

# Прогнозування характеристик процесу гальмування дискретного гідроприводу

Цян Лі<sup>1</sup> • О.В. Узунов<sup>1</sup>

Received: 30 January 2024 / Revised: 10 March 2024 / Accepted: 19 March 2024

**Анотація.** Дослідження спрямоване на підвищення ефективності використання дискретних гідравлічних приводів. Бажаний результат має досягатися за рахунок збільшення швидкостей руху робочих органів при виконанні допоміжних операцій в межах технологічних процесів. Одним з суттєвих факторів, які обмежують робочі швидкості, є характер динамічних процесів при гальмуванні робочого органу. Процеси гальмування залежить від параметрів приводу, робочих швидкостей і інерційних навантажень. Останні можуть змінюватись в процесі експлуатації приводу, що потребує його відповідного налаштування. Процеси гальмування також суттєво впливають на тиск в гідросистемі приводу і потребують його врахування при проектуванні. Прогнозування характеристик процесу гальмування дозволить забезпечити можливість налаштування приводу на максимальні швидкості для конкретних умов експлуатації і також мати підґрунтя для проектування нових зразків приводів відповідно до заданих вимог. Виконане дослідження ґрунтується на використанні розробленої математичної моделі дискретного гідравлічного приводу, особливостями якої є врахування нелінійної сили тертя на основі моделі LuGre, двостороннього руху штоку несиметричного гідроциліндра та пружних властивостей рідини. Проведена серія модельних експериментів процесу гальмування гідроприводу в режимі дискретного керування. Визначено кількісні залежності між часом гальмування штока, максимальним піковим тиском в порожнинах гідроциліндру, величиною початкової швидкості штоку та інерційною масою рухомих частин. Результати дослідження дозволяють визначити прогнозний час гальмування штоку та значення максимального пікового тиску для різних умов експлуатації та інерційних навантажень, що може бути використано при налаштуваннях гідроприводу та в процесі проектування.

**Ключові слова:** гідропривід, дискретна дія, математична модель, моделювання, процеси, навантаження, тертя, гальмування.

## Вступ

Широке використання дискретних гідравлічних приводів в машинах різного призначення та у гідрофікованому обладнанні обумовлено їх відносною простотою та невеликою вартістю. Такі приводи дозволяють забезпечувати рух робочих органів машин в потрібних напрямках з можливістю попереднього налаштування заданих швидкостей. Їх також використовують для позиціонування робочих органів в межах робочого ходу приводу. В таких приводах контроль виходу

штоку в задану позицію може забезпечуватись по упорах [1]–[3], за допомогою кінцевих перемикачів [4], [5] або датчиків положення [6], [7]. В останніх двох варіантах сигнал від сенсора подається в систему керування, яка генерує команду для переключення розподільника в нейтральне положення, що призводить до зупинки штоку. Враховуючи пружні властивості робочої рідини, інерційну масу, яка рухається штоком, а також швидкість руху штоку, характеристики процесу гальмування можуть суттєво відрізнятись від бажаних. Це може призводити до суттєвого погіршення точності виходу штоку в задану позицію, складності передбачення часу гальмування, перевищення допустимого тиску в порожнинах гідроциліндру і іноді і до втрати сталості.

Зменшення впливу наведених факторів може бути забезпечене шляхом передбачення характеристик

✉ О.В. Узунов  
uzua@i.ua

<sup>1</sup> КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

процесу гальмування відповідно до заданих умов і відповідним налаштуванням роботи приводу.

Для визначення впливу параметрів і умов експлуатації на характеристики приводу зазвичай використовують математичне моделювання. Відома значна кількість математичних моделей гідравлічних приводів дискретної дії, але вони мають ті, або інші обмеження.

В статті [8] наведено математичну модель дискретного гідроприводу, що складається з п'єзоелектричного дискретного розподільника та двоштокового гідроциліндра. Завдяки використанню симетричної схеми гідроциліндра, авторам вдалось представити математичний опис у спрощеному вигляді, але це обмежило можливості використання моделі. Крім того, сили тертя представлені в моделі лише силою в'язкого тертя, що також зменшує точність результатів при моделюванні складних динамічних процесів.

