

механізми дозволили повернутись до вирішення цієї непрості проблеми на цілком новому технічному рівні.

Ідея створення універсальної ущільнюючої машини може базуватись на застосуванні приводу, який дає можливість змінювати параметри у відповідності до умов роботи та фізико-механічних властивостей сумішей, що ущільнюються.

При правильному конструюванні та розрахунку дані механізми дозволяють: змінювати частоту та статичний момент вібро-ударного органу в робочому режимі без зниження коефіцієнту корисної дії; працювати у широкому діапазоні амплітудно-частотних характеристик передавати максимум енергії від робочого органу до оброблюваного середовища при мінімальній матеріалоемності; реалізувати безпосередній вплив робочого органу на середовище. Їм притаманні висока швидкодія, великі вібротягові зусилля, довговічність, висока питома потужність, здатність створювати коливання довільної форми.

Одним із пріоритетних та перспективних напрямків розвитку цієї теми є створення віброущільнюючого обладнання з гідромеханічним і, особливо, гідравлічним приводом, які теоретично якнайкраще підходять для вирішення цієї технічної проблеми. На відміну існуючим багато масні конструкції з гідроприводом у вигляді навісного або причіпного обладнання мають принципову можливість до створення самоадаптованих систем та до зменшення маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини. Застосування гідроприводу для віброударних машин потребує створення і поглибленого теоретичного обґрунтування динамічної моделі, яка представляє собою гібридне поєднання багатомасної коливальної системи (конкретної конструкції машини), складної нелінійної фізичної моделі будівельної суміші та гідравлічного виконуючого механізму (ГВМ).

Для отримання в кожному конкретному випадку оптимального конструктивного рішення машини необхідно розглядати спільний рух всіх трьох рівноправних складових. По можливості повинні враховуватись переваги як конструкції машини, так і квазирезонансні режими ущільнення будівельної суміші. При цьому характеристики ГВМ повинні технічно підтримувати необхідні частоту та динамічні характеристики змінного ударно-вібраційного режиму коливань а також стабільно працювати у перехідних режимах.

## **УДК 62-525**

**Ночніченко І.В., к.т.н., ст. викл., Галецький О.С., асист., Сідлецький В.О., студ.**  
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ Україна

### **ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМОСТАБІЛЬНОСТІ РОБОЧОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ДЕМПФЕРУ**

Принцип роботи пневмогідравлічних демпферів полягає у перетворенні енергії механічних коливань в теплову енергію робочої рідини. Перетворення відбувається в дросельних елементах при протіканні рідини з однієї камери в іншу, що викликано зовнішнім обуренням. Пневмогідравлічні демпфери набули широкого розповсюдження, що обумовлено їх перевагами в порівнянні з демпферами інших типів. Однак вони мають деякі недоліки, наприклад залежність зусилля опору від зміни температури, що викликано зміною в'язкості робочої рідини [1, 2]. Це призводить до ускладнення експлуатації демпферів, необхідності постійного регулювання жорсткості демпфера при роботі в широкому діапазоні температур.

Мета роботи: розробити демпфер з термостабільною характеристикою.

Рідинні демпфери мають певну характеристику залежності зусилля демпфування від швидкості руху поршня. Особливо чутливі до впливу температури є демпфери з лінійними характеристиками у яких перетікання робочої рідин, в дросельному елементі, здійснюється

при ламінарному русі рідини. Зусилля опору для демпфера з лінійними характеристиками має вигляд [ 2]:  $F = k \cdot v_p$

