

## ISLEDOVANIE OF DYNAMIC INDEXES TO PROCESS OF UNITIZATION OF TECHNOLOGICAL MODULE WITH MOBILE ENERGY MACHINE

*Is conduct research of dynamic indexes of process of unitization of the technological module with a mobile power mean during the acceleration of the technological module from primary position.*

**Key words:** *mobile energy machine, technological module, device for an unitization.*

УДК 62-592.2:629.113/115

## ДО УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОПРИВОДА СИСТЕМИ ГАЛЬМУВАННЯ МОБІЛЬНО-ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАСОБУ

**А.М. Божок**, доцент  
*Подільський ДАТУ*

---

*Наведено принципову схему та описано роботу удосконаленого гідропривода системи гальмування мобільно-енергетичного засобу, а також результати його дослідження.*

**Ключові слова:** *гідропривод, системи гальмування, мобільно-енергетичний засіб.*

---

**Проблема.** Для зниження швидкості руху, повної зупинки на можливо короткому шляху, що гарантує безпеку і утримання на зупинках в нерухомому стані, автомобілі, трактори та інші мобільно-енергетичні засоби (МЕЗ) обладнуються гальмівною системою (ГС). Одним із елементів, що впливає на ефективність використання ГС, є гідропривод, який служить для передачі зусилля педалі або важеля до гальмівного механізму. Недоліком гідропривода є запізнювальна і низька швидкість гальмування МЕЗ, особливо автопотягів з колісними гальмівними механізмами, розміщеними на певних відстанях від головного циліндра, зумовлена керуванням ними тільки за сигналами пропорційними змінюванню тиску. Останнє суттєво понижує ефективність ГС з відомими гідроприводами, що є причиною частих аварій, пов'язаних з нещасними випадками і відчутними матеріальними збитками.

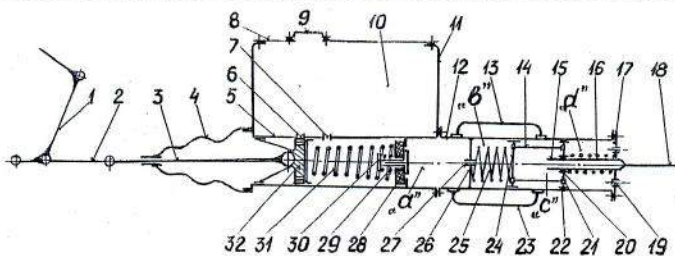
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомі [1, 2, 3] ГС, в

яких зусилля від ножної педалі до гальмівного механізму передаються гідроприводом. Однак, крім функціонально необхідних корпуса з резервуаром і головним циліндром, сполучених отворами, підпружинених впускного і випускного клапанів і поршня, установлених в циліндрі, важеля гальмівної педалі і штока, зв'язаного з поршнем, вони не містять механізмів форсуючих швидкодію сигналів керування, для зменшення запізнювання передачі їх до колісних гальмівних циліндрів.

**Мета дослідження.** Виявити можливості удосконалення гідропривода ГС шляхом форсування швидкодії сигналів керування гальмівним механізмом.

**Результати досліджень.** Удосконалений принципово новий (патент України №62909) гідропривод з можливим корегуванням сигналу керування гальмівним механізмом був розроблений на кафедрі «Трактори, автомобілі та енергетичні засоби» Подільського державного аграрно-технічного університету (ПДАТУ, м. Кам'янець-Подільський).

Гідропривод містить корпус 11 (рис. 1), прикріплений до рами МЕЗ, у верхній частині якого розміщений резервуар 10, а в нижній частині – головний гальмівний циліндр 5, з поршнем 32, штоком 3, зв'язаним тягою 2 з важелем 1 гальмівної педалі. Перепускається гальмівна рідина з резервуара 10 в циліндр 5 через отвори 6, 7. Вгорі резервуар 10 закритий кришкою 8 з пробкою 9 для заповнення ГС рідиною, в якій є вентиляційні отвори для сполучення резервуара з атмосферою.