Відомі також математичні моделі дискретних гідроприводів з несиметричною схемою гідроциліндрів [9], [10]. Однак в цих моделях також враховано лише силу в'язкого тертя, в той час, як сили контактного тертя, які мають нелінійний вплив на роботу приводу не представлено. Тому використання вказаних моделей не дозволить отримати достатню точність результатів.

В математичних моделях [11], [12] представлено гідропривід, який побудовано на основі двовимірного поворотного розподільника що забезпечує дискретну високочастотну дію гідроциліндру. Однак врахування в математичній моделі особливостей конструкції такого типу розподільника, обмежує її використання для дискретних приводів типової конфігурації.

Відома математична модель дискретного приводу [13], [14] враховує нелінійний характер сил тертя, але ґрунтується на особливостях будови і роботи додаткового обладнання – високоточного столу мікрообробки, тому її використання в представленому вигляді для моделювання приводу з типовою схемою не є можливим.

Відома також математична модель дискретного електрогідравлічного приводу, який побудовано на основі високошвидкісного перемикаючого розподільника та несиметричного гідроциліндра [15], [16]. Вона дозволяє моделювання робочих процесів, але тільки в прямому напрямку руху штоку, що звужує область використання цієї моделі.

Таким чином, можна констатувати, що: – розглянуті математичні моделі були побудовані у відповідності до особливостей приводів та задач, які вирішувались; – використання вказаних моделей в наданому вигляді не дозволяє виконати дослідження дискретного гідравлічного приводу типової схеми; – для дослідження гальмівних процесів в дискретному гідравлічному приводі потрібна математична модель, яка дозволяє моделювати потрібні режими роботи приводу з достатньою точністю.

## Мета і задачі дослідження

Метою роботи є підвищення продуктивності дискретного гідроприводу за рахунок зменшення часу гальмування штоку шляхом попереднього налаштування приводу на основі його прогностичних характеристик для наперед заданих умов експлуатації.

В роботі вирішувались наступні задачі.

Побудова математичної дискретного гідроприводу, яка дозволяє досліджувати процеси гальмування робочого органу. Дослідження процесу гальмування та визначення кількісного впливу характеристик приводу та умов його експлуатації на час гальмування та максимальний піковий тиск в порожнинах гідроциліндру.

## Методи проведення дослідження

Дослідження процесу гальмування робочого органу в дискретному гідравлічному приводі виконано за допомогою математичного моделювання. У якості інструменту використано розроблену математичну модель, яка відповідає розрахунковій схемі приводу та дозволяє імітувати динамічні процеси при гальмуванні. Достатню точність моделі забезпечено завдяки врахуванню основних впливових факторів, а її відносно просту, досягнуто через початкові припущення, що не суттєво зменшують точність результатів. Точність моделі підтверджено шляхом порівняння результатів моделювання з відомими експериментальними даними.

## Розрахункова схема приводу та особливості математичної моделі

Розрахункова схема (рис. 1) представляє дискретний привід, який містить дискретний розподільник і одноштоковий гідроциліндр двосторонньої дії. Виходи дискретного розподільника з'єднані з порожнинами гідроциліндру, а підвід і відвід підключені до джерела гідравлічної енергії і баку. Зображені на схемі положення золотника та штоку відповідають початковому стану елементів приводу, а за позитивний напрямок прийнято рух золотника розподільника і рух штоку гідроциліндру праворуч. При подачі керуючого сигналу золотник зміщується вправо і відкриває дросельні отвори. Це призводить до подачі робочої рідини під тиском від джерела живлення до лівої порожнини гідроциліндру, при цьому робоча рідина з правої порожнини під дією тиску потрапляє через відповідні дросельні отвори до баку. Перепад тиску на поршні призводить до виникнення на ньому активної сили, яка долає сили тертя та силу від навантаження, і призводить до руху штоку. Величина швидкості штока визначається величиною зміщення золотника відносно нейтрального положення. При подаванні керуючого сигналу на повернення золотника в нейтральне положення шток гальмується. Аналогічним чином відбувається робота

приводу при подаванні на золотник керуючого сигналу протилежного напрямку.

