

рухомого розподільника площа прохідного перетину (пропускна здатність) розподільної системи зменшується (рис. 1). При цьому зменшується і амплітуда коливань площі.

При використанні двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих, пропускна здатність розподільної системи збільшується на 15...30%. При використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон – на 20...35% і на 50...100% – при використанні чотирьох розвантажувальних вікон в залежності від кінематичної схеми розподільної системи.

Для практичного застосування результатів досліджень при проектуванні розподільних систем планетарних гідромоторів рекомендується використовувати додаткові розвантажувальні вікна рухомого розподільника в якості робочих.

Необхідно відзначити, що критичним параметрам, що визначає працездатність розподільної системи планетарного гідромотора є коливання площі прохідного перетину, які викликають пульсацію крутного моменту та частоти обертання валу гідромотора. Тому, з метою усунення пульсацій вихідних параметрів гідромоторів рекомендується використовувати кінематичні схеми з амплітудою коливань площі прохідного перетину до 6 мм^2 .

Список використаних джерел

1. Захаров, А. С., Сабельников В.И. Авиационное гидравлическое оборудование. Новосибирск: НГТУ, 2017.
2. Остренко С. А. Гидравлика, гидропривод, гидравлические и пневматические системы. ВГУЭС. Режим доступу: https://abc.vvsu.ru/books/1_gidrosys/default.asp.
3. Панченко, А. І. [Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки](#) / Техніка АПК, 2006. С. 11-13.
4. Панченко, А. І., Волошина А. А., Золотарьов О. Ю., Тітов Д. С. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки // Промислова гідраліка і пневматика, 2003. №1. С.71-74.
5. Панченко, А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. Vol. 17. No 9. P. 29-36.
6. Панченко, А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХПІ», 2018. № 17 (1293). С.88-95.
7. Панченко, А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография // Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.
8. Панченко, А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.
9. Панченко, А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

УДК 621. 398-583.

Носко С.В., к.т.н., доц.

КПІ ім.Ігоря Сікорського, м.Київ, Україна

ДИНАМІКА ПНЕВМОПРИВОДА З ЗОВНІШНІМ ГІДРАВЛІЧНИМ ДЕМПФІРУЮЧИМ ПРИСТРОЄМ

Анотація. Досліджено вплив на періоди робочого циклу привода різних факторів, що суттєво змінюють динамічні характеристики пневмоциліндра двосторонньої дії (швидкодію і точність позиціонування). Результати розрахунків показують, що при прийнятому схемному рішенні роботи привода, плавність гальмування зберігається практично на всьому діапазоні зміни навантаження, по зрівнянню з приводами маючими традиційну схему включення.

Ключові слова: динамічні характеристики пневмоциліндра, плавність гальмування, гідравлічні демпфери.

Пневматичні приводи набули широкого застосування при автоматизації виробничих процесів в загальному, транспортному і поліграфічному машинобудуванні, в ливарному та ковальсько-штампувальному виробництві.

У промисловості велику кількість деталей різних виробів, в тому числі найбільш масових (автомобілів, приладів, предметів народного споживання), виготовляється з листових матеріалів. Кількість таких деталей в окремих виробках досягає 50% і навіть 100%.

Тому для автоматизації даних процесів застосовують циклові промислові маніпулятори на базі пневматичних приводів з вакуумними захватними пристроями. Враховуючи те, що вакуумні захвати мають відносно незначну силу утримання об'єкту в плоскості стику, як правило – 0,35 кг., доцільно провести динамічні дослідження пневмоприводів, для визначення припустимих інерційних навантажень (при розгоні та гальмуванні приводу), забезпечення його швидкодії при надійному функціонуванні захватного пристрою.

Розповсюджені способи гальмування та позиційного управління з використанням внутрішніх гальмівних пристроїв із-за змінних властивостей і параметрів стану стиснутого повітря (як правило нелінійних) представляють складну технічну задачу. Тому для маніпуляторів на базі пневмоприводів з обмеженим числом координат позиціонування, для гальмування приводу, відомі фірми рекомендують застосовувати зовнішні гідравлічні демпфери [1,2].

