

УДК 629.353:629.4.023.14-82

В.І. Дуганець, кандидат технічних наук, доцент,

А.М. Божок, доцент,

В.В. Майсус, старший викладач,

М.А. Венгер, асистент,

М.П. Волинкін, здобувач ПДАТУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДПРОПРИВОДА ПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ САМОСКИДНОГО КУЗОВА

Представлено принципову схему та описано роботу удосконаленого гідропривода підйомного механізму самоскидного кузова, а також результати його дослідження. Показано залежність параметрів передаточного процесу від коефіцієнта підсилення і постійної часу удосконаленого гідропривода як інтегро-диференціюючої динамічної ланки.

Ключові слова: самоскидний кузов, підйомний механізм, гідропривід, гідролінія, перехідний процес, похідна, фаза, коефіцієнт підсилення, постійна часу, аперіодична ланка, підсилювальна ланка, інтегро-диференціююча ланка.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Підйомні механізми знайшли широке застосування і використовуються на автомобілях-самоскидах, самоскидних причепах, залізнодорожних платформах та інших підйомно-транспортних і стаціонарних засобах для піднімання кузовів, платформ тощо. Серед відомих найбільш поширені підйомні механізми з гідроприводом. Мала маса і об'єм, що приходить на одиницю переданої потужності, високий к.к.д., простота ручного керування та ряд інших переваг роблять їх незамінними на сучасних мобільних підйомно-транспортних засобах (ПТЗ). Тривалість простоїв під розвантаженням, виробність, надійність і ефективність використання ПТЗ залежать від швидкодії і характеру перехідних процесів гідропривода при підніманні-опусканні їх кузова. Тому одним із заходів покращення експлуатаційних показників сучасних ПТЗ є удосконалення гідропривода їх підйомних механізмів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Для піднімання кузова автомобіля самоскида використовується підйомний механізм, який містить платформу, гідравлічний циліндр (ГЦ), взаємодіючий через важільний механізм з платформою, масляний насос з краном керування і приводом від двигуна внутрішнього згоряння через коробку передач і вала відбору потужності, а також важіль керування механізмом підйому. Знайшов застосування підйомний механізм для перекидання платформ, що містить гідравлічні, дволанкові здвоєні телескопічні циліндри, штоки яких зв'язані з платформою. Механізм оснащений пристроєм для гальмування висування циліндрів перед закінченням піднімання платформи. Залежно від установки крана керування здійснюється піднімання або опускання платформи. Відключенням краном магістралі циліндрів можна зупинити платформу в будь-якому положенні [1, 2].

Недоліком відомих підйомних механізмів є низькі динамічні показники перехідних процесів піднімання і опускання кузова, обумовлені закладеним в них принципом керування висуванням штоків ГЦ тільки за відхиленням в них тиску масла, що в початковий момент піднімання платформи (кузова), через значну інерційність рухомих мас, викликає в кінематичних парах деталей і вузлів підйомного механізму великі зусилля, а далі після відриву від упора забезпечує малу швидкість його руху. Тому для забезпечення міцності механізми виконують матеріалоемними, а мала швидкість підйому кузова сповільнює процес розвантаження через низьку інтенсивність зсування вантажів, а також простоювання ПТЗ і недовикористання закладених в них потенціальних можливостей.

Мета дослідження: удосконалити і дослідити серійний гідропривід підйомних механізмів для покращення перехідних процесів автоматичного керування режимами підйому і опускання самоскидного кузова ПТЗ.

Виклад основного матеріалу дослідження. Відомо [3, 4], що для покращення динамічних показників систем автоматики необхідно вводити керуючі сигнали, пропорційні першим похідним від змінювання вхідних сигналів. Для покращення перехідних процесів піднімання і опускання кузова доцільно ввести в закон керування гідроприводом коригуючих сигналів, пропорційних як змінюванню тиску подачі масла в ГЦ, так і швидкості (першій похідній) від її змінювання. Фізично це реалізується шляхом залучення в конструкцію ГЦ інтегруючих, диференціюючих і підсумовуючих динамічних ланок гідромеханічного типу. Принципово новий (патент України № 52894) гідропривід з такими функціональними можливостями вперше розроблений на кафедрі „Трактори, автомобілі та енергетичні засоби”.

