

© Подоляк О.С., Мельниченко О.А.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМУ ПІДНІМАННЯ

1. Актуальність роботи

Для зменшення динамічних навантажень, виникаючих при підйманні вантажу, запропоновано включити до складу вантажопідйомної підвіски гідравлічний гаситель коливань телескопічного типу. В більшості випадків дослідники розглядають такі пристрої з позиції поглинання енергії коливань або корекції пружно-інерційних параметрів механічної системи [1, 2], не враховуючи той факт, що за допомогою висунення штоку гасителя можливо збільшити період розгону механізму підйому до часу, при якому динамічні навантаження матимуть мінімальні значення. Крім того, при раціонально обраних його дисипативних параметрах коефіцієнт динамічності перехідного процесу в системі може бути зменшений практично до одиниці [3]. Слід також зазначити, що для досягнення бажаного ефекту дисипативні параметри даного пристрою повинні коректуватися в залежності від ваги вантажу, що підіймається. На кафедрі металорізального обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії був розроблений гаситель коливань з гідромеханічним демпфувальним елементом [4]. В роботі [3] за результатами теоретичних досліджень отримані найбільш раціональні значення параметрів, які повинен забезпечити гаситель коливань при зміні ваги вантажу, а саме: коефіцієнта опору (демпфування) та періоду розгону за рахунок висунення його штоку.

2. Постановка задачі

Таким чином, основною задачею статті є розробка методики визначення основних розмірів та параметрів гідромеханічного і пружного елементів гасителя.

3. Основний матеріал

3.1. Методика визначення основних розмірів гідравлічного гасителя коливань

Для визначення розмірів гасителя необхідно перейти від сили на вантажних канатах P_k^{max} до сили, що діє на шток $P_{ш}^{max}$. Оскільки гаситель коливань приєднується до крюкової підвіски крана без передаточних механізмів, то $P_k^{max} = P_{ш}^{max}$.

Одним з основних параметрів гідравлічних гасителів є діаметр поршня, який визначено за формулою:

$$D_n = \sqrt[2]{\frac{R_{ш}^{max}}{\pi \rho_{max} \left(1 - \frac{d_{ш}^2}{D_n^2}\right)}}, \quad (1)$$

де відношення діаметрів $d_{ш}/D_n = 0,3-0,4$ в існуючих конструкціях, максимальний тиск в гідроциліндрі ρ_{max} знаходиться в межах $1,5 \times 10^6 - 7 \times 10^6$ Па [5].

Довжина штока і гідроциліндра визначаються, виходячи з конструктивних особливостей криволінійної напрямної канавки, яка повинна забезпечити необхідний діапазон зміни сили опору демпфуючого елемента гасителя, а також компоновальних міркувань, при цьому довжина циліндру повинна забезпечити повний хід штоку і гарантований зазор 0,02 – 0,04 м.

Товщина стінок гідроциліндру гасителя розраховується по формулам опору матеріалів, для циліндру навантаженого внутрішнім тиском.

3.2. Методика розрахунку параметрів гідромеханічного елемента гасителя коливань

Отриману регресивну характеристику демпфувального елемента гасителя може бути реалізовано, підбираючи площу поперечних перетинів дросельних отворів. Для цього необхідно знайти силу місцевого опору (дросельного отвору). Розглянемо вираз для витрат робочої рідини через місцевий опір [6].

$$G = \sqrt{\frac{2}{\zeta \cdot \rho}} \cdot S_2 \cdot \sqrt{P_1 - P_2}, \quad (2)$$

де ζ – коефіцієнт місцевих втрат;

ρ – щільність робочої рідини ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$);

S_2 – площа поперечного перетину на виході з місцевого опору;

$(P_1 - P_2)$ – перепад тиску на місцевому опорі.

Після деяких перетворень отримано демпфувальну силу місцевого опору

$$F = \zeta_e \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S \cdot v_1^{n < 1}, \quad (3)$$

де еквівалентний коефіцієнт місцевих втрат $\zeta_e = \zeta \times S_1^2 / S_2^2$, S_1 – площа поперечного перетину на вході місцевого опору; S_2 – площа, на яку діє перепад тиску; v_1 – швидкість рідини на вході місцевого опору; n – показник ступеню.

Якщо представити гідравлічні втрати в демпфувальному елементі у вигляді суми еквівалентних місцевих втрат, тоді демпфувальна сила на штокові буде дорівнювати:

$$F_{ш} = \sum \zeta_e \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_n \cdot v_{ш}^{n < 1}, \quad (4)$$

де S_n – площа поршня;

$v_{ш}$ – швидкість штока.