**Рис. 1.** Принципова схема удосконаленого гідропривода гальмової системи: 1 – важіль гальмівної педалі; 2, 14 – тяги; 3 – шток; 4 – чохол гофрований; 5 – головний гальмівний циліндр; 6, 7, 19 – отвори; 8 – кришка; 9 – пробка; 10 – резервуар; 11 – корпус; 12 – циліндр зовнішній; 13, 18, 23 – гідролінії; 15 – циліндр внутрішній; 16, 25, 29, 31 – пружини; 17 – фланець; 20, 22 – ущільнення; 21, 24, 32 – поршні; 26 – перегородка; 27 – дросель; 28 – впускний клапан; 30 – випускний клапан

В циліндрі 5 розміщені випускний 30 і впускний 28 клапани, навантажені пружинами 29, 31. Циліндр 12 з перегородкою 26 приєднаний до корпусу 11 і зв'язаний з фланцем 17 з перепускними для повітря отворами 19. У середині циліндра встановлені внутрішній циліндр 15, суцільний 24 і порожнистий 21 поршні з пружинами 25, 16, що з'єднані тягами 14.

Порожнини «а», «в», «с» заповнені гальмівною рідиною, а порожнина «d» - повітрям. З головним циліндром порожнина «а» сполучається через клапани 28, 30, з порожниною «в» - через дросель 27, а з порожниною «с» безпосередньо гідролініями 13, 23. Порожнина «d» сполучається з атмосферою через отвори 19. З порожнини «с» гідролінією 18 гальмівна рідина поступає в колісний гальмівний циліндр.

При натисканні на педаль гальма шток 3 головного гальмівного циліндра 5 переміщує поршень 32 у бік клапанів. Як тільки поршень перекриє калібрований компенсаційний отвір 7, тиск гальмівної рідини в циліндрі відкриває випускний клапан 30 і вона поступає в порожнину «а», різко підвищуючи в ній тиск, який через гідролінії 13, 23 буде передаватися в порожнину «с», а через дросель 27 – в порожнину «в». Але, завдяки дроселю 27, тиск у порожнині «в» буде зростати повільніше, ніж у порожнині «с», яка сполучена з порожниною «а» безпосередньо. Це сповільнить переміщення суцільного поршня 24 і рух порожнистого поршня 21, зв'язаного з ним тягами 14, додатково підвищуючи тиск у порожнині «с». В результаті буде гідравлічно підсумовуватися два тиски, тобто вихідний тиск із порожнини «с», що передається гідролінією 18 до колісного гальмівного циліндра, буде складатися із тиску, викликаного змінюванням тиску в головному гальмівному циліндрі і тиску викликаного швидкістю (першою похідною) його змінювання.

Далі, коли гальмівна рідина гідролінією 18 надійде в гальмівні циліндри коліс, де тиск рідини пересуне їх поршні назовні, спочатку наближаючи штовхачі до гальмівних барабанів з великою швидкістю, а при зближенні і з'єднанні із ними – повільно, запобігаючи можливим ривкам і ударам.

Останнє забезпечується вирівнюванням тисків у порожнинах «в», «с», переміщенням суцільного поршня 24 і зв'язаного з ним тягами 14 порожнистого поршня 21, вліво, а отже, зникненням додаткового збільшення тиску в порожнині «с», пропорційного швидкості (першій похідній) його змінювання.

При різкому припиненні гальмування гідропривод у зворотному напрямку автоматично забезпечить спочатку швидке, без ривків і уда-

рів, а після роз'єднання – сповільнене переміщення штовхачів.

Вхідною величиною серійного гідропривода, при відліку в малих приростах від динамічного рівноважного стану, є тиск  $\Delta P_{\text{вх}}$ , а вихідною – переміщення  $\Delta S_{\text{вих}}$  випускного клапана 30.

При незначних масі і швидкості руху клапана, рівновага діючих на нього сил, запишеться у вигляді

$$f_{\tau} + f_{np} = f_{\text{вх}}, \quad (1)$$

де  $f_{\text{вх}}$ ,  $f_{np}$ ,  $f_{\tau}$  - відповідно зусилля вхідне, пружини і в'язкого тертя.

Вхідне зусилля при площі  $F$  клапана буде рівне

$$f_{\text{вх}} = \Delta P_{\text{вх}} \cdot F. \quad (2)$$

Сила в'язкого тертя, яка пропорційна швидкості переміщення клапана, матиме вигляд

$$f_{\tau} = \nu \frac{d\Delta S_{\text{вих}}}{dt}, \quad (3)$$

де  $\nu$  - коефіцієнт гідравлічного демпфування.

Сила протидії пружини пропорційна її стиску

$$f_{np} = C \cdot \Delta S_{\text{вих}}, \quad (4)$$

де  $C$  - жорсткість пружини.