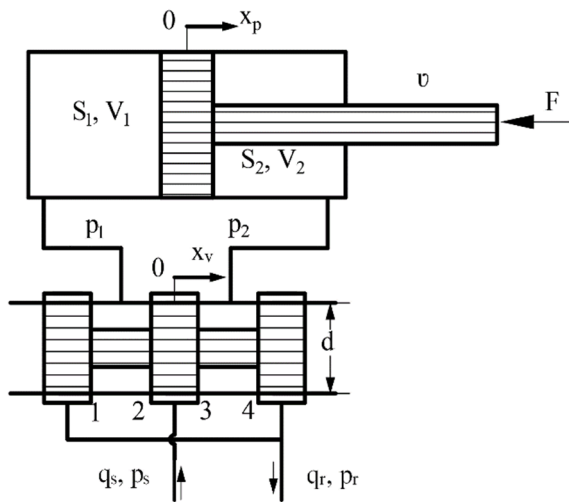


Рис. 1. Розрахункова схема дискретного гідроприводу

Розроблена відповідно до розрахункової схеми (рис. 1) математична модель дискретного приводу має такі особливості. (1) Модель враховує двонаправлений рух штока при несиметричній схемі гідроциліндра, що дає можливість досліджувати динамічні характеристики приводу при русі штока при двох напрямках. (2) Схема дискретного розподільника має поширену трипозиційну чотириходову форму, що дозволяє розширити діапазон застосування моделі. (3) Модель враховує нелінійний характер процесів в елементах без використання процедур лінеаризації, що дозволяє підвищити її точність. (4) Модель ґрунтується на представленні математичних залежностей в явному вигляді без використання передаточних функцій, що полегшує дослідження проміжних змінних. (5) Модель враховує комплексний вплив сил тертя на процеси в гідроприводі.

При побудові математичної моделі було зроблено наступні припущення, які дозволили спростити математичний опис при збереженні достатньої точності. Температура і в'язкість робочої рідини є постійними; втрати тиску в трубопроводі між гідроциліндром і розподільником дорівнюють нулю; витоки та перетоки в гідроциліндрі відсутні; золотник має нульове перекриття; тиск гідралічного джерела живлення є стабільним; довжина трубопроводів, які з'єднують розподільник з гідроциліндром є малою і хвильові процеси в них відсутні; теплообмін з зовнішнім середовищем відсутній.

Враховуючи, що значна частина математичних рівнянь, які описують робочі процеси в гідралічному приводі, є типовими, в цій статті представлено саме особливості врахування нелінійної сили тертя, які відрізняють розроблену модель від вже відомих.

Для точного моделювання сили нелінійного тертя в моделі було використано вдосконалений математичний опис процесу тертя LuGre [17], [18], який базується на моделі тертя Dahl [20]. Математичний опис також враховує ідею моделі щетини [21], яка була запропонована Canudas de Wit. В математичному описі тертя LuGre, який ґрунтується на схемі фізичної інтерпретації у формі взаємодіючих щетинок (рис. 2), передбачається, що значна кількість щетинок певної жорсткості контактує між двома взаємно рухомими поверхнями. Сила, що генерується пружиноподібними щетинками при їх згинанні, вважається силою тертя. При цьому параметри - жорсткість і мікроскопічне демпфування щетинок, використовуються для опису мікроскопічного середнього переміщення щетинок [22].

Особливість математичного опису тертя LuGre полягає в тому, що в ньому використано диференціальне рівняння першого порядку та кілька параметрів для опису багатьох явищ тертя, включаючи в'язке тертя, тертя Коломба, ефект Штрібека та гістерезис тертя. Таким чином, цей опис дозволяє імітувати складні явища тертя з високою точністю та до певної міри зменшити обчислювальну складність при моделюванні процесів в гідралічному приводі.

