Zahnradfabrik (ZF, Німеччина) [1] найбільш універсальним оціночним показником кульково-гвинтових гідро-підсилювачів (КГГП) є коефіцієнт рівня, який визначається за формулою:

$$K_{\text{рів}} = \frac{A_{\text{ГП}}}{G}, \quad (1)$$

де $A_{\text{ГП}}$ - робота, яку здійснює гідро-підсилювач (ГП) для однократного циклу повертання керуємих коліс;

G - вага гідро-підсилювача.

Така формула є оціночним показником по досягненню відповідного рівня конструктивного виконання.

Але вона не враховує показників надійності (ресурсу). Наприклад, можна створити ГП з високим значенням $K_{\text{рів}}$, але який зможе здійснити обмежену кількість циклів навантаження.

Таким чином більш доцільно в формулу (1) ввести максимально допустиму кількість циклів навантаження, N

$$K_{\text{рів}} = \frac{A_{\text{ГП}} \cdot N}{G}, \quad (2)$$

Формула (2) дає більш точну оцінку ГП, але вона не визначає шляхів підвищення цього показника, тобто оптимізації конструктивного виконання.

Більш ефективним оціночним показником може бути прийнятий показник, який враховує затрати потужності на створення необхідного зусилля повороту.

Для виводу рівняння силового балансу ГП необхідно проаналізувати його принципову схему.

Незважаючи на значну кількість варіантів конструктивного виконання КГГП [1,2, 3] всі вони мають загальну принципову схему.

Загальна принципова схема втілюється в три конкретних варіанти виконання:

- кульково-гвинтовий кривошипно-шатунний гідро-підсилювач (КГКШ), рис.1,а;
 - кульково-гвинтовий кривошипно-поршневий гідро-підсилювач (КГКП), рис.1, б;
 - кульково-гвинтовий рейково-поршневий гідро-підсилювач (КГРП), рис. 1, в;
- Загальними елементами для обумовлених варіантів є такі:
- картер, в якому розміщені елементи, які утворюють кінематичну схему;
 - гідравлічний розподільник з приводів від кермового колеса, який здійснює розподіл робочої рідини по опозитним порожнечам картера;
 - кульково-гвинтова передача, яка здійснює слідування за переміщенням поршня в штатному режимі, і є механічним підсилювачем при позаштатному режимі (відмова гідравліки);
 - поршень, який поділяє циліндр, утворений картером, на дві опозитні порожнини і кінематично пов'язаний одночасно з кульково-гвинтовою передачею і з валом сошки;
 - вал сошки з комплектом підшипників кінематично пов'язаний з поршнем.

В загальному випадку робота витрачена по здійсненню повороту може бути виражена рівняння енергетичного балансу:

$$A_p \cdot K_{пс} = A_{пор} \cdot A_{вс}, \quad (3)$$

де A_p - робота необхідна для здійснення повороту рульового колеса;

$A_{пор}$ — робота гідравлічна по переміщенню поршня в межах повороту;

$A_{вс}$ — робота валу сошки;

$K_{пс}$ — коефіцієнт підсилення.

Коефіцієнт підсилення можна визначити по формулі

$$K_{пс} = \frac{M_c}{M_p}, \quad (4)$$

де M_c — момент крутний на валу сошки, необхідний і достатній для здійснення повороту;

M_p — момент крутний на рульовому валу, який відповідає вмиканню гідро-підсилювача.

КГКШ, рис. 1, а складається із картера 3, в якому розміщений поршень 5, кінематично пов'язаний за допомогою кульково-гвинтової передачі 4 з гідро-розподільником і одночасно пов'язаний кривошипно-шатунним механізмом 6, 7 з валом сошки 8.

КГКП, рис. 1, б відрізняється від КГКШ наявністю кривошипа 7, який взаємодіє з пазом поршня 5.

КГРП, рис. 1, в відрізняється від КГКШ і КГКП наявністю рейкової передачі 12, яка здійснює кінематичний зв'язок поршня 5 і валу сошки 8.

