

ДЕМПУВАННЯ ПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ ЛЮЛЬКИ З ВИКОРИСТАННЯМ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПІДЙІМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ РЯТУВАЛЬНИХ РОБІТ

Існують ряд капітальних споруд, які мають велику висоту. До таких об'єктів можна віднести багатоповерхові будинки (до 9 поверхів) та будинки підвищеної поверховості (9 - 25 поверхів), промислові об'єкти тощо. При виникненні в них усякого роду надзвичайних ситуацій, наприклад, пожеж, різного роду аварій і т.д., виникає проблема щодо проведення рятувальних робіт на значних висотах. У цих випадках, використовують висувні драбини або підйомні механізми (колінчаті, висувні), які розташовані на базі платформи автомобіля [1, 2]. Висота, на яку піднімається робоча площадка (люлька) або висувається драбина, сягає декількох десятків метрів. Так, наприклад, висота, на яку піднімається люлька підйомного механізму АКП-50 розташованого на базі автомобіля МАЗ, сягає 50м. Оскільки вони переважно працюють в екстремальних умовах, до них ставляться ряд вимог. Перш за все це безпека рятувальників, які знаходяться в люльці. При підйомі люльки на висоту 50м амплітуда її коливань може становити більше 3м. Динамічні зусилля, які викликають ці коливання, обумовлені пружними деформаціями стріли. Усе це зменшує точність позиціонування люльки в заданих координатах, а отже зменшується ефективність гасіння пожежі і рятування людей. Зрозуміло, що усе це ускладнює роботу рятувальників, які знаходяться в люльці. Тому постає проблема демпфування пружних коливань люльки засобами систем автоматичного керування (САК).

На сьогоднішній час в даних підйомних механізмах стабілізація здійснюється за допомогою механічних пристроїв та оператора. В таких механізмах використовуються гідроприводи дросельного керування. Вони мають як ряд переваг, так і недоліків. До переваг можна віднести: безступеневе регулювання швидкості; великий коефіцієнт підсилення по потужності; відсутність додаткових кінематичних ланок. До основних недоліків гідравлічних приводів слід віднести відсутність зворотних зв'язків у системі переміщення люльки.

Перспективним способом стабілізації положення люльки в заданих координатах за умови відпрацювання завдання, а отже демпфування її коливань, є застосування відповідної САК. Це дозволить підвищити ефективність проведення рятувальних робіт. З іншого боку САК повинна мати задовільні статичні та динамічні характеристики стосовно дії різноманітних керуючих та збурюючих впливів. Для цього необхідно розробити математичну модель підйомного механізму. Модель підйомного механізму повинна бути побудована, виходячи з вимог процедури синтезу системи керування. В даній статті розглянемо САК підйомання люльки з гідроприводом, доповненим електрогідравлічним регулятором.

На рис. 1 показано спрощену схему гідравлічного приводу з гідроциліндровим поршнем (1 – гідроциліндровий поршень, який здійснює вертикальне переміщення; 2 – гідронасос; 3 – електрогідравлічний регулятор). Розхід рідини ΔQ залежить від сигналу керування ΔU_k і може бути визначений з виразу:

$$\Delta Q = K_p \Delta U_k, \quad (1)$$

де K_p – коефіцієнт підсилення регулятора 3.

Розхід рідини визначає силу $F_{шт}$, яка буде діяти зі сторони штока на стрілу підйомного механізму. В першому наближенні залежність розходу рідини від сили $F_{шт}$ можна представити аперіодичною ланкою першого порядку:

$$\Delta F_{шт}(s)(T_s s + 1) = K_r \Delta Q(s), \quad (2)$$

де K_r , T_s – коефіцієнт підсилення та стала часу гідроциліндра.

Підставивши вираз (1) в (2) і провівши певні перетворення знайдемо передавальну функцію електрогідравлічного приводу.

$$W_{ен}(s) = \frac{\Delta F_{шт}(s)}{\Delta U_k(s)} = \frac{K}{(T_s s + 1)}, \quad (3)$$

де $K = K_r K_p$ – коефіцієнт підсилення електрогідравлічного приводу.

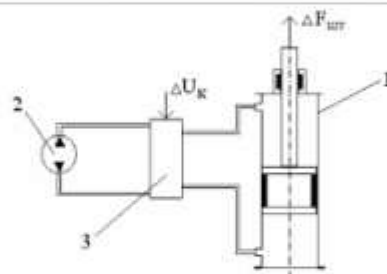


Рис. 1. Схема гідравлічного приводу з гідроциліндровим поршнем.