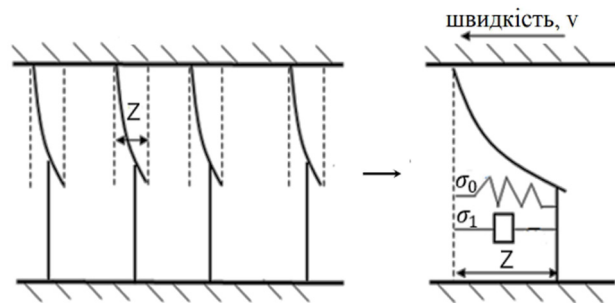


Рис. 2. Схема, що ілюструє фізичну модель тертя LuGre [19]

Математичний опис моделі тертя LuGre наведено нижче:

$$g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-|v/v_s|^n}, \quad (1)$$

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{q(v)} z, \quad (2)$$

$$F_r = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v. \quad (3)$$

де:  $F_r$  – загальна сила тертя, (Н);  $F_c$  – сила тертя Коломба, (Н);  $F_s$  – сила статичного тертя, (Н);  $g(v)$  – функція кривої тертя Штрібека;  $v_s$  – швидкість Штрібека, (м/с);  $v$  – відносна швидкість двох поверхонь (тобто швидкість штока  $v_p$ ), (м/с);  $z$  – середній прогин щетини, (м);  $\sigma_0$  – жорсткість щетинки, (Н/м);

$\sigma_1$  – коефіцієнт демпфування щетинки, (Н×с/м);  $\sigma_2$  – коефіцієнт в'язкого тертя, (Н×с/м);  $n$  – константа.

За допомогою програмного забезпечення Matlab/Simulink на основі математичного опису процесу тертя LuGre було побудовано його математичну модель. Результати моделювання безпосередньо процесу тертя підтвердили коректний характер залежності сили тертя від відносної швидкості взаємного руху двох поверхонь (рис. 3). Зі збільшенням відносної швидкості поверхонь сила тертя між ними зростає, а поблизу нульової швидкості незалежно від її знаку відбувається різка зміна величини сили тертя. Це відповідає характеристикам типової кривої тертя LuGre [23].

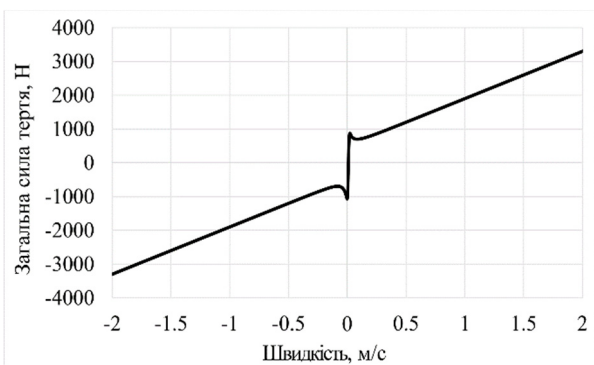


Рис. 3. Графік зміни загальної сили тертя в залежності від швидкості за моделлю LuGre

Математична модель дискретного приводу була побудована в середовищі Matlab/Simulink. Коректність і точність розробленої математичної моделі, яка містить нелінійну модель сили тертя LuGre було перевірено шляхом співставлення результатів моделювання динамічних процесів в приводі з відомими результатами експериментальних досліджень для однакових параметрів та умовах експлуатації. Порівняння показало, що відносна середньоквадратична похибка [27] моделювання не перевищує 17% і розроблена математична модель дискретного гідроприводу має достатню точність для досліджень процесу гальмування робочого органу.

### Методика проведення дослідження, результати та їх аналіз

Методика дослідження полягала у постановці і проведенні модельних експериментів для приводу з заданими параметрами. Задавались значення переміщення золотника і інерційної маси рухомих частин гідроприводу. Контролювались стабільна швидкість штока, час гальмування при зупинці штока та максимальний піковий тиск в порожнинах гідроциліндру.