Загальний вигляд підйомного механізму з удосконаленим гідроприводом показаний на рис. 1. Підйомний механізм самоскидного кузова містить корпус 1, нерухомо закріплений на рамі 21 ПТЗ. Корпус 1 виконаний порожнистим, циліндричним, усередині якого установлені: в середній частині нерухома перегородка 18, в нижній – перший рухомий поршень 2, а у верхній – підпружинений рухомий поршень 17 зі штоком 15 і зворотною пружиною 16, що впирається одним торцем в поршень, а другим – у регульовану гайку 14, установлену на різьбі у корпусі 1. Рухомий поршень 2 через тягу 3 з’єднаний з середньою частиною підсумовуючого важеля 12, один кінець якого зв’язаний зі штоком 15 рухомого поршня 17, а другий (протилежний) кінець – з самоскидним кузовом 11 ПТЗ. Кузов 11 одним боком шарнірно з’єднаний з рамою 21, а другим – фіксується на упорі 10.

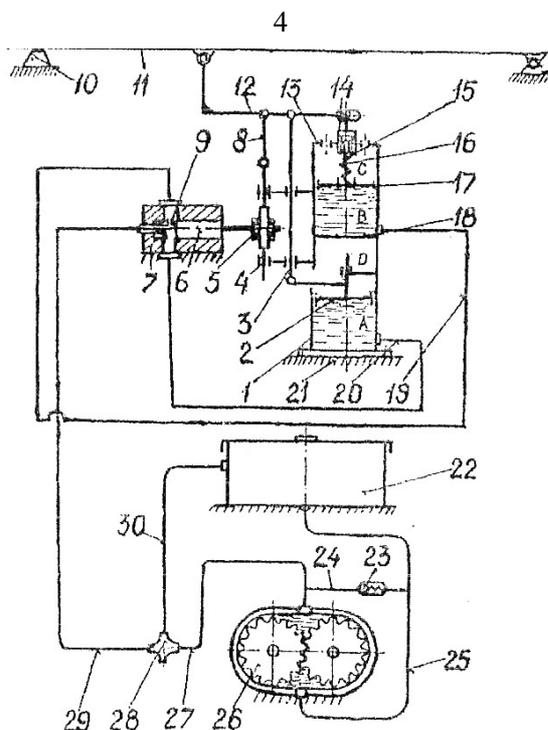


Рис. 1. Принципова схема двофазового гідропривода підйомного механізму самоскидного кузова.

До підсумовуючого важеля 12 через тягу 8 шарнірно приєднана зубчаста рейка 4, яка в постійному зачепленні із зубчастим колесом 5, жорстко зв’язаним із плунжером 6 з осьовим і двома радіальними отворами, в одному з яких розміщений дросель 9. Плунжер 6 установлений в корпусі 7, який зв’язаний з гідролініями 19, 20, 29.

Гідравлічний привід включає бак 22 для масла, сполучений гідролініями 30, 25, 24 з краном ручного керування 22 та масляним насосом 26 і обвідну гідролінію 24 масляного насоса 26 з перепусковим клапаном 23.

Масло з насоса 26 може поступати в нижню порожнину „А” двома шляхами: через гідролінії 27, 29, канал в корпусі 7, осьовий отвір і дросель 9 плунжера 6 і гідролінію 20,

а також через гідролінії 27, 29, канал в корпусі 7, осьовий і радіальний отвір плунжера 6 і гідролінію 20. У верхню порожнину „В” масло поступає також двома шляхами: через гідролінії 27, 29, канал в корпусі 7, осьовий і радіальний отвори плунжера 6 і гідролінію 19, а також гідролінії 27, 29, канал в корпусі 7, осьовий отвір і дросель 9 плунжера 6 і гідролінію 19.

Втравлювання стисненого повітря з порожнини „С” здійснюється через отвори в кришці 13, а з порожнини „D” – через отвір в корпус 1, між ним і тягою 8.

Для піднімання в першій фазі самоскидного кузова 11 ПТЗ включається кран керування 28 і масло від насоса 26 через гідролінії 27, 29, канал в корпусі 7, осьовий і радіальний отвори плунжера 16 і гідролінію 19 безпосередньо поступає в порожнину „В”, а через дросель 9 і гідролінію 20 – в порожнину „А”. У результаті поршень 17 буде переміщатися догори з дещо більшою швидкістю, ніж поршень 2, переміщаючи разом з собою один кінець важеля 12 на дещо більшу величину, ніж його середня частина, зв’язана з поршнем 2. Від такого перекоосу важеля 12 кузов 11 ПТЗ, з’єднаний з його другим кінцем, буде підніматися з певним сповільненням. Отже, в першій фазі піднімання, коли сили інерції великі, має місце віднімання двох переміщень, тобто результативне переміщення кузова 11 буде складатися з переміщення, обумовленого змінюванням тиску в напірних порожнинах „А”, „В” мінус переміщення, обумовлене швидкістю (першої похідної) змінювання тиску.