Сума еквівалентних коефіцієнтів місцевих втрат складається з втрат на звуження і розширення потоку робочої рідини в дросельному отворі, зведених до швидкості штока. Втрати на звуження і розширення визначено за формулами [7]:

$$\zeta_{розш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad \zeta_{звуж} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right). \quad (5)$$

Таким чином, змінюючи площу поперечного перетину дросельних отворів, домагаємося того, щоб сила опору на штокові співпадала з обраною по характеристиці гасителя.

Конструкція розробленого гасителя [4] дозволяє змінювати силу опору за допомогою гідромеханічного елемента, в якому площа перетину дросельних отворів змінюється протягом всього робочого ходу поршня відносно повздовжньої вісі гідроциліндру.

З умов зміни поперечного перетину і зміни кутових переміщень елементів поршня визначено еквівалентний діаметр постійного дроселя:

$$d = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{2 \left(\frac{\pi \cdot r^2}{360^\circ} \cdot 2 \arccos \left(R \cdot \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) / r \right) - r \cdot R \cdot \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) \right)}, \quad (6)$$

де r – радіус дросельного каналу;

R – радіус осі дросельних каналів (рис. 1).

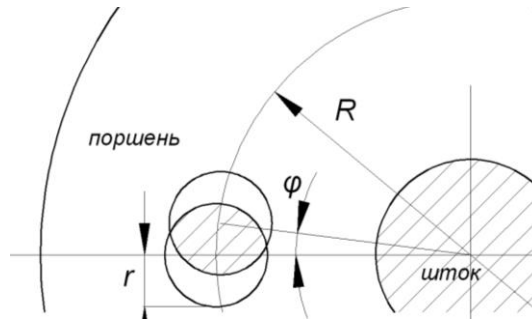


Рис. 1 – Схема перекриття дросельних отворів при кутовому переміщенні рухомого елемента поршня відносно нерухомого.

Тоді коефіцієнт демпфування гідромеханічного елемента гасителя може бути визначений за формулою [8]:

$$\psi = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta_e}{\pi \cdot d^4}, \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

l – довжина каналу дроселя;

S – зведена площа поршня;

d – еквівалентний діаметр каналу;

ζ_e – еквівалентний коефіцієнт місцевих втрат;

K – коефіцієнт, що враховує турбулентність потоку і місцевих опорів на перепускную спроможність жиклеру з гострими входними кромками:

$$K = \left(\frac{Re}{Re^*} \right)^{3/4} + \frac{1,5 Re \cdot d}{64 \cdot l}, \quad (8)$$

де Re^* – критичне значення числа Рейнольдса;

Re – число Рейнольдса, яке визначається виразом:

$$Re = v_{cp} \cdot \frac{d}{\eta}, \quad (9)$$

тут v_{cp} – середня швидкість потоку;

η – кінематична в'язкість середовища.

$$v_{cp} = \frac{S \cdot v_n}{n \cdot f_k}, \quad (10)$$

де v_n – швидкість поступального руху поршня;

n – кількість дроселів;

f_k – площа одного дроселя.

З виразів (6 і 7) отримано залежність коефіцієнту демпфування від кута повороту рухомого елемента поршня відносно нерухомого (кута перекриття дроселів) при діаметрі дросельних отворів 14 мм (рис. 2).

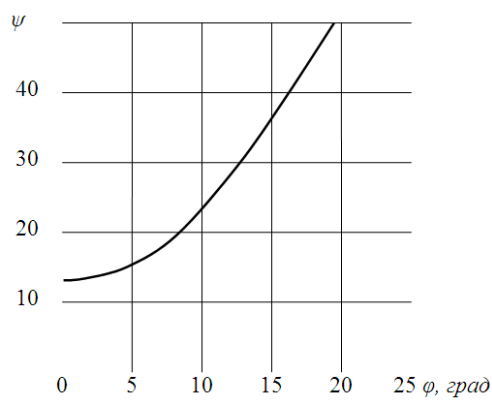


Рис. 2 – Залежність коефіцієнту демпфування від кута перекриття дросельних отворів діаметром 14 мм

З аналізу отриманої залежності можна заключити, що при підйманні вантажу, вага якого складає 100 % від максимальної вантажопідйомності крана, кут перекриття повинен знаходитися в межах 18 – 20° , вантажу вагою 75 % від максимальної вантажопідйомності 16 – 18° , вантажу вагою 50 % від максимальної вантажопідйомності 14 – 16° , вантажу вагою 25 % від максимальної вантажопідйомності 12 – 14° .

При зміні кута перекриття дроселів від 0 – 7° коефіцієнт демпфування змінюється незначно від 14 до 20. На цій ділянці руху штока відбувається попереднє натягування вантажних канатів. При подальшому русі штока коефіцієнт опору починає зростати з більшою інтенсивністю і на ділянці зміни кута від 7 – 12° він знаходиться в межах 20 – 30 . На цій ділянці руху штока відбувається поглинання надлишкової енергії, що виникла внаслідок

форсованого пуску при підйманні вантажу вагою менше ніж 25 % від максимальної вантажопідйомності. Збільшення ваги вантажу з 25 % до 100 % від максимальної вантажопідйомності призведе до стискання пружини та більшого переміщення штока (пропорційно вазі вантажу). Відповідно переміщенню штока зміниться кут перекриття дроселів від 12–20°, при цьому коефіцієнт опору демпфувального елемента матиме значення 30–50, що відповідає раціональним значенням цього параметру.