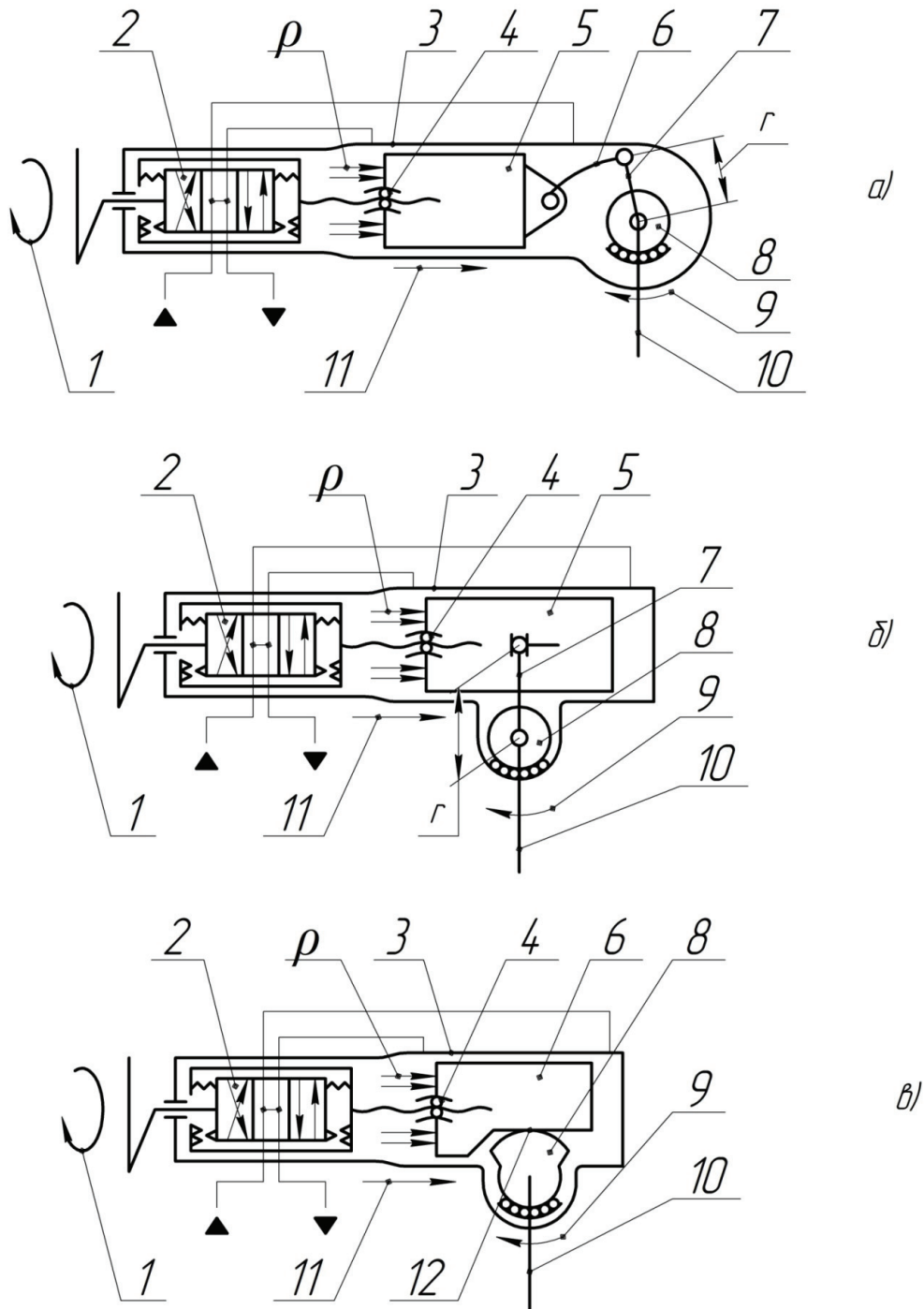
Робота рульового валу A_p для всіх трьох виконань буде однаковою та її можна виразити формулою:

$$A_p = \frac{M_p \cdot n_p \cdot T}{C}, \quad (5)$$

де n_p – колова швидкість рульового валу;

T – час здійснення повороту;

C – постійний коефіцієнт.



а) кривошипно-шатунний (ШВКШ);

б) кривошипно-поршневий (ШВКП);

в) рейково-поршневий (ШВРП);

1 – вектор обертання рульового валу; 2 – гідро-розподільник; 3 – картер;

4 – шарико-гвинтова передача; 5 – поршень; 6 – шатун; 7 – кривошип;

8 – вал сошки; 9 – вектор переміщення валу сошки; 10 – сошка;

11 – вектор переміщення поршня; 12 – рейкова передача; p – гідравлічний тиск

Рисунок 1 – Кульово-гвинтові гідро-підсилювачі (КГГП)

Робота поршня $A_{пор}$ буде визначатись за таким формулами:
для КГКШ

$$A_{пор} = \frac{Q \cdot P \cdot T}{\eta_{пор} \cdot \eta_{кш}}; \quad (6)$$

для КГКП

$$A_{пор} = \frac{Q \cdot P \cdot T}{\eta_{пор} \cdot \eta_{кп}}; \quad (7)$$

для КГРП

$$A_{п\ddot{u}\delta} = \frac{Q \cdot P \cdot T}{\eta_{п\ddot{u}\delta} \cdot \eta_{\delta i}}; \quad (8)$$

де Q — об'ємна подача робочої рідини;

P — тиск в напірній магістралі необхідний і достатній для здійснення повороту;

$\eta_{пор}$ — ККД взаємодії поршня з циліндром;

$\eta_{кш}$ — ККД кривошипно-шатунної передачі;

$\eta_{кп}$ — ККД кривошипно-поршневої передачі;

$\eta_{рп}$ — ККД рейкової передачі.

Робота валу сошки може вміщувати в себе тільки частину, яка витрачається на здолавання сил тертя в підшипниковому вузлі.

Це обумовлено тим, що здолавання основного зусилля повороту здійснює поршень (див. формулу 6, 7, 8).

Таким чином можна прийняти умову, що вал сошки передає лише незначну частину моменту $M'_{вс}$, тобто

$$M'_{вс} = (1 - \eta_1) \cdot M_c, \quad (9)$$

де η_1 — ККД передачі між поршнем та валом сошки.