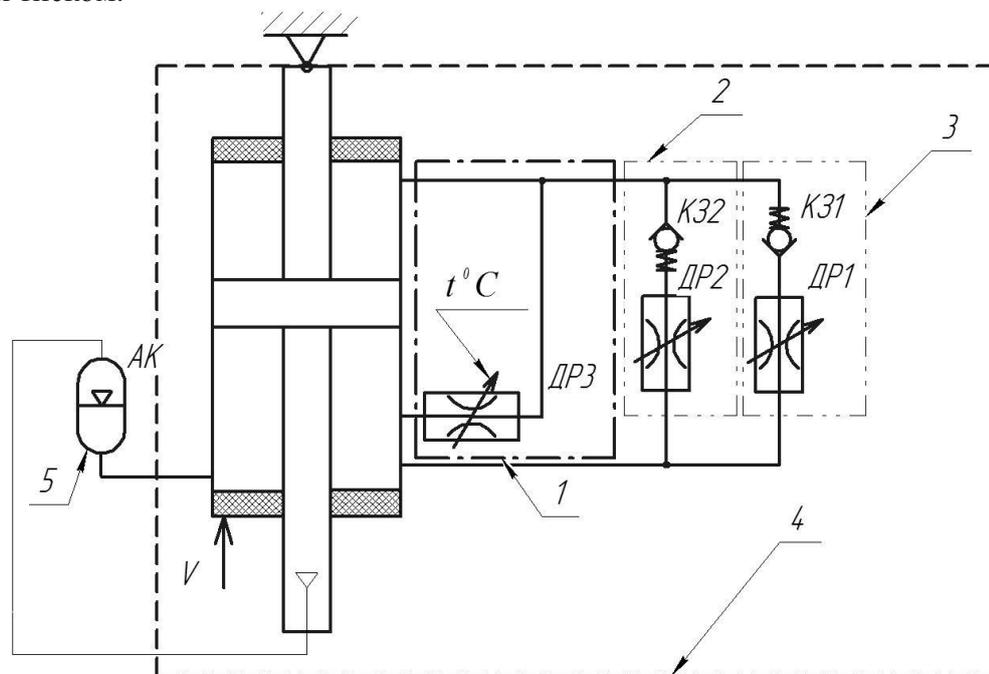
де  $v_p$  - швидкість руху поршня,  $k$  - коефіцієнт демпфірування.

Для запобігання зміни робочих характеристики необхідно використовувати робочі рідини зі стабільними в'язкісно-температурними характеристиками, створювати умови для захисту пристрою від впливу зовнішнього середовища і покращувати умови теплообміну для розсіювання виділеної в процесі роботи теплоти, щоб не допускати перегріву.

Захист від впливу зовнішнього середовища також вимагає застосування додаткових елементів або більш дорогих матеріалів, що веде до збільшення маси і габаритів пристрою. Необхідність розсіювання теплоти, виділеної в процесі роботи, також вимагає збільшення площі поверхні пристрою, що призводить до збільшення габаритів та підвищенню його вартості.

Застосування технічних рішень по компенсації зміни в'язкості робочої рідини, шляхом внесення в схему додаткового регулюючого опору, є раціональним якщо такий засіб не ускладнює конструкцію та має не велику вартість. Розглянувши відомі конструкції пневмогідролічних демпферів була запропонована модернізована схема з паралельно встановленим слідкуючим термочутливим дроселем (рис.1).

Характеристика демпфера визначається налаштуванням слідкуючого термочутливого дроселя 1, дроселів для режимів роботи «стиснення» 2 та «розтягу» 3. Для компенсації змін в'язкості робочої рідини передбачено термочутливий слідкуючий дросель 1. Енергоакumuлюючий пристрій 5 слугує для додаткового демпфування двох режимів роботи «стиснення» або «розтягу», та компенсації теплового розширення робочої рідини. При режимі «розтягу», за допомогою дроселя 3, забезпечується більше зусилля демпфування з можливістю регулювання. Режим «стиснення» реалізований трьома етапами руху штоку за допомогою регулюючих дроселів клапанно-дросельного вузла 1 та 2. Необхідний широкий діапазон зміни швидкостей руху штоку демпфера, забезпечується застосуванням в конструкції пристрою – пневматичної камери змінного об'єму, що знаходиться під надлишковим тиском.