У кінці першої фази перехідного процесу піднімання кузова 11, після здолання сил інерції, від важеля 12 через тягу 8 зубчасту рейку 4 і колесо 5 плунжер 6 повертається і автоматично переведе гідропривід із режиму віднімання переміщення, пропорційного першій похідній від змінювання тиску масла в порожнинах „А”, „В” в режим додавання. Тоді із-за наявності дроселя 9 тиск масла в порожнині „В” буде наростати повільніше, ніж в порожнині „А”, а поршень 2 буде переміщатися разом з тягою 3 і середньою точкою важеля 12 з дещо більшою швидкістю, ніж поршень 17 разом зі штоком 15 і одним кінцем важеля 12. Від зворотного перекоосу важеля 12 кузов 11 буде підніматися уже з додатковим прискоренням. Отже, в другій фазі піднімання, коли сили інерції зменшені, два вихідні переміщення додаються і результативне переміщення кузова 11 вже буде складатися з переміщення, обумовленого змінюванням тиску масла в порожнинах „А”, „В”, плюс переміщення, обумовлене швидкістю (першої похідної) змінювання тиску.

Для опускання самоскидного кузова ПТЗ переключастся кран керування 28 і запропонований підйомний механізм буде працювати аналогічно, але лише з тією різницею, що вихідні переміщення будуть направлені в протилежний бік. При цьому гідропривід автоматично забезпечить спочатку швидке, а при наблизенні до упора 10 – сповільнене опускання кузова 11.

Величина переміщення самоскидного кузова, пропорційна швидкості змінювання тиску масла в порожнинах „А”, „В” як в першій, так і в другій фазі перехідного процесу його піднімання і опускання, може змінюватися настроюванням регулюючого дроселя. Таким чином, запропонований підйомний механізм для піднімання самоскидного кузова покращує динаміку і дає можливість більш гнучко здійснювати керування гідравлічним приводом ПТЗ.

У першій фазі перехідного процесу піднімання кузова, при різкому змінюванні вхідного сигналу (тиску) Δp , вихідний сигнал (переміщення штока 15) h буде складатися з переміщення поршня 17 від поступання масла в порожнину „В”, поршня 2 – в порожнину „А” і від різниці їх швидкості. З врахуванням того, що швидкість переміщення поршня 2, в порівнянні з поршнем 17, незначна і нею можна знехтувати, диференціальне рівняння руху штока і зв’язаних з ним деталей матиме вигляд динамічної зворотної аперіодичної ланки

$$K_1 \Delta p_{ex} = h_{1ex} - \frac{\nu}{C} \frac{dh_{1ex}}{dt}, \quad (1)$$

де K_1 – коефіцієнт підсилення зворотної ланки гідропривода;

ν – коефіцієнт гідравлічного демпфування;

C – жорсткість пружини штока.

Із (1) передаточна функція набуде вигляду

$$W'_a(p) = \frac{K_1}{1 - Tp}, \quad (2)$$

де $T = \frac{V}{C}$ – постійна часу ланки, що характеризує її інтегруючі властивості; $p = \frac{d}{dt}$ –

оператор в перетворенні Лапласа.

Переміщення тяги 3, зв'язаної з середньою частиною підсумовуючого важеля, описується алгебраїчним рівнянням підсилюючої ланки

$$K_2 \Delta p_{\text{вх}} = h_{2\text{вих}}, \quad (3)$$

де K_2 – коефіцієнт підсилення ланки.

З отриманого виразу передаточна функція підсилюючої ланки буде

$$W'_\Pi(p) = K_2. \quad (4)$$

Із (1-4) випливає, що удосконалений гідропривід в першій фазі перехідного процесу є інтегруючою ланкою, утвореною паралельним з'єднанням аперіодичної (3) і підсилювальної (4) ланок [4, 5]. Структурна схема такого з'єднання показана на рис. 2.

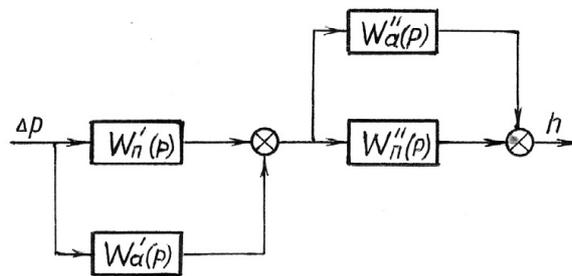


Рис. 2. Структурна схема двофазового гідропривода підйомного механізму самоскидного кузова.

