

О. Корчак

Канд. техн. наук,
Донбаська державна
машинобудівна академія,
м. Краматорськ

УДК 621.226

СТВОРЕННЯ НОВОГО СПОСОБУ ГАЛЬМУВАННЯ РУХОМИХ МАС ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА НА ЗВОРОТНОМУ ХОДІ

Анотація. У статті наведено результати дослідження процесу гальмування рухомих мас гідропривіду на зворотному ході. Визначено вплив параметрів конструкції на швидкість зупинки. Проведено експериментальні дослідження на кувалетно-гидравлічному пресі з силою 60 МН заводу „Дніпро-спецсталь” (м. Запоріжжя) [3], для цього процесу характерним є те, що при закритті впускного клапана зворотних циліндрів поперечина не зупиняється, а продовжує свій рух по інерції до повного зупинення. Під час цього вибігу тиск у відповідному трубопроводі зворотних циліндрів різко падає. У той же час падає тиск і у сервоциліндрі керування наповнювально-зливним клапаном (НЗК), який пов’язаний з підвідним трубопроводом зворотних циліндрів. Під дією сил пружин НЗК закривається. Стовп рідини з робочих циліндрів вдаряється у перешкоду — закритий НЗК, у результаті чого виникає гідроудар.

зворотній хід, наповнювально-зливний клапан, гальмування, рухома поперечина

При гальмуванні рухомих мас преса гідропривід повинен не тільки поглинути їхню кінетичну енергію, а й забезпечити оптимальний закон руху, при якому утворюються найсприятливіші умови для виконання технологічного процесу та досягається найбільша продуктивність машини.

Відомим є спосіб гальмування [1], за якого для забезпечення найбільшої продуктивності машини потрібно, щоб час та хід гальмування були мінімальними. Умовам їх отримання при обмеженому модулі пришвидшення та заданій вихідній швидкості відповідає закон сталого пришвидшення. Однак спроби застосувати цей спосіб гальмування не дають бажаного результату через те, що відбувається миттєва зміна пришвидшення на початку та в кінці гальмування, так званий „м’який удар”. Упродовж цих етапів гальмування доцільно мати періоди, на яких пришвидшення змінюється монотонно. Це дасть змогу уникнути різких змін тиску в системі, які можуть викликати коливання й підвищене спрацювання в механізмах.

Також на практиці застосовується спосіб гальмування рухомої поперечини гідролічного преса на зворотному ході [2] шляхом підвищення опору впускного клапана зворотних циліндрів, встановленого у напірній магістралі, чим досягається зниження активної сили підйому і

поперечина знижує швидкість свого руху. Як засвідчили експериментальні дослідження, проведені на кувалетно-гидравлічному пресі з силою 60 МН заводу „Дніпро-спецсталь” (м. Запоріжжя) [3], для цього процесу характерним є те, що при закритті впускного клапана зворотних циліндрів поперечина не зупиняється, а продовжує свій рух по інерції до повного зупинення. Під час цього вибігу тиск у відповідному трубопроводі зворотних циліндрів різко падає. У той же час падає тиск і у сервоциліндрі керування наповнювально-зливним клапаном (НЗК), який пов’язаний з підвідним трубопроводом зворотних циліндрів. Під дією сил пружин НЗК закривається. Стовп рідини з робочих циліндрів вдаряється у перешкоду — закритий НЗК, у результаті чого виникає гідроудар.

Таким чином, експериментально встановлено, що регульовальні властивості у впускного клапана зворотних циліндрів практично відсутні, через що навіть за найсприятливіших режимів гальмування вибіг поперечини вверх неминучий. При цьому процес гальмування супроводжується гідроударами різної інтенсивності. Збільшення часу гальмування понад 0,2 с дає можливість знизити удари, проте затяжне гальмування призводить до різкого зменшення продуктивності преса, що є неприпустимим. Вибіг поперечини після закриття клапана є результатом складної

взаємодії декількох сил: інерційних, гідростатичних, тертя. В залежності від того, які сили переважають у кожному конкретному випадку, поперечина здійснює вибіг тієї чи іншої величини, яка визначається, значною мірою, квадратом швидкості поперечини в момент закриття регульовального клапана.