**Рис. 1 - Схема пневмогідролічного демпфера з термочутливим дроселем**  
1- слідкуючий термочутливий дросель, 2- клапанно-дросельний вузол режиму «стиснення», 3- клапанно-дросельний вузол режиму «розтягу», 4- пневмогідролічний демпфер, 5- енергоакumuлюючий пристрій високого тиску

Для отримання демпфера зі стабільною характеристикою в широкому діапазоні температур, необхідно використовувати систему штучного підтримування заданої температури або терморегулюючі пристрої. Вони повинні забезпечувати зміну поперечного перерізу дроселя в залежності від зміни температури і, як наслідок, компенсацію зміни в'язкості робочої рідини. Крім того, лінійну характеристику можливо отримати застосовуючи клапан або золотник із змінною площею дроселя. Також слід відмітити, що одним з перспективних напрямків є застосування магнітно-реологічних рідин за рахунок яких можливо отримати стабільні робочі характеристики демпфера, що підвищить їх швидкодію та надійність.

#### Список літератури:

1. Сиов Б.Н. Истечение жидкости через насадки / Б.Н. Сиов М., Машиностроение. – 1968. –140 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колёса / Й. Раймпель [пер. с нем. В.П. Агапова; под ред. О.Д. Златовратского].— М.: Машиностроение, 1986. —320 с.

УДК 621.9.62-92

Узунов О.В., д.т.н., проф., Галецький О.С., ас., Новосад А.А., ас.  
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИВОДУ НА ОСНОВІ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ДОЗАТОРА З ПРОГРАМНИМ КЕРУВАННЯМ

Привод на основі пневмогідралічного дозатора (рис. 1) [1, 2] забезпечує дискретне позиціонування штоку шляхом подання в активну порожнину циліндра порцій робочої рідини, які, відповідно до програми, формуються пневмогідралічним дозатором.

Теоретично такий позиційний привод може працювати без зворотного зв'язку. Однак відсутність зворотного зв'язку може суттєво впливати на точність приводу. Точність залежить від стиснення робочої рідини, пружності стінок трубопроводів, перетоків між поршневою та штоковою порожнинами.

Для визначення точності позиціонування розімкненого приводу було проведено експериментальне дослідження. Методика полягала в наступному. На вхід приводу подавалася програма позиціонування штоку, при цьому точність виходу штоку в кожен задану позицію контролювалася датчиком положення, задіяним у вимірювальному тракті. Програма позиціонування була вибрана такою, що задавала рівні за кількістю пакети імпульсів, яким повинні відповідати однакові величини переміщень штоку. Послідовне відпрацювання приводом пакетів імпульсів призводить до послідовного збільшення поточного об'єму активної порожнини гідроциліндра. Це дозволяло фіксувати поточний об'єм активної порожнини гідралічного циліндру і визначити його вплив на точність приводу. Для визначення впливу навантаження на точність приводу, це навантаження створювалось шляхом дроселювання потоку робочої рідини з пасивної порожнини циліндра, а зміна точності фіксувалась датчиком положення штоку.

Експерименти проводились для приводу з наступними параметрами: діаметр плунжера дозатора  $d = 0,005 \text{ м}$ ; діаметр пневмопоршня дозатора  $D = 0,02 \text{ м}$ ; діаметр поршня гідроциліндра  $D = 0,04 \text{ м}$ ; діаметр штоку гідроциліндра  $d = 0,02 \text{ м}$ ; хід поршня дозатора  $S = 0,02 \text{ м}$ ; хід поршня гідроциліндра  $S = 0,2 \text{ м}$ ; робочий тиск в пневматичній камері  $p = 0,5 \text{ МПа}$ ; тиск підживлення дозатора  $p = 0,5 \text{ МПа}$  [3].

В результаті досліджень точності позиціонування встановлено, що при відсутності навантаження в діапазоні переміщень штоку 0...3 мм похибка є меншою 2%, що, для заданих параметрів приводу, становить 0,0056 мм (рис. 2). При збільшенні навантаження спостерігалось зростання похибки позиціонування, наприклад, при навантаженні на штоку 4000 Н і відпрацюванні пакету з 10 керуючих імпульсів похибка склала 0,32 мм, що на 9%