У другій фазі перехідного процесу в гідроприводі підйомного механізму відбувається зворотна взаємодія вихідних сигналів. При цьому передаточні функції ланок матимуть вигляд: аперіодичної

$$W''_\alpha(p) = \frac{K_1}{1 + Tp}, \quad (5)$$

підсилюючої

$$W''_\Pi(p) = K_2. \quad (6)$$

А утворена паралельним їх з'єднанням динамічна ланка є диференціюючою, структурна схема, якої зображена на рис. 2.

Оскільки перехідний процес піднімання самоскидного кузова ПТЗ двофазний, загальна передаточна функція удосконаленого гідропривода буде мати наступний вигляд:

$$W(p) = K \frac{(T_1 p - 1)(T_1 p + 1)}{(Tp - 1)(Tp + 1)}, \quad (7)$$

Тут $K = K_1 + K_2$ – загальний коефіцієнт підсилення утвореної динамічної ланки;

$T_1 = \frac{K_2 T}{K_1 + K_2}$ – постійна часу утвореної динамічної ланки, що характеризує її диференціюючі властивості.

Отже, отриманий вираз є передаточною функцією удосконаленого гідропривода підйомного механізму як інтегро-диференціюючої динамічної ланки з комбінованими властивостями. При певних прийнятих відносних величинах T , T_1 і K ланка може набувати як інтегруючих, так і диференціюючих динамічних властивостей.

Для виявлення впливу на перехідні процеси удосконаленого гідропривода T , T_1 і K були виконані теоретичні дослідження системи рівнянь, що описує гідропривід. Шляхом прямого і оберненого перетворень Лапласа [4, 5] отримана залежність вихідного сигналу $h(t)$ від дії на гідропривод стрибкоподібного вхідного $\Delta p(t)$

$$h(t) = (K_1^2 + 2K_1K_2) \left(e^{\frac{t}{T}} + e^{-\frac{t}{T}} - 2 \right) \quad (8)$$

При дослідженнях були прийняті наступні значення постійних часу і коефіцієнтів підсилення комбінованої ланки: $K_1 = 1$; $K_2 = 2; 5; 10$; $T = 5; 10; 20$. Результати досліджень показані на рис. 3.

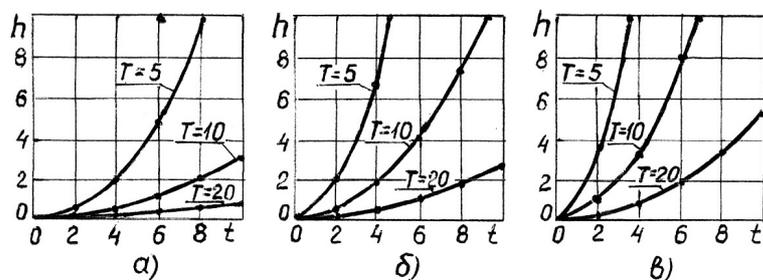


Рис. 3. Перехідні процеси двофазового піднімання самоскидного кузова:
а – при $K = 2$; б – при $K = 5$; в – при $K = 10$.

Із наведених перехідних процесів випливає, що їх параметри значною мірою залежать від постійної часу T , яка характеризує як інтегруючі і диференціюючі властивості двофазового гідропривода, так і коефіцієнта підсилення K паралельно приєднаної ланки. При збільшенні T перехідний процес стає затяжним і вихідне переміщення штока гідроциліндра (кузова) повільно зростає, а при значному зменшенні K піднімання кузова взагалі може не здійснитися. Проте зі збільшенням K інтенсивність підйому різко зростає, зменшуючи дію інтегруючої складової вихідного сигналу і тривалість перехідного процесу. У випадку дії вхідного сигналу у зворотному напрямку перехідні процеси (на рисунку не показані) протікатимуть аналогічно, але з тією різницею, що в першій фазі рухомі деталі гідропривода і зв'язаного з ними кузова будуть переміщатися інтенсивно, а у другій фазі при виході на упор рами – сповільнено.

