

ЗЕМЛЕРОБСЬКА МЕХАНІКА

УДК 632.6
© 2014

В.Я. КАЛІНІЧЕНКО,
кандидат технічних наук

В.В. КОВАЛЕНКО,
кандидат
сільськогосподарських наук

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет

Усі відомі типи гідравлічних амортизаторів мають постійну характеристику, оскільки опір розтягненню залежить тільки від зовнішньої сили. Запропоновано нову схему амортизатора E3000, в якому сила опору може змінюватися, що забезпечується переміщенням поршня-дозатора, який знаходиться всередині основного поршня. При переміщенні поршня-дозатора збільшується довжина кільцевої щілини, чому і збільшується гідравлічний опір амортизатора.

Ключові слова: гідравлічні пружини, амортизатор, ударні перевантаження, сила опору, буферні прилади, закон Гука, дросель, демпфірування енергії, потенціювання енергії, деаерована рідина.

Крапельні рідини є пружним тілом, яке підкоряється з деяким наближенням закону стиснення Гука, що дозволяє використовувати їх для побудови міцних пружин і амортизаторів.

Гідравлічні пружини широко використовуються як опори важких машин та установок, буферні прилади для гальмування великих мас на малих відстанях, а також як прилади для запобігання машин від ударних перевантажень.

У гідравлічних пружинах, що використовуються як амортизатори, передбачаються демпфірування гасіння частини енергії стиснутої рідини. Із цією метою пружину оснащують демпфером у вигляді одно- чи двобічної дії.

Демпфірування енергії (дроселювання рідини) відбувається або за прямого ходу (стиснення пружини), або за зворотного (розпрямлення пружини), або одночасного за прямого і зворотного ходу.

Поширено застосовуються гідравлічні пружини другого типу, в яких за прямого ходу відбувається практично чисте потенціювання енергії рідиною, яка стискується, її ж демпфірування – при розпрямленні пружини.

Гідравлічна пружина складається з циліндра і вхідного в нього через ущільнений вузол

ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРУЖИН

штока з поршнем, який є опорою (напрямок) для останнього. Циліндр заповнюється деаерованою рідиною під деяким початковим тиском p_1 , величина якого визначає зусилля початкового стиснення пружини, яке розраховується за формулою [8–10]

$$P = p_1 f,$$

де $f = \pi d^2/4$ – площа перерізу штока діаметром d .

При затопленні штока в циліндр тиск у рідині збільшиться, досягнувши кінця ходу штока деякого значення p_2 , яке визначається ступенем стиснення рідини.

Важливим параметром, який характеризує стан рідини під дією високого тиску, є робота її стиснення, що характеризує потенціальну енергію стиснутої пружини. За прийнятого допущення, що рідина підкоряється закону Гука, при $p_1 = 0$ енергетичні можливості деякого об'єму w рідини, стиснутої до тиску p_2 (без урахування розширення циліндра), можна виразити в ізотермічному процесі рівнянням [1]

$$A = p_{сеп} \Delta w = p_{сеп} h f,$$

де A – енергія (робота) стиснутої рідини; $p_{сеп}$ – середній у процесі стиснення тиск рідини;

$$p_2 > p_{сеп} > p_1.$$

Приймаючи приблизно $p_{сер} = p_2/2$, отримаємо, що

$$A_{max} = p_2/2 \Delta w = p_2/2 hf.$$

Знайдемо середнє зусилля на шток гідравлічної пружини F , яке створюється перепадом тисків при проході рідини через малий отвір демпфера. Для цього поділимо енергію A , яку повинна погасити рідина, на хід пружини h

$$F = A / h.$$

Витрату рідини Q через дросельний отвір перерізу s під дією перепаду тиску $\Delta p_{др}$ можна знайти з формули [3–5]

$$Q = \mu s \sqrt{\frac{\Delta p_{др} \cdot 2g}{\gamma}}, \quad (1)$$

де Q – середня витрата рідини; μ – коефіцієнт витрати; γ – питома вага рідини.

Середня швидкість руху поршня гідравлічної пружини дорівнюватиме

$$V_n = h / t.$$

Звідси середня витрата рідини Q через малий отвір демпфера визначиться виразом [6, 7]

$$Q = V_n \pi (D^2 - d^2) / 4, \quad (2)$$

де D, d – діаметри відповідно циліндра і штока амортизатора.

З рівнянь (1) і (2) знаходимо площу перерізу

дросельного отвору s

$$S = Q / \mu \sqrt{\frac{\Delta p_{др} \cdot 2g}{\gamma}} = \\ = \pi V_n (D^2 - d^2) / 4 \mu \sqrt{\frac{\Delta p_{др} \cdot 2g}{\gamma}}.$$

Коефіцієнт витрати для малого отвору в тонкій стінці при умові $l > 2d$, де l та d – відповідно товщина стінки і діаметр отвору, які можуть дорівнювати $\mu \approx 0,60$ [2].

Усі відомі типи гідравлічних амортизаторів мають постійну характеристику, оскільки опір розтягненню залежить тільки від зовнішньої сили. Запропонована нова схема амортизатора Е3000, в якому сила опору може змінюватися, що забезпечується переміщенням поршня-дозатора, який знаходиться всередині основного поршня. При переміщенні поршня-дозатора збільшується довжина кільцевої щілини і тому збільшується гідравлічний опір амортизатора.

Розрахунки проводилися з метою визначення оптимальних співвідношень між розмірами гідравлічних елементів амортизатора: діаметрів їхнього вхідного отвору і основного каналу, ширини кільцевої щілини і верхнього діаметра поршня-дозатора.

Висновки

У результаті розрахунків отримані залежності сили опору від параметрів гідравлічних елементів амортизатора, а також від величини зовнішнього навантаження.

Розрахунки та випробування дослідних зразків на стенді ДАІ та ЗАУ показали, що амортизатори зі змінним опором здатні розвивати силу опору розтягненню до 70 % від величини зовнішньої сили, яка діє на підвіску автомобіля.

Таким чином, при роботі над цією тематикою розроблена математична модель гідравлічного амортизатора, створена програма розрахунку основних параметрів аналогічних гідравлічних пружин.

Таким чином, при роботі над цією тематикою розроблена математична модель гідравлічного амортизатора, створена програма розрахунку основних параметрів аналогічних гідравлічних пружин.

Бібліографія

1. Агроскин И.И. Гидравлика / И.И. Агроскин, И.И. Дмитриев. – М.: Энергия, 1954. – 351 с.
2. Альтикуль А.Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтикуль. – М.: Недра, 1982. – 224 с.
3. Баишта Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т.М. Баишта. – М.: Машиностроение, 1970. – 660 с.
4. Баишта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т.М. Баишта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
5. Баишта Т.М. Гидравлика, гидромашини и гидроприводы / Баишта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
6. Васильев Б.А. Гидравлические машины / Б.А.

- Васильев, Н.А. Грецов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 272 с.

7. Исаев А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / Исаев А.П., Сергеев Б.И., Дидур В.А. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.

8. Константинов Ю.М. Гидравлика / Ю.М. Константинов. – К.: Вища школа, 1981. – 360 с.

9. Палишкин Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н.А. Палишкин. – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с.

10. Чугаев Р.Р. Гидравлика / Р.Р. Чугаев. – Л.: Энергоатомиздат, 1982. – 672 с.

Рецензенти – доктори технічних наук, професори В.І. Дирда, С.С. Тищенко