При моделюванні було задані наступні параметри приводу та умови експлуатації. Діаметри поршня і

штока гідроциліндра становлять 40 мм і 25 мм відповідно; діаметр золотника 16 мм; форма дросельних отворів – кільцева; співвідношення площ поршня в поршневій та штоковій порожнинах становить 1.64; в математичному описі сили тертя LuGre значення коефіцієнта жорсткості щетини 108 Н/м, значення коефіцієнта демпфування щетини 1000 Н×с/м, а значення коефіцієнта в'язкого тертя 1395 Н×с/м; тиск живлення 6.3 МПа; тип робочої рідини – масло індустріальне I-20; характер сигналів керування золотником – імпульсний з довжиною імпульсу, що є достатньою для стабілізації швидкості; часове запізнення по передньому та задньому фронтах імпульсу прийнято нульовим, що відповідає найбільш жорстким умовам роботи приводу.

В ході дослідження було проведено кілька серій модельних експериментів. Для прикладу наведено результат моделювання процесів в дискретному гідроприводі для імпульсного переміщення золотника  $X_v = 0.52$  мм, який починався з 0.01 с і закінчувався на 0.21 с при інерційній масі рухомої частини  $m = 57$  кг (рис. 4). У момент часу 0.01 с переміщення золотника досягає 0.52 мм, в цей момент дросельні отвори миттєво відкриваються, шток починає висуватися і його швидкість  $V_p$  різко збільшується і стабілізується на значенні 1.23 м/с (рис. 4). У момент часу 0.21 с золотник повертається в нейтральне положення і дросельні отвори миттєво закриваються. В цей момент починається процес гальмування і шток з робочим органом поступово гальмується, при цьому його швидкість, зі стабілізованої величини  $V_p = 1.23$  м/с зменшується до  $\pm 0.001$  м/с через 0.225 с. Під час гальмування спостерігаються значні коливання швидкості штока, це пояснюється раптовим закриттям дросельних отворів, значною масою рухомих частин, великою швидкістю руху і пружними властивостями робочої рідини в порожнинах гідроциліндру.

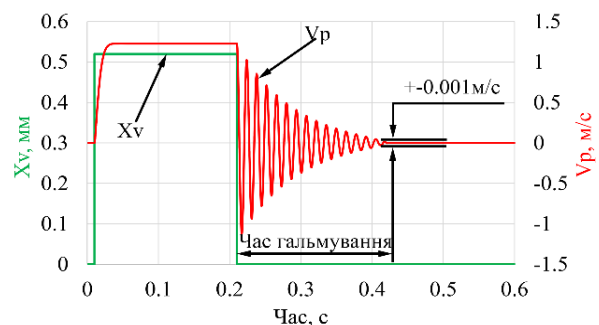


Рис. 4. Процес відпрацювання приводом заданого імпульсного сигналу (переміщення золотника  $X_v = 0.52$  мм, стабільна швидкість штоку 1.23 м/с, інерційна рухомих частин  $m = 57$  кг)

Аналогічним чином було проведено модельні експерименти для визначення кількісного впливу ве-

личини початкової швидкості, з якої відбувається гальмування робочого органу, і впливу величини інерційного навантаження на штоку на величини часу гальмування та максимального пікового тиску в порожнинах гідроциліндру. Загалом було проведено п'ять серій експериментів для різних значень інерційної маси. В кожній серії, за допомогою подачі відповідної команди на переміщення золотника, задавалися різні початкові швидкості штоку.

Оброблені результати експериментів (рис. 5) представляють залежності часу гальмування штоку дискретного гідроприводу від заданих початкових швидкостей та інерційних мас. Графіки показують, що час гальмування зростає зі збільшенням інерційної маси та початкової швидкості штока. Це пояснюється тим, що рухомі частини, при більшій інерційній масі та більшій швидкості, акумулюють більшу кінетичну енергію і, таким чином, для розсіювання накопиченої енергії і зупинки потрібно більше часу.