Висновки. Таким чином, щоб покращити динамічні показники перехідного процесу підйомного механізму самоскидного кузова ПТЗ, необхідно в закон керування гідроприводом додатково вводити коригуючі сигнали, пропорційні швидкості (першій похідній) від змінювання тиску масла у виконавчому гідроциліндрі. Для цього у першій фазі піднімання кузова складову, пропорційну швидкості, віднімати, а в другій фазі – додавати до основного вихідного сигналу, пропорційного змінюванню тиску масла.

Формування коригуючих сигналів фізично реалізувати залученням комбінованих інтегро-диференціюючих ланок з інтегруючими властивостями у першій фазі і диференціюючими – у другій фазі перехідного процесу піднімання кузова.

У конструкцію комбінованих інтегро-диференціюючих ланок повинен бути закладений механізм автоматичного прямого перенастроювання їх з режиму інтегрування на режим диференціювання і зворотного – з режиму диференціювання на режим інтегрування. В обох випадках перенастроювання здійснювати за вихідними сигналами гідропривода, діючи на регулюючий дросель, який кінематично повинен бути зв'язаний із плечем підсумовуючого важеля, з'єднаним з кузовом ПТЗ.

Список використаних джерел

1. Анохин В.И. Отечественные автомобили. Изд. 2-е, исправлен. и дополн. – М.: Машиностроение, 1964. – 780 с.
2. Родичев В.А., Родичева Г.И. Тракторы и автомобили. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 320 с.
3. Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1984. – 320 с.
4. Иващенко И.И. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
5. Васильев, Чуич В.Г. Системы автоматического управления. – М.: Высшая школа, 1967. – 420 с.

6. Топчеев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1989. – 752 с.
7. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы. Справочник. Изд. 4-е, перераб. и доп. Под ред. С.Н. Кожевникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
8. 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.

Аннотация. Представлено принципиальную схему и описано работа усовершенствованного гидропривода подъемного механизма самосвального кузова, а также результаты его исследования. Показана зависимость параметров передаточного процесса от коэффициента усиления и постоянной времени усовершенствованного гидропривода как интегро-дифференцирующей динамического звена.

Ключевые слова: самосвальный кузов, подъемный механизм, гидропривод, гидрролинии, переходный процесс, производная, фаза, коэффициент усиления, постоянная времени, апериодическое звено, усилительная звено, интегро-дифференцирующее звено.

Summary. The work represents an action chart and describes the operation of an improved hydraulic actuator of the dump body raise-and-lower mechanism, as well as test results. The following is demonstrated: dependence of transient process parameters on coefficient of amplification and time constant of the improved hydraulic actuator as an integro-differential dynamic element.

Key words: dump body, raise-and lower mechanism, hydraulic actuator, hydraulic circuit, transient process, derivative, phase, coefficient of amplification, time constant, lag element, strengthening element, integro-differential element.

УДК 621.436:62-531

*А.В. Рудь, кандидат технічних наук, професор,
О.В. Думанський, асистент ПДАТУ*

ОБГРУНТУВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Обґрунтовано доцільність переведення роботи дизельного двигуна енергетичного засобу машинно-тракторного агрегату на часткові понижені швидкісні режими роботи за умови неможливості завантажити двигун шляхом комплектування з сільськогосподарськими машинами.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат, енергетичний засіб, дизельний двигун, всережимний регулятор, завантаження, економія.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Енергетичні засоби машинно-тракторних агрегатів обладнані дизельними двигунами з всережимним регулятором. Під час виконання переважної більшості сільськогосподарських операцій двигуни, як правило, завантажені не оптимально, а частіше вони недовантажені [1, 2, 3, 4].

Виконання багатьох сільськогосподарських робіт відбувається за умов обмеження швидкості руху машинно-тракторного агрегату (оранка, сівба), недостатнього тягового опору сільськогосподарської машини для оптимального завантаження агрегату (боронування, культивування та інше). Ці умови не дають можливості використовувати всю потужність тракторного двигуна, не дозволяють використовувати найбільш економічні режими його роботи [2, 3]. Для забезпечення поліпшення економічності роботи двигуна трактора і в цілому машинно-тракторного агрегату в таких умовах використовують часткові понижені режими роботи двигуна.

Основні експлуатаційні показники дизельних двигунів характеризуються ефективною потужністю, крутним моментом, частотою обертання колінчастого вала, годинною і питомою витратами палива, які пов'язані між собою [4].

Необхідність переходу на часткові режими роботи двигуна машинно-тракторного агрегату викликана з міркувань економії палива при неможливості повного завантаження його під час виконання певної сільськогосподарської операції.