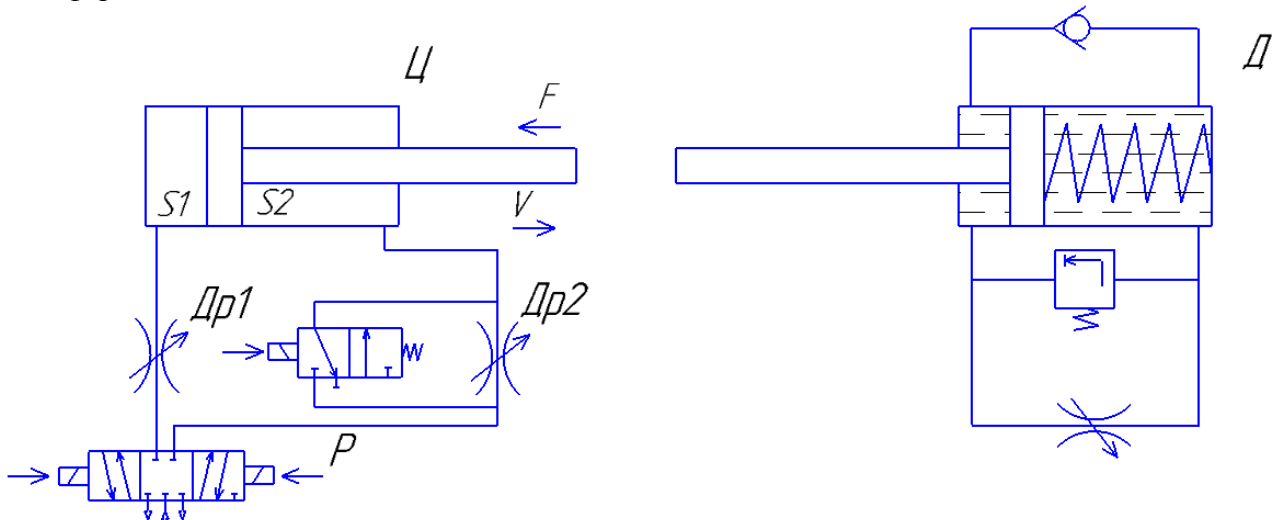


Рис. 1 – Розрахункова схема привода з зовнішнім гальмуванням

Незалежно від типу зовнішнього демпфіруючого пристрою рівняння руху пневмопривода має вид [3]:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - p_A (F_1 - F_2) - N(t). \quad (1)$$

Для транспортуючих приводів з захватними пристроями, доцільно вважати, що до моменту гальмування, на шток діє постійне навантаження N , а при досягненні поршнем координати X_t , починає діяти нове постійне або змінне навантаження $N(t)$, яке утворюється внутрішнім дроселем. Тоді рівняння зміни навантаження буде мати вигляд [4]:

$$N(t) = H_p N_p + H_t N_t(t), \quad (2)$$

де H_p і H_t – коефіцієнти, які задовольняють умові:

$$H_P = \begin{cases} 1, & \text{если } x < x_T; \\ 0, & \text{если } x \geq x_T; \end{cases}$$

$$H_T = \begin{cases} 1, & \text{если } x \geq x_T; \\ 0, & \text{если } x < x_T. \end{cases}$$

Використовуючи методику приведену в роботах /3,4/, математична модель пневматичного привода з зовнішнім гальмуванням буде:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - p_A (F_1 - F_2) - N \Phi(x_T - x) - N(t) \Phi(x - x_T),$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k f_1 \sqrt{RT_M}}{F_1 (x + x_{01}) \sqrt{\zeta_1}} \sqrt{p_M^2 - p_1^2} - \frac{k p_1}{x + x_{01}} \frac{dx}{dt},$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k f_2 \sqrt{RT_M}}{F_2 (S - x + x_{02}) \sqrt{\zeta_2}} \left(\frac{p_2}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_A^2} + \frac{k p_2}{(S - x + x_{02})} \frac{dx}{dt}, \quad (3)$$

Для спрощення розрахунків були прийняті наступні припущення /3/:

1. Тиск і температура стиснутого повітря вважались постійними $p_n = const, T_n = const$.
2. Так як процеси гальмування відбуваються за короткий проміжок часу, то термодинамічні процеси, що відбуваються в приводі, приймались адіабатними.
3. Враховуючи функціональну обмеженість вакуумних захватних пристроїв, навантаження на штоку циліндра також приймавалось постійним $m = const$.
4. Так як тиск в пневмосистемі не перебільшував 1МПа, то стиснуте повітря вважалось ідеальним газом.
5. При наявності консистентного змащування рухомих елементів привода сухим тертям можливо знехтувати.

Дослідження виконувалось для типового робочого циклу пневмоциліндрів двосторонньої дії: до переключення розподільника тиск повітря на його вході дорівнює 0,6 МПа; після переключення розподільника відбувається висування штока на задану довжину L_1 , зменшення швидкості штока до швидкості позиціонування регулюється дроселем; зупинка штока здійснюється за допомогою зовнішнього гальмування.

Задавши крок інтегрування, значення конструктивних параметрів привода, параметрів навантаження і газу, з використанням програмного забезпечення MathCAD /3,4/ отримуємо функціональну залежність зміни прискорення, швидкості руху та переміщення поршня циліндра (рис.2).