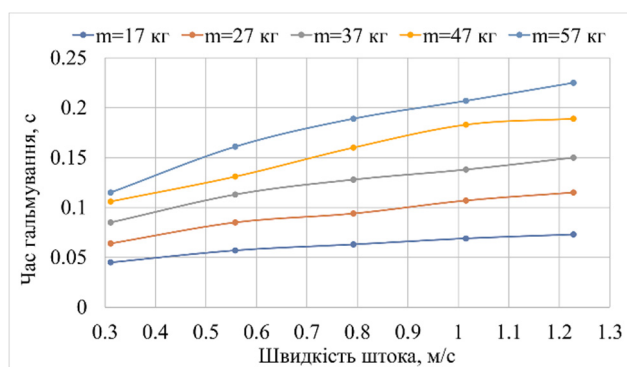


Рис. 5. Залежність часу гальмування від початкової швидкості штока при різних інерційних масах

Результати модельних експериментів дозволили також отримати залежність максимального пікового тиску в порожнинах гідроциліндру від величин інерційної маси та початкової швидкості гальмування (рис. 6). Графіки показують, що при гальмуванні максимальний піковий тиск у порожнинах гідроциліндру зі збільшенням маси рухомої частини та швидкості штока зростає. Причина полягає в тому, що при різкому гальмуванні штока більша маса і більша швидкість призводять до більшого стиснення робочої рідини і, відповідно, до більшого пікового тиску в замкнених порожнинах гідроциліндру. Наведені результати (рис. 6) дозволяють для наперед заданих умов прогнозувати максимальний піковий тиск в порожнинах гідроциліндру. Наприклад, при роботі дискретного приводу в діапазон швидкостей від 0 до 1.33 м/с і діапазоні змін інерційного навантаження від 0 до 25 кг, величина пікового тиску в порожнинах гідроциліндру не перевищить 28 МПа (рис. 6, тонкими лініями відокремлена наперед задана область робочих швидкостей та інерційних навантажень).

Отримані результати (рис. 5 та рис. 6) представляють кількісний взаємозв'язок між швидкістю, з якої починається процес гальмування, величиною інерційної маси рухомих частин та часом гальмування і максимальним піковим тиском в порожнинах гідроциліндру. Це дозволяє прогнозувати час гальмування та максимальний тиск в порожнинах гідроциліндру для наперед заданих робочих швидкостей та інерційних навантажень.

## Дискусія

У відомому дослідженні гідросистеми [24] експериментальним шляхом визначено вплив різних інерційних навантажень на швидкість штока. Було виявлено, що час гальмування штоку збільшується зі збільшенням інерційного навантаження. В роботі [25] також досліджено характеристики відгуку швидкості штока при зміні маси рухомої частини гідроциліндру. В підсумку показано, що час стабілізації швидкості штока збільшується зі збільшенням інерційної маси. Результати вказаних досліджень підтверджуються отриманими кількісними залежностями (рис. 5). Однак у дослідженнях [24], [25] залежність часу гальмування від інерційної маси представлені лише на якісному рівні, тоді як у наведених нами результатах ця залежність представляє і кількісний зв'язок між часом гальмування та інерційною масою. У відомому дослідженні гідравлічної ліфтової системи [26], при порівнянні характеристик гальмування штоку при двох різних розмірах дросельних отворів було виявлено, що швидкість штока має менші коливання і зменшується швидше саме при меншому розмірі дросельного отвору, в той час як тиск в порожнинах гідроциліндру змінюється повільніше і з меншими піковими значеннями. Ці результати, узгоджуються з результатами наведеними на рис. 5 і 6, але на відміну від перших, результати (рис. 5 та рис. 6) дозволяють прогнозувати конкретні кількісні характеристики гальмування для ширшого діапазону заданих параметрів.

Таким чином, результати виконаного дослідження узгоджуються з відомими результатами подібних досліджень, і також розвивають їх до визначення кількісних залежностей в більш широкому діапазоні змін параметрів та умов.

## Висновки

Для заданих параметрів гідроприводу з дискретним керуванням визначено кількісний взаємозв'язок між початковою швидкістю гальмування, величиною інерційного навантаження та часом гальмування робочого органу і максимальним піковим тиском в порожнинах гідроциліндру. Отримані результати дозво-

ляють прогнозувати характеристики процесу гальмування, які можуть бути використані як при налаштуванні дискретних приводів при експлуатації, так і при проектуванні нових приводів для забезпечення потрібних характеристик гальмування.