З врахуванням (2-4) рівняння рівноваги сил (1) набуде вигляду

$$\nu \frac{d\Delta S_{\text{вих}}}{dt} + C\Delta S_{\text{вих}} = \Delta P_{\text{вх}} \cdot F. \quad (5)$$

Здійснивши перехід до безрозмірних координат, рівняння (5) матиме вигляд

$$\nu S_{\text{max}} \frac{dS_{\text{вих}}}{dt} + CS_{\text{max}} S_{\text{вих}} = P_{\text{макс}} FP_{\text{вх}}, \quad (6)$$

Тут  $P_{\text{макс}}$  - максимальна величина тиску на клапан, при якому він повністю закриється,  $S_{\text{макс}}$  - повний хід клапана.

З врахуванням того, що  $CS_{\text{макс}} = P_{\text{макс}} F$ , можна записати

$$\frac{\nu}{C} \frac{dS_{\text{вих}}}{dt} + S_{\text{вих}} = P_{\text{вх}}. \quad (7)$$

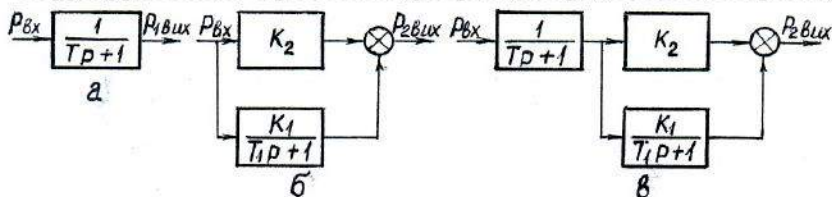
Таким чином, з врахуванням в'язкого тертя, гідравлічний клапан у динаміці є аперіодична інерційна ланка з постійною часу  $T$  і коефіцієнтом підсилення  $K_1$ , рівними:  $T = \frac{\nu}{C}$  і  $K_1 = 1$ .

Його передаточна функція з останнього рівняння матиме вигляд

$$W(p) = \frac{K_1}{T_p + 1}, \quad (8)$$

де  $p = \frac{d}{dt}$  - оператор перетворення Лапласа.

Структурна схема серійного гідропривода представлена на рис. 2, а.



**Рис. 2.** Структурна схема гідропривода гальмівної системи: а – серійного; б – диференціюючої ланки; в – удосконаленого

Від різкого змінювання вхідного сигналу (тиску)  $P_{вх}$ , вихідний сигнал (абсолютний тиск у порожнині «с»), буде рівний

$$P_{вих} = P_{1вих} + P_{2вих} + P_{3вих}, \quad (9)$$

де  $P_{1вих}$ ,  $P_{2вих}$  і  $P_{3вих}$  - вихідні тиски, відповідні від переміщення поршня 24 в результаті поступання гальмівної рідини в порожнину «в»; поршня 22 від поступання – в порожнину «с» і додаткове, спричинене різницею швидкостей руху від гідравлічного демпфування.

З врахуванням коефіцієнтів підсилення складових  $P_{вих}$  і  $P_{вх}$ , рівняння (9) матиме вигляд

$$K_1 P_{вх} + K_2 P_{вх} = P_{1вих} + P_{2вих} + P_{3вих}, \quad (10)$$

де  $K_1$ ,  $K_2$  - коефіцієнти підсилення корегуючої динамічної ланки по каналу поступання гальмівної рідини в порожнини «в», «с».

Додаткове переміщення  $P_{3вих}$ , спричинене силою гідравлічного демпфування, зрівноважується силою пружин 16, 25.

$$P_{3вих} (C_{16пр} + C_{25пр}) - v \left( \frac{dP_{1вих}}{dt} - \frac{dP_{2вих}}{dt} \right) = 0, \quad (11)$$

де  $C_{16пр}$ ,  $C_{25пр}$  - жорсткість пружин 16, 25;  $v$  - коефіцієнт гідравлічного демпфування, обумовлений наявністю дроселя 27;  $\frac{dP_{1вих}}{dt}$  і  $\frac{dP_{2вих}}{dt}$  - поступальна швидкість руху поршнів 22, 24, спричинена пе-

репадом тисків у порожнинах «в», «с», залежно від поступання в них гальмівної рідини.