Дослідження показали, що усунення гідроударів та вакуумування системи зворотних циліндрів можна досягти удосконаленням приводу преса таким чином. Слід оснастити кожен НЗК індивідуальним стежачим сервоприводом та додатковим дроселювальним елементом, які разом утворюють наповнювально-зливний блок наповнення і зливання робочої рідини та гальмування поперечини у верхньому положенні. Тобто, гальмування поперечини у верхньому положенні здійснюватиметься одночасним закриттям впускного клапана зворотних циліндрів та НЗК робочих циліндрів. Цим буде забезпечено швидке без вибігів гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні без коливань, вакуумування і гідроударів [4]. При цьому особливості динаміки процесу гальмування рухомих мас гідравлічного преса на зворотному ході визначаються залежністю [5]

$$a \frac{d^2 S}{dt^2} + b \left[1 + \alpha \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3} \right)^{2n}} - 1 \right) \right] \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 - c - k_T S = 0, \quad (1)$$

де t — поточне значення часу, с; a — зведені до поперечини рухомі маси металу та рідини, кг; b — втрата активної сили преса на пересилення гідравлічних опорів магістралей при повністю відкритому НЗК, кг/м; c — активна сила преса на зворотному ході, Н; S — переміщення рухомої поперечини під час гальмування, м; k_T — зведена лінійна жорсткість пружних елементів гідроприводу, Н/м; t_3 — час закриття НЗК, с; n — показник виду конструктивної характеристики НЗК; α — коефіцієнт якості гідросистеми, тобто частка гідравлічного опору НЗК у загальному опорі зливної магістралі.

НЗК слід виконати так, щоб він мав конструктивну характеристику з показником n , мінімальне значення якого дорівнює 1,0. Якщо $n=1$, то клапан має лінійну конструктивну характеристику, якщо $n=2$ — квадратичну. Досягнення потрібної характеристики забезпечується спеціальним профілюванням дроселювального елемента НЗК, наприклад, виконання його у вигляді конфузора, як це показано на рис. 1 [6].

Головною особливістю такого НЗК є виконання центрального прохідного дроселювального каналу конічним з вершиною конуса, яку звернено у напрямі руху потоку. Затвор оснащено конічною спідничкою, що взаємодіє з поверхнею центрального прохідного каналу та виконано так, що її висота менша за величину ходу клапана, а вершину конуса спіднички звернено проти напрямку потоку рідини.

Використання клапана з $n < 1$ (наприклад $n = 0,5$, що відповідає релейній конструктивній характеристиці) є неприпустимим, оскільки такий клапан не має потрібних

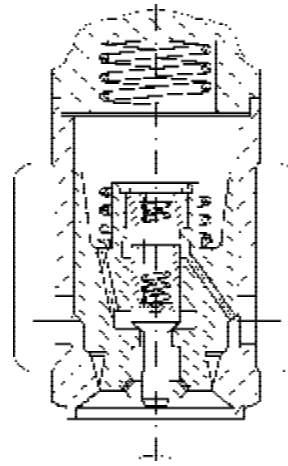


Рис. 1. Наповнювально-зливальний клапан

дроселювальних властивостей і його застосування є небезпечним у зв'язку з виникненням інтенсивного гідроудару в робочих циліндрах.

Підвищення коефіцієнта α здійснюється обмеженням у зливній магістралі кількості місцевих гідравлічних опорів, наближення зливного баку до преса, збільшення діаметра труб у магістралях тощо.

Оптимальний час відкриття НЗК визначається головним чином у залежності від зведеної до рухомої поперечини лінійної жорсткості пружних елементів гідроприводу та швидкості руху поперечини на зворотному ході до початку закриття НЗК.

При підстановці всіх параметрів у залежність (1) визначається характер та числові значення динаміки процесу гальмування рухомих мас гідравлічного преса на зворотному ході в залежності від часу t .

Розглянемо приклади реалізації нового способу гальмування рухомих мас на зворотному ході стосовно ковальського гідравлічного преса з силою 60 МН.

Гальмування здійснювалося за таких умов: показник конструктивної характеристики НЗК $n=1$; час закриття $t_3=0,01$ с, $t_3=0,1$ с, $t_3=0,2$ с; коефіцієнт $\alpha=0,6$. При гальмуванні (рис. 2,а) з часом закриття 0,01с пікове значення пришвидшення складає 62 м/с², а шлях гальмування дорівнює 0,003 м. При $t_3=0,1$ с найбільше значення пришвидшення складає 7 м/с² при шляху гальмування 0,014 м. При $t_3=0,2$ с зниження швидкості відбувається плавніше з найбільшим значення пришвидшення 2,2 м/с² при шляху гальмування 0,029 м. Якщо показник конструктивної характеристики НЗК $n=2$, то при гальмуванні (рис. 2,б) з часом закриття клапана 0,01с пікове значення пришвидшення сягає 48 м/с² на середині ходу клапана. При цьому шлях гальмування дорівнює 0,003 м. При $t_3=0,1$ с найбільше значення пришвидшення складає 4 м/с² при шляху гальмування 0,012 м. При $t_3=0,2$ с зниження швидкості відбувається плавніше з найбільшим значення пришвидшення 2 м/с² при шляху гальмування 0,02 м.