В подальшій роботі заплановано проведення досліджень для визначення впливу на процес гальмування часу відгуку золотника, тиску живлення, а також параметрів гідроприводу.

## References

- [1] M. A. Novik et al., “Multi-position actuator,” (in Ukraine), UA Patent Invention Model 90383, Feb. 10, 2010.
- [2] V. V. Petrenko et al., “Pneumohydraulic multi-position actuator with volumetric hydraulic digital dispenser”, *Innovations of youth in mechanical engineering*, vol. 2, pp. 104–112, 2020.
- [3] M. A. Novik et al., “Digital rotary actuator,” (in Ukraine), UA Patent Utility Model 66811, Jan. 25, 2012.
- [4] Bader, Munaf F., “Position Control System of Hydraulic Cylinder Based on Microcontroller,” *Journal of Engineering and Sustainable Development*, vol. 12, pp. 25–39, Sep. 2008.
- [5] Rooks, B.W., and S.A. Tobias. “A Simple Accurate Positioning System for an Industrial Robot.” *Industrial Robot: An International Journal*, vol. 1, no. 6, pp. 255–260, Jun. 1 1974, doi:10.1108/eb004450.
- [6] Z. H. Liu et al., “The position control of hydraulic cylinder based on high-speed on-off valve,” *International Journal of Modeling, Identification and Control*, vol. 22, no. 1, pp. 54–67, 2014, doi: 10.1504/IJMIC.2014.063876.
- [7] A. Saeedzadeh, S. M. Rezaei and M. Zareinejad, “Energy-efficient position control of an actuator in a digital hydraulic system using on/off valve,” *2016 4th International Conference on Robotics and Mechatronics (ICROM)*, Tehran, Iran, 2016, pp. 234–239, doi: 10.1109/ICRoM.2016.7886852.
- [8] YU Juntao et al., “Research on cylinder position control system with high-speed on-off valve driven by piezoelectric,” *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, vol. 04, pp. 706–714, 2021, doi:10.13700/j.bh.1001-5965.2020.0345.
- [9] M. B. Rannow and P. Y. Li, “On/off valve based position control of a hydraulic cylinder.” In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 42983, pp. 141–149, Nov. 11 2007, doi: 10.1115/IMECE2007-42590.
- [10] Z. H. Liu, Q. H. Gao and H. L. Niu, “The position control of the hydraulic cylinder controlled by the high-speed on-off valve,” *Sensors & Transducers*, vol. 160, no. 12, pp. 590–601, Dec 2013.
- [11] J. Ruan and R. T. Burton, “An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 223, no.2, pp. 135–147, 2009, doi:10.1243/09596518JSCE.
- [12] Ren Yan and Jian Ruan, “Theoretical and experimental investigations of vibration waveforms excited by an electro-hydraulic type exciter for fatigue with a two-dimensional rotary valve,” *Mechatronics*, vol. 33, pp. 161–172, 2016, doi: 10.1016/j.mechatronics.2015.12.006.
- [13] Tsuchiya, Sojiro, Hironao Yamada and Takayoshi Muto, “A precision driving system composed of a hydraulic cylinder and high-speed on/off valves,” *International Journal of Fluid Power*, vol. 2, no.1, pp.7–16, 2001, doi:10.1080/14399776.2001.10781097.
- [14] Muto Takayoshi, Hironao Yamada and Sojiro Tsuchiya, “A Precision Driving System Composed of a Hydraulic Cylinder and High-Speed ON/OFF Valves (Development of the System and Its Application to a Micro-Machine-Tool),” *SAE Transactions*, vol. 111, pp. 484–494, 2002, <http://www.jstor.org/stable/44718570>.
- [15] Gao, Qinhe et al., “Position Control of Hydraulic Cylinder Controlled by High-speed On-off Valve,” *China Mechanical Engineering*, vol.25, no.20, pp.2775, 2014, doi: 10.3969/j.issn.1004-132X.2014.20.014.
- [16] Liu Zhihao, Qinhe Gao and Hailong Niu, “The research on the position control of the hydraulic cylinder based on the compound algorithm of fuzzy & feedforward-feedback,” *Sensors & Transducers*, vol. 162, no. 1, pp. 314, 2014.
- [17] K. Johanastrom and C. Canudas-de-Wit, “Revisiting the LuGre friction model,” in *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 28, no. 6, pp. 101–114, Dec. 2008, doi: 10.1109/MCS.2008.929425.
- [18] Piatkowski, Tomasz, “Dahl and LuGre dynamic friction models—The analysis of selected properties,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 73, pp. 91–100, 2014, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.10.009.
- [19] Qin, Bonan et al., “Design and performance analysis of the hydropneumatic suspension system for a novel road-rail vehicle,” *Applied sciences*, vol. 11, no. 5, pp. 2221, 2021, doi: 10.3390/app11052221.
- [20] P-AJ. Bliman, “Mathematical study of the Dahl's friction model,” *European journal of mechanic. A. Solids*, vol. 11, no. 6, pp. 835–848, 1992.
- [21] Jr. Haessig, A. David and F. Bernard, “On the modeling and simulation of friction,” *ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control*, vol. 113, no. 3, pp. 354–362, Sep. 1991, doi: 10.1115/1.2896418.
- [22] C. Iurian et al., “Identification of a system with dry friction,” 2005. <http://hdl.handle.net/2117/511>.
- [23] A. Mashayekhi et al., “Analytical describing function of LuGre friction model,” *International Journal of Intelligent Robotics and Applications*, vol. 6, no. 3, pp. 437–448, 2022, doi: 10.1007/s41315-021-00220-0.