Із врахуванням того, що швидкість поршнів від поступання рідини в порожнину «в», в порівнянні зі швидкістю від поступання в порожнину «с», мала і нею можна знехтувати, знаходимо

$$P_{3вих} = \frac{v}{C_{16np} + C_{25np}} \cdot \frac{dP_{1вих}}{dt}, \quad (12)$$

з врахуванням (12), вираз (10) набуде вигляду

$$K_1 P_{вх} + K_2 P_{вх} = P_{2вих} + P_{1вих} + \frac{v}{C_{16np} + C_{25np}} \cdot \frac{dP_{1вих}}{dt}. \quad (13)$$

Оскільки вихідний сигнал формується переміщенням поршнів 22, 24, залежно від кількості рідини, що поступає в порожнини «в», «с», виконуємо групування останніх два члени правої частини рівняння (13) з першим членом лівої, одержимо динамічну аперіодичну інерційну ланку з диференціальним рівнянням наступного вигляду

$$K_1 P_{вх} = P_{1вих} + \frac{v}{C_{16np} + C_{25np}} \cdot \frac{dP_{1вих}}{dt}, \quad (14)$$

з якого її передаточна функція буде

$$W_a(p) = \frac{K_1}{T_p + 1}, \quad (15)$$

де  $K_1$  - коефіцієнт підсилення корегуючої аперіодичної інерційної ланки;  $T = \frac{v}{C_{16np} + C_{25np}}$  - постійна часу ланки, що характеризує її інерційні властивості.

Перший член правої з другим членом лівої частини (13) утворюють підсилювальну ланку з алгебраїчним рівнянням

$$K_2 P_{2вих} = P_{2вих} \quad (16)$$

і передаточною функцією [4]

$$W_n(p) = K_2, \quad (17)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт підсилення ланки.

Із (13–17) випливає, що удосконалений гідропривод ГС утворений паралельним з'єднанням аперіодичної(15) і підсилювальної (17) ланок. Структурна схема такого з'єднання представлена на рис. 2,б, з якої передаточна функція утвореної ланки набуде наступного вигляду [5]

$$W_2(p) = W_a(p) + W_n(p) = \frac{K_1}{T_1 p + 1} + K_2 = K \frac{T_2 p + 1}{T_1 p + 1}, \quad (18)$$

де  $K = K_1 + K_2$  – загальний коефіцієнт підсилення утвореної ланки;  
 $T_2 = \frac{K_2 T_1}{K_1 + K_2}$  – постійна часу ланки.

Із загальної структурної схеми (рис. 2, в) удосконаленого гідропривода перехідні процеси представляються наступними виразами: серійного

$$P_{\text{вих}}(t) = \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) P_{0\text{вх}}; \quad (19)$$

удосконаленого

$$P_{2\text{вих}}(t) = \frac{1}{T_1 - T_2} \left[ K_1 T + K_2 (T - T_1) \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) + K_1 T \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}\right) \right] P_{0\text{вх}}. \quad (20)$$

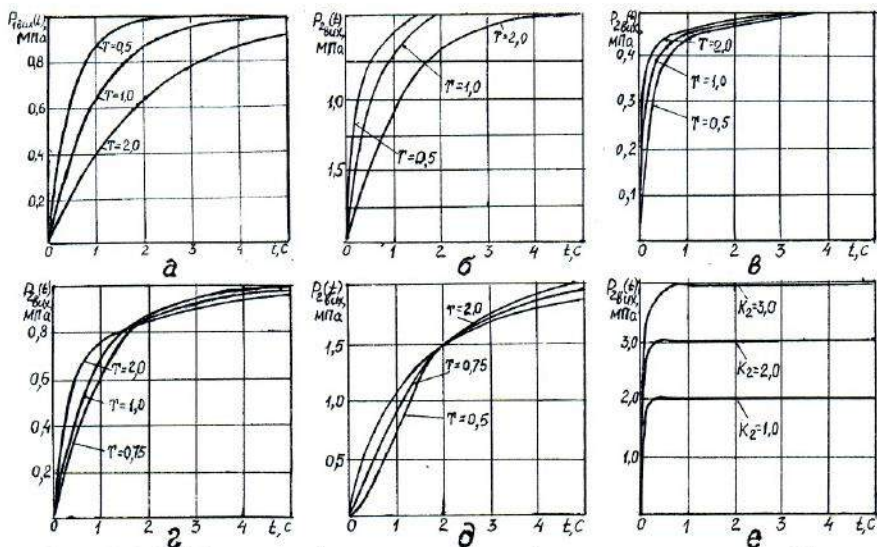


Рис. 3. Графіки перехідного процесу гідропривода: а – серійного; б – удосконаленого: б – при  $K_2=0,5$ ;  $T=T_1$ ; в – при  $K_2=0,5$ ;  $T=0,1$ ; г – при  $K_2=1,0$ ;  $T=0,5$ ; д – при  $K_2=2$ ;  $T=1,0$ ; е – при  $K_2=1,0$ ;  $2,0$ ;  $3,0$ ;  $T=T_1$ .