Коефіцієнт якості гідросистеми α істотно впливає на процес гальмування. З рис. 3,а видно, що чим більше значення α , тим менша величина максимального шляху гальмування. При $\alpha \approx 1$ максимальний шлях гальмування S_{max} для НЗК з релейною конструктивною харак-

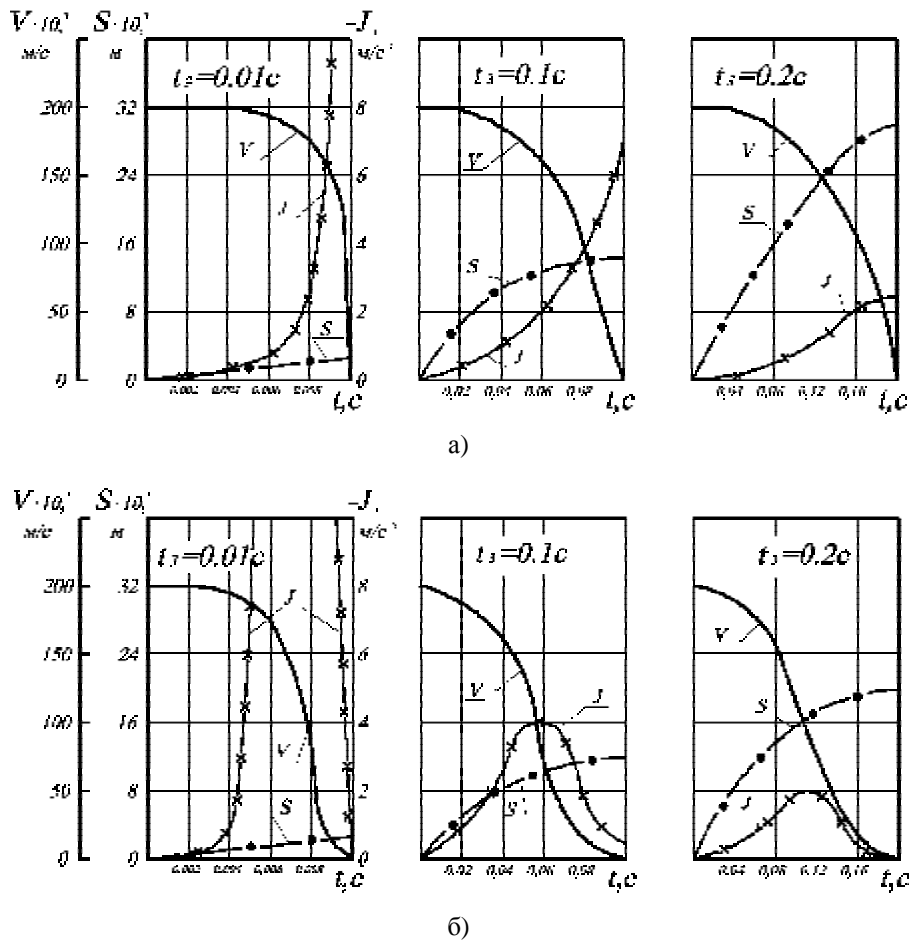


Рис. 2. Вплив часу закриття НЗК з лінійною (а) та квадратичною (б) конструктивними характеристиками на динаміку гальмування рухомих мас

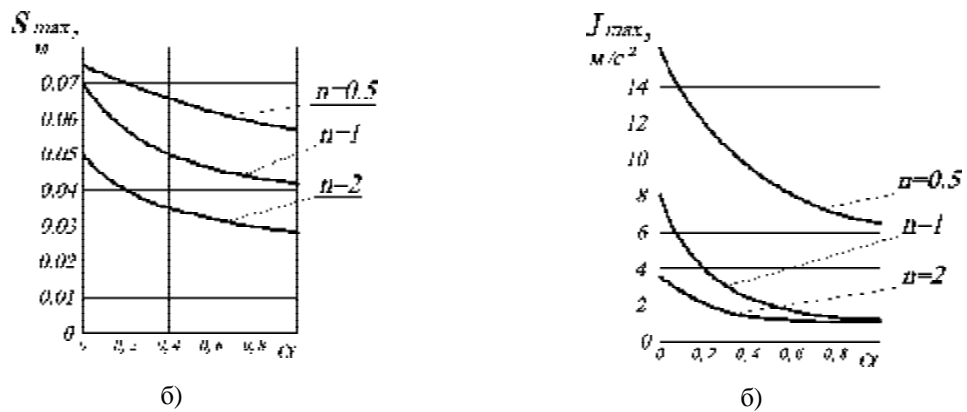


Рис. 2. Зміна максимального шляху (а) та максимального пришвидшення (б) гальмування рухомих мас від коефіцієнта α та конструктивної характеристики n НЗК