Результати розрахунків показують, що при прийнятому схемному рішенні роботи привода, плавність гальмування зберігається практично на всьому діапазоні зміни навантаження по зрівнянню з приводами маючими традиційну схему включення. Визначені припустимі межі максимальних значень динамічних характеристик та інерційних навантажень, що значно скорочує область пошуку конструктивних параметрів пневмопривода які задовольняють заданим динамічним характеристикам.

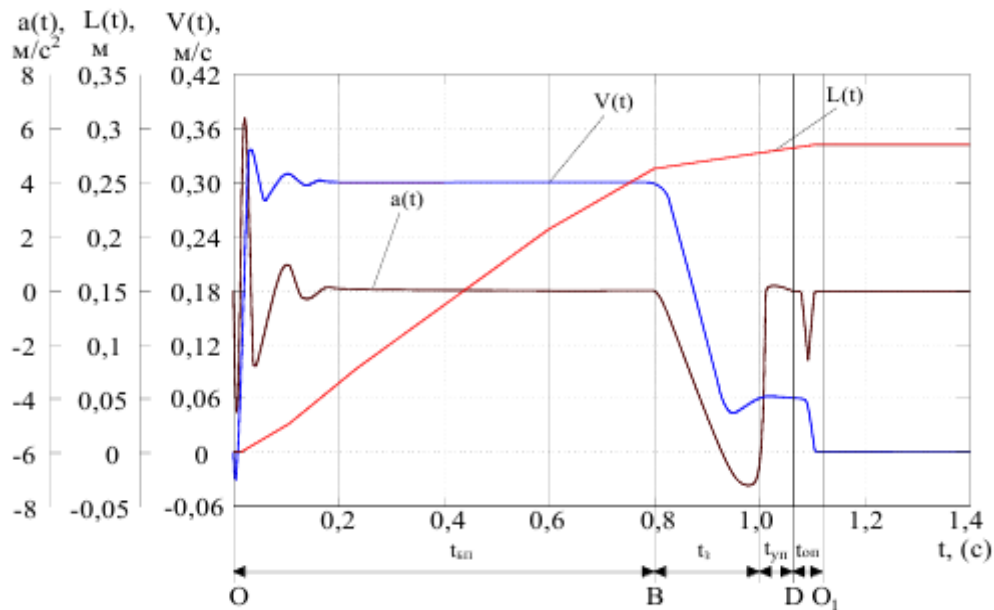


Рис. 2 – Графік зміни швидкості руху , прискорення та переміщення поршня циліндра

Список використаних джерел

1. Фесто: Програма поставок: Каталог. – ДП «Фесто». 2000.
1. .Samozzi. Большой каталог. Пневматическая аппаратура. Версия 8.5 –М.:Салта ЛТД, 2012. – С.1070.
2. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: Учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 122 с.
3. Донской А.С. Обобщенные математические модели элементов пневмосистем. – СПб.: СПГУТД, 2001. – 215 с.

УДК 69.002.5

Дедов О.П., к.т.н., доц., Назаренко І.І., д.т.н., проф., Свідерський А.Т., к.т.н., проф., Ручинський М.М., к.т.н., доц., Сліпецький В.В., аспірант
 Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

**ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ І ПАРАМЕТРІВ
 ВІБРОУСТАНОВКИ З СКЛАДНИМ ХАРАКТЕРОМ РУХУ**

***Анотація.** Розроблена та виготовлена експериментальна вібраційна установка. Досліджений процес руху формуючої конструкції вібраційної установки із складним характером руху. Запроновано нову методику вимірювання руху формуючої конструкції із розташуванням датчиків в зонах динамічного навантаження. В основу такого підходу покладено передумову визначення контактних сил взаємодії підсистем між собою. В ході дослідження використовувалися записи безперервної фіксації розподілення активних коливань формуючої поверхні. Дослідження та визначення напружень і деформацій у часі підтвердили гіпотезу про суттєвий вплив на процес. Отримано новий результат, який полягає в тому, що перехідний процес передбачено враховувати при визначенні параметрів віброустановки та місць розташування вібраторів.*

***Ключові слова:** ефективність, збудник коливань, технологічні процеси, параметри коливань, вібраційні машини.*

На сучасному етапі розвитку будівельної індустрії виникає необхідність впровадження таких технологій та машин, які дають можливість забезпечити високу якість готового продукту, суттєве зменшення енерговитрат та підвищену продуктивність. Для процесів ущільнення бетонних сумішей характерні використання лінійних за резонансних режимів. За таких умов зменшення енерговитрат на технологічний процес практично неможливе. На