Для реалізації закону зміни сили опору запропоновано криволінійну напрямну канавку, виконану на робочій поверхні гідроциліндра гасителя, довжина якої відповідає ходу штока. Профіль канавки повинен забезпечувати необхідний рівень коефіцієнту опору демпфувального елемента в залежності від поступального переміщення штока з поршнем, яке залежить від ваги вантажу. Отже в кожній точці ходу штока з поршнем канавка повинна ставити значення опору відповідне заданому закону.

Відповідно до цього, а також з урахуванням раціонально обраних параметрів побудовано профіль криволінійної прямої канавки графоаналітичним методом (рис. 3). Так аналітично визначено залежність коефіцієнту опору демпфувального елемента в залежності від кута перекриття дросельних отворів (рис. 2) і відстані, пройдені штоком в залежності від ваги вантажу. Потім переносимо проекції кута перекриття φ на проекції відстаней, пройдених штоком. В результаті перетину проекційних ліній отримуємо точки, які визначають кривизну прямої канавки (рис. 3). Отриману криву описано математичною залежністю методом найменших квадратів:

$$y = 17,8x^{0,5} - 21,8x^{0,4} - 0,26; \quad (11)$$

Довжина канавки з компоувальних міркувань прийнята 160 мм. Складається вона з чотирьох ділянок a , b , v і z (рис. 3). Ділянка a відповідає переміщенню штока при підйманні вантажу вагою до 25 % від максимальної вантажопідйомності крана і виконана довжиною 80 мм. На цій ділянці з метою вибору зазорів та провисань канатів і строп системи підвіски вантажу передбачена відстань для попереднього натягування вантажних канатів довжиною 40 мм від початку руху.

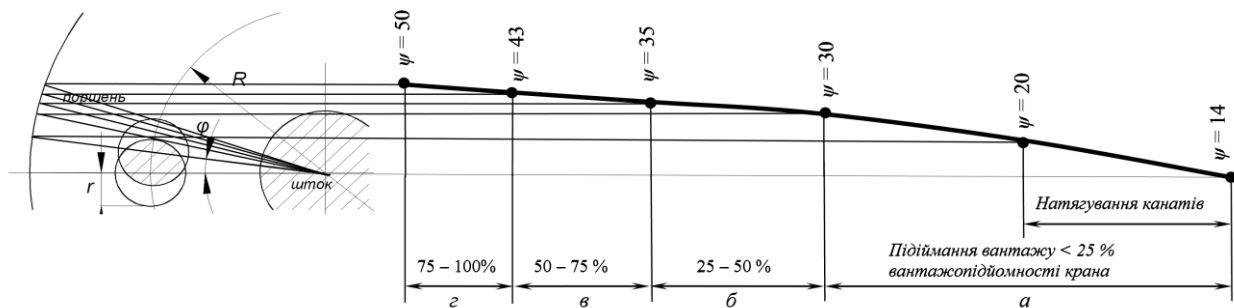


Рис. 3 – Побудова криволінійного профілю напрямної канавки

При збільшенні ваги вантажу до 25–50 % від максимальної вантажопідйомності шток з поршнем, долаючи силу пружини переміститься на ділянку *б*, довжина якої 35 мм. Відстань *в* має довжину 25 мм, цій ділянці канавки ставиться переміщення штока з поршнем при підйманні вантажу вагою від 50 до 75 % від максимальної вантажопідйомності. Збільшення ваги вантажу до 100 % призведе до переміщення штоку на ділянку *з*, довжина якої 20 мм.

Слід зазначити, що відрив вантажу від основи буде в той період, коли поршень знаходитиметься на встановленій силовою характеристикою ділянці напрямної канавки, а при його проходженні через попередні її ділянки буде відбуватися поступове натягування вантажних канатів. Тим самим забезпечивши попередній вибір зазорів в елементах механізму підймання та провисань стропів і канатів системи підвіски вантажу.

3.3. Методика розрахунку пружного елемента гасителя коливань

Сила опору гасителя складається з сили опору гідромеханічного елемента і сили опору пружного елемента. В запропонованій конструкції в якості пружного елемента використовується пружина, яка працює на стискання.

Розрахунок параметрів пружини виконано по формулам опору матеріалів.