теристикою складає 0,057 м, з лінійною — 0,042 м, з квадратичною – 0,028 м. Рис. 3,б ілюструє, що чим більше значення коефіцієнта α , тим менша величина максимального пришвидшення гальмування J_{max} . Якого б значення не мав коефіцієнт α , при гальмуванні НЗК з релейною конструктивною характеристикою відбувається інтенсивний гідроудар. Навіть при $\alpha \approx 1$ для НЗК з релейною конструктивною характеристикою значення J_{max}

сягає 6,5 м/с². При гальмуванні НЗК з лінійною і квадратичною конструктивними характеристиками при $\alpha=0,95$ значення J_{max} дорівнює 1,25 м/с² та 1,2 м/с² відповідно.

Висновки. 1. Встановлено, що регулювальні властивості у впускного клапана зворотних циліндрів практично відсутні, через що навіть за сприятливих режимів гальмування вибіг рухомих мас уверх неминучий.

2. Для здійснення швидкого та безударного гальмування рухомих мас слід застосовувати НЗК з дросельно-вальним елементом, який ефективно поглинає їхню кінетичну енергію.

3. Наведені приклади підтверджують досягнення швидкого та без гідродарів гальмування рухомих мас гідравлічного преса на зворотному ході при здійсненні нового способу гальмування.

Література

1. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. — М.: Машиностроение, 1970. — 232 с.

2. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. — 2-е изд., перераб. и доп. — К.: Вища шк., 1981. — 376 с.

3. Шинкаренко О.М., Корчак Е.С. Экспериментальное исследование возвратного хода гидравлического преса с приводом от НАС // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: тематичний збірник наукових праць. — ДДМА, Краматорськ, 2004. — С. 84—86.

4. Патент 17617, Україна. МПК В21 J9/12. Привод гідравлічного ковальського пресу / Шинкаренко О.М., Корчак О.С. Заяв. 6.02.2006, Опубл. 15.10.2006, Бюл. №10.

5. Патент 27507, Україна. МПК В21 J9/00. Спосіб гальмування рухливої поперечини гідравлічного преса на зворотному ході / Корчак О.С. Заяв. 21.03.2007, Опубл. 12.11.2007, Бюл. №18.

6. Патент 16718, Україна. МПК F16 K47/02, F16 K1/42. Наповнювально-зливний клапан / Шинкаренко О.М., Корчак О.С.; Заяв. 09.03.2006; Опубл. 15.08.2006, Бюл. №8.

Отримана 13.12.07

O. Korchak

Developing of a new method of hydraulic press ram decelerating while return stroke

Donbas State Engineering Academy, Kramatorsk

It is estimated, for without impact and quick hydraulic press ram decelerating while return stroke it is necessary to use filling-and-drain valve with throttling element effectively capturing ram kinetic energy. The influence of hydraulic system quality coefficient, closing time and type of filling-and-drain valve constructive characteristics on decelerating process dynamics is shown.

²í ôî ðì àö³ÿ

Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача
Національна академія наук України
Львівський національний університет імені Івана Франка
Українське товариство з механіки руйнування матеріалів

Міжнародна наукова конференція

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ ТА МАТЕМАТИКИ

присвячена 80-річчю від дня народження
академіка НАН України *Ярослава Степановича Підстригача*
та 30-річчю заснованого ним Інституту прикладних проблем механіки і математики
25 — 29 травня 2008 р.

Тематика конференції:

Математичне моделювання в механіці
деформівних твердих тіл.
Математичні методи механіки і термомеханіки.
Механіка неоднорідних твердих тіл та наномеханіка.
Механіка контактної взаємодії, тіл з тріщинами та
тонкими включеннями.
Динамічні задачі механіки неоднорідних структур.
Біомеханіка.
Оптимізація і проектування тонкостінних конструкцій.
Міцність та втома матеріалів.
Числові методи.
Теорія функцій і функціональний аналіз.
Диференціальні рівняння і математична фізика.
Алгебра і топологія.

Адреса оргкомітету:

ІППММ НАНУ, вул. Наукова, 3-б,
Львів, 79060, Україна,
тел.: (0322) 63-53-70, 239-99-12, 239-99-87, 63-90-33
E-mail: conference@iapmm.lviv.ua
confmath@iapmm.lviv.ua

Додаткова інформація в Інтернеті:

<http://www.iapmm.lviv.ua>