На рис. 3 показані графіки перехідних процесів гідропривода, отримані за дослідженнями виразів (19, 20). Із кривих перехідних процесів випливає, що швидкодія сигналів керування гальмівним механізмом серійного гідропривода збільшується із зменшенням  $T$ . В удосконаленого гідропривода вона збільшується при зменшенні  $K_2$  і  $T$ . Найменший час перехідного процесу забезпечується при значеннях  $K=1$  і  $T=T_1$ , а також змінюванні  $K_2$  від 0 до 2.

**Висновки.** Одним із заходів підвищення швидкодії сигналів керування гальмівним механізмом гідропривода МЕЗ є введення в закон керування складової пропорційної швидкості (першій похідній) змінювання тиску гальмівної рідини в головному циліндрі. Формування корегуючих сигналів здійснювати за допомогою послідовно приєднаного до головного циліндра динамічної диференціюючої ланки і гідравлічного підсумовування їх із вихідними сигналами циліндра.

#### БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Анохин В.И.* Отечественные автомобили. Изд. 2-е, исправлен. и дополнен. – М.: Машиностроение, 1964. – 780 с.
2. *Михайловский Е.В., Серебряков К.Б.* Автомобили. – М.: Машиностроение, 1967. – 780 с.
3. *Родичев В.А., Родичева Г.И.* Тракторы и автомобили. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 320 с.
4. *Иващенко Н.Н.* Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
5. *Васильев Д.В., Чуич В.Г.* Системы автоматического управления. – М.: Высшая школа, 1967. – 420 с.
6. *Крайнев А.Ф.* Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 560 с.
7. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука, Главная редакция физ.-мат. л-ры, 1981. – 720 с.

#### К УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ГИДРОПРИВОДА СИСТЕМЫ ТОРМОЖЕНИЯ МОБИЛЬНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

*Приведена принципиальная схема и описана работа усовершенствованного гидропривода системы торможения мобильно-энергетического средства, а также результаты его исследования.*



*Ключевые слова:* гидропривод, системы торможения, мобильно-энергетическое средство.

### TO THE HYDRODRIVE IMPROVEMENT OF A MOBILE-POWER EQUIPMENT BRAKE SYSTEM

*The circuit diagramme is resulted and work of an advanced hydrodrive of a mobile-power equipment brake system as well as research results is described.*

*Key words:* the hydrodrive, Brake System, Mobile-Power Equipment

УДК 631.326:620.952

### ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ПАЛИВНИХ БРИКЕТІВ ІЗ РОСЛИННОЇ СИРОВИНИ

**С.В. Субота**, наук. співр.  
ННЦ "ІМЕСГ";

**Г.А. Голуб**, докт. техн. наук  
НУБіП України;

**С.П. Степаненко**, канд. техн. наук, **В.О. Лук'янець**, ст. наук. співр.  
ННЦ "ІМЕСГ"

---

*В статті приведені технологічні схеми виробництва паливних брикетів із рослинної сировини та обґрунтовані економічні показники установки для виробництва паливних брикетів із некормових відходів.*

*Ключові слова:* біомаса, брикети, економічна оцінка, паливо, некормові відходи.

---

**Проблема.** Виробництво теплової та електричної енергії із біомаси відноситься до галузі використання відновлювальних джерел енергії (ВДЕ), які складають 12,8% від загального світового виробництва первинної енергії (ПЕ) і в нафтовому еквіваленті (н.е.) становлять 1567 Мт н.е. Тверда біомаса (солома, деревина, рослинні та тваринницькі відходи, лісогосподарські відходи, промислові та побутові відходи органічного походження) є основним ресурсом ВДЕ, які складають 77,7% світового виробництва ПЕ з ВДЕ [1]. Відповідно до «Концепції державної цільової науково-технічної програми виробництва і ви-

---

© С.В. Субота, Г.А. Голуб, С.П. Степаненко, В.О. Лук'янець.  
Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 96. 2012.