Запишемо формулу для визначення міцності пружини:

$$\tau = \frac{M_k}{W_p} \left(1 + \frac{d}{2D_{cp}} \right), \quad (12)$$

де $M_{\kappa} = F \cdot \frac{D_{cp}}{2};$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16};$$

D_{cp} – середній діаметр пружини;

d – діаметр витка пружини;

F – стискальна сила.

Осадка (деформація) пружини може бути знайдена:

$$\lambda = \frac{64 \cdot R_{cp}^3 \cdot n \cdot F}{Gd^4}, \quad (13)$$

звідси

$$F = \frac{Gd^4}{64R_{cp}^3 \cdot n} \cdot \lambda = \frac{Gd^4}{8D_{cp}^3 n} \cdot \lambda \quad (14)$$

або

$$\tau = \frac{Gd}{\pi D_{cp}^2 \cdot n} \cdot \left(1 + \frac{d}{2D_{cp}}\right) \cdot \lambda, \quad (15)$$

де n – число витків пружини;

λ – осадка пружини;

G – модуль зсуву матеріалу пружини.

Матеріал пружини сталь 65: σ_T –380 МПа; σ_e –660 МПа; G – 8×10^4 МПа.

Отже по формулам (13, 14) можна визначити параметри пружного елемента гасителя коливань при заданій стискаючій силі і деформації від стискання.

Висновки

- розроблено методику визначення основних розмірів та параметрів гідромеханічного і пружного елементів гасителя;
- побудовано профіль криволінійної напрямної канавки, що задає закон зміни опору гасителя коливань;
- визначено основні розміри і параметри гасителя коливань, а саме: діаметр дросельного отвору – 14мм; кількість дросельних отворів – 4 шт;

діаметр робочого циліндру – 250мм; діаметр поршня $250^{0,02}$ мм; діаметр штока 45 мм; робочий хід штока 160мм.

Список використаних джерел:

1. Семенюк В. Ф. Математическая модель процесса гашения колебаний металлоконструкции козлового крана / В. Ф. Семенюк, А. П. Марцинкевич // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті / Харк. держ. акад. залізн. трансп. – Х., 1999. – № 36. – С. 3–11.
2. Дорохов Н. Ю. Динамическое гашение колебаний мостових кранов с применением волновых цепных передач : дис. ... канд. техн. наук / Н. Ю. Дорохов. – Краматорск, 2006. – 135 с.
3. Подоляк О. С. Математична модель процесу гасіння коливань металокопункції стрілових самохідних кранів / О. С. Подоляк, Л. А. Родіонов, А. О. Павлова // Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХПІ». – Х., 2009. – Вип. 28. – С. 88–99.
4. Пат. 53198 на корисну модель Україна, МПК⁸ В 66 С 1/00 (2009). Саморегульовальний пристрій для зменшення динамічних навантажень вантажопідйомного механізму / О.С. Подоляк, І. І. Ісьєміні, О. В. Чернишенко (Україна) ; Укр. інж.-пед. акад. – № и 2010 04107 ; заявл. 08.04.2010 ; опубл. 27.09.2010, Бюл. № 18.
5. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностроит. вузов / Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова [и др.]; под. ред. И. И. Куколевского. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.
6. Котиев Г. О. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем пордессоривания гусеничных машин : учеб. пособие / Г. О. Котиев, А. А. Смирнов. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. – 80 с.
7. Дяченко М. Г. Основы расчета систем подрессоривания гусеничных машин на ЕВМ / М. Г. Дяченко, Г. О. Котиев. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 52 с.

8. Радин С. Ю. Влияние изменения сопротивления дросселей на демпфирующие свойства гидромеханических амортизаторов транспортных средств : автореф. ... канд. техн. наук / С. Ю. Радин. – Орел, 2009. – 20 с.

Подольак О.С., Мельниченко О.А. «Методика визначення основних параметрів гідравлічного гасителя коливань механізму піднімання».

В статті запропонована методика визначення основних параметрів гідравлічного гасителя коливань, яка дозволяє реалізувати раціональний закон зміни його сили опору в залежності від ваги вантажу.

Ключові слова: гаситель коливань; коефіцієнт демпфування; вантаж; канати; механізм піднімання.

Подольак О.С., Мельниченко А.А. «Методика определения основных параметров гидравлического гасителя колебаний механизма подъема».

В статье предложена методика определения основных параметров гидравлического гасителя колебаний, позволяющая реализовать рациональный закон изменения его силы сопротивления в зависимости от веса груза.

Ключевые слова: гаситель колебаний; коэффициент демпфирования; груз; канаты; механизм подъема.

Podolyak O.S., Melnichenko A.A. “Methodology of determination main parameters of hydraulic shock absorber of hoisting mechanism”.

In the article the methodology of determination main parameters of hydraulic shock absorber that allows to implement rational law of variation subject to load weight is suggested.

Key words: shock absorber, damping coefficient, load, ropes, hoisting mechanism.

Стаття надійшла до редакції 23 листопада 2011 р.