Крім того необхідно врахувати перемінність крутного моменту $M''_{вс}$ при використанні кривошипних передач, в яких радіус кривошипу змінюється в межах кута повороту:

$$M''_{вс} = M_{вс} \cdot \left(\frac{r - \frac{dr}{d\varphi_c}}{r} \right), \quad (10)$$

де r — радіус кривошипу;

φ_c — кут повороту ВС.

З урахуванням виразів (9) і (10) отримаємо значення роботи ВС:

для КГКШ

$$A_{BC} = \frac{1}{C}(1 - \eta_{ку}) \cdot M_{вс} \left(\frac{r - \frac{dr}{d\phi_c}}{r} \right) \cdot n_c \cdot T; \quad (11)$$

для КГКП

$$A_{BC} = \frac{1}{C}(1 - \eta_{кп}) \cdot M_{вс} \left(\frac{r - \frac{dr}{d\phi_c}}{r} \right) \cdot n_c \cdot T; \quad (12)$$

для КГРП

$$A_{BC} = \frac{1}{C}(1 - \eta_{рп}) \cdot M_{вс} \cdot n_c \cdot T, \quad (13)$$

де n_c — кутова швидкість ВС.

Таким чином з урахуванням отриманих формул запишемо розгорнуті рівняння енергетичного балансу:

для КГКШ

$$\frac{M_p \cdot \eta_p \cdot T \cdot M_c}{C \cdot M_p} = \frac{Q \cdot P \cdot T}{\eta_{нор} \cdot \eta_{ку}} + \frac{(1 - \eta_{ку}) \cdot M_{вс} \left(\frac{r - \frac{dr}{d\phi_c}}{r} \right) \cdot T}{C}; \quad (14)$$

для КГКП

$$\frac{M_p \cdot \eta_p \cdot T \cdot M_c}{C \cdot M_p} = \frac{Q \cdot P \cdot T}{\eta_{нор} \cdot \eta_{кп}} + \frac{(1 - \eta_{кп}) \cdot M_{вс} \left(\frac{r - \frac{dr}{d\phi_c}}{r} \right) \cdot T}{C}; \quad (15)$$

для КГРП

$$\frac{M_p \cdot \eta_p \cdot T \cdot M_c}{C \cdot M_p} = \frac{Q \cdot P \cdot T}{\eta_{нор} \cdot \eta_{рп}} + \frac{(1 - \eta_{рп}) \cdot M_{вс} \cdot T}{C}. \quad (16)$$

Для спрощення отриманих рівнянь приймемо ряд допущень:

$$n_c = \frac{n_p}{i}, \quad (17)$$

де i — передавальне число механічних передач ГП.

Після проведення математичних перетворень отримуємо:

для КГКШ

$$Q \cdot P = \frac{M_{вс} \left(\frac{r - \frac{dr}{d\phi_c}}{r} \right) \cdot n_c [i - (1 - \eta_{ку})] \cdot \eta_{нор} \cdot \eta_{ку}}{C}; \quad (18)$$

для КГКП

$$Q \cdot P = \frac{M_{ec} \left(\frac{r - \frac{dr}{d\phi_c}}{r} \right) \cdot n_c [i - (1 - \eta_{kn})] \cdot \eta_{nop} \cdot \eta_{kn}}{C}; \quad (19)$$

для КГРП

$$Q \cdot P = \frac{M_{ec} \cdot n_c [i - (1 - \eta_{pn})] \cdot \eta_{nop} \cdot \eta_{pn}}{C}. \quad (20)$$

Таким чином отримані рівняння визначають залежність потужності, що створюється, $P (P = Q \cdot \rho)$ від фактичного конструктивно виконаного ГП, яке формується параметрами η, i , а також моментом M_{ec} , що реалізується.

Висновки:

1. Розроблена математична модель дає можливість оцінити конструктивне виконання КГП з точки зору ефективності експлуатаційних показників.

2. Розроблена модель вказує на конкретні конструктивні елементи, оптимізація яких підвищить ефективність роботи КГП.

Список літератури

1. Каталог фірми Zahnradfabrik (ZF), Німеччина.
2. Чайковский И. П., Саломатин П. А. Рулевые управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1987, — 175 с.
3. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972 — 121с.

М. Подгаецкий

Математическая модель определения эффективности работы шариковинтовых гидроусилителей (ШВГУ)

В статье описаны теоретические исследования влияния конструктивных факторов исполнения шариковинтовых гидроусилителей рулевого управления автомобилем на эффективность его работы.

Разработанная математическая модель даёт возможность выбора изделия оптимальной конструкции гидроусилителя на этапе разработки принципиальной схемы.

M. Podgaeckiy

Mathematical model of definition of overall performance hydraulic boosters (PHBT)

In article theoretical researches of influence of efficiency factors of execution шариковинтовых hydraulic boosters of a steering by the car on efficiency of its work are described.

The developed mathematical model gives the chance a choice of a product of an optimum design of the hydraulic booster at a circuit diagram development cycle.

Одержано 02.11.10