- [24] G. A. O. Shun-kai, "Hydraulic High-speed Impact Simulation System," *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, vol. 09, pp. 115, 2019, doi:10.11832/j. issn.1000-4858.2019.09. 019.
- [25] Jin, Xiang Shu, Bin Hui Rong and Xue Zhong Tang, "Dynamic Property Simulations of Hydraulic Cylinder Based on Simulink," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 33, pp. 22–27, 2010, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.33.22.
- [26] Xu, Bing et al., "Safety brake performance evaluation and optimization of hydraulic lifting systems in case of overspeed dropping," *Mechatronics*, vol. 23, no. 8, pp. 1180–1190, 2013, doi: 10.1016/j.mechatronics.2013.10.005.
- [27] M. Despotovic et al., "Evaluation of empirical models for predicting monthly mean horizontal diffuse solar radiation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 56, pp. 246–260, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.11.058.

## Prediction of the characteristics of the braking process of a discrete hydraulic drive

Li Qiang<sup>1</sup> • O. Uzunov<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

**Abstract.** This study aims to improve the application effectiveness of discrete hydraulic actuators. The desired result is achieved by increasing the motion speed of the working body under limited technical conditions. One of the significant factors that limit the motion speed is the dynamic nature of the working body during the braking process. The braking process depends on the parameters of the actuator, the working speed and the inertial loads. The working speed and inertial loads may change during the operation process of the actuator, so they need to be adjusted accordingly. The braking process can also significantly affect the pressure in the hydraulic system of the actuator, therefore, it also needs to be considered during the design. The characteristics prediction of the braking process contributes to maximizing the working speed of the actuator under specific operating conditions, and it also lays the foundation for designing the new actuator scheme according to the specified requirements. The conducted study is based on the developed mathematical model of the discrete hydraulic actuator. The model is characterized by considering the nonlinear friction based on the LuGre model, the bidirectional motion of the asymmetric hydraulic cylinder, and the elastic properties of the fluid. A series of simulation experiments on the braking process of the hydraulic actuator in the discrete control mode were carried out. The quantitative relationship between the rod braking time, the maximum peak pressure in the hydraulic cylinder chambers, the value of the initial rod velocity and the inertial mass of the moving parts are determined. Based on the research results it is possible to predict the braking time of the rod and the maximum peak pressure in the hydraulic cylinder chambers under various operating conditions and inertial loads. These predictions can be used in the settings and design process of hydraulic actuators.

**Keywords:** hydraulic actuator, discrete action, mathematical model, modeling, processes, loads, friction, braking.