Розглянемо тепер кінематичну схему механізму підйому люльки (рис. 2). Для кожної висоти підйому люльки $\cos\alpha = \text{const}$. Розділимо вагу стріли G_{ct} на дві складові. В першому наближенні вважаємо, що половина ваги стріли прикладена в точці дії штока гідросистеми підйому ($L \gg l_0$), а другу половину ваги стріли віднесемо до люльки. Тим самим стрілу можемо представити невагомою пружною ланкою з деформацією згину.

Згідно кінематичної схеми (див. рис. 2) система диференціальних рівнянь приведена до напрямку вектора лінійної швидкості, матиме вигляд:

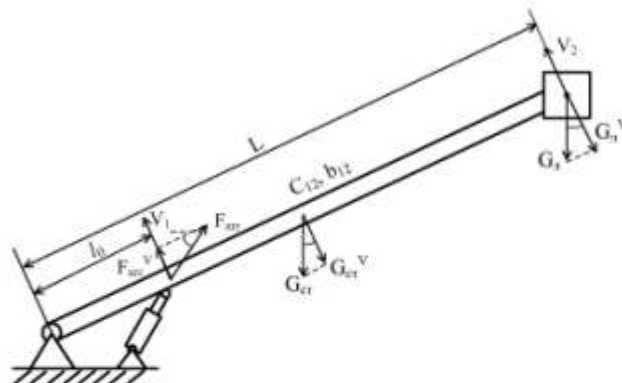


Рис. 2. Кінематична схема механізму підйому люльки.

$$\left. \begin{aligned} F_{шт}^v(t) - \frac{1}{2} G_{ct}^v - [F_{12}(t) - b_{12}(V_2(t) - V_1(t))] &= \frac{1}{2} m_{ct} \frac{dV_1(t)}{dt}, \\ F_{12}(t) &= C_{12} \int (V_1(t) - V_2(t)) dt, \\ F_{12}(t) + b_{12}(V_1(t) - V_2(t)) - \left(G_{л}^v + \frac{1}{2} G_{ct}^v \right) &= \left(m_{л} + \frac{1}{2} m_{ct} \right) \frac{dV_2(t)}{dt}, \\ l_{л}(t) &= \int V_2(t) dt. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $F_{шт}^v(t) = F_{шт}(t)\cos\alpha$ – сила, що діє зі сторони штока, приведена до напрямку вектора лінійної швидкості; $G_{ct}^v = G_{ct}\cos\alpha$ – вага стріли приведена до напрямку вектора лінійної швидкості; $G_{л}^v = G_{л}\cos\alpha$ – вага люльки приведена до напрямку вектора лінійної швидкості; $F_{12}(t)$ – сила пружної деформації; C_{12} – коефіцієнт пружності деформації згину; b_{12} – коефіцієнт внутрішнього в'язкого тертя у пружній стрілі; m_{ct} , $m_{л}$ – маси стріли та люльки; $V_1(t)$, $V_2(t)$ – лінійні швидкості на кінцях пружної стріли, $l_{л}(t)$ – переміщення люльки.

Перейшовши до приростів координат і зовнішніх впливів на об'єкт керування дію зміни ΔG_{ct} на систему можна не враховувати, тому що вага стріли є незмінною в процесі роботи. Перейдемо до операторної форми запису і нормуємо систему диференціальних рівнянь (3). Для цього поділимо перші три рівняння системи рівнянь (3) на базову величину $G_{л} = G_{ct}$, і прийнемо, що базова величина $V_0 = V_{max}$ (V_{max} – максимальна швидкість штоку), а четверте рівняння поділимо на базову величину $l_0 = 1$ м. Отримаємо наступну систему рівнянь у відносних одиницях в операторній формі:

$$\left. \begin{aligned} F_1^*(s) - F_{12}^*(s) - k_c (V_1^*(s) - V_2^*(s)) &= T_{m1} s V_1^*(s), \\ F_{12}^*(s) &= \frac{1}{T_c s} (V_1^*(s) - V_2^*(s)), \\ F_{12}^*(s) + k_c (V_1^*(s) - V_2^*(s)) - G^* &= T_{m2} s V_2^*(s), \\ l^*(s) &= \frac{1}{T_l s} V_2^*(s), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\text{де } F_1^*(s) = \frac{\Delta F_{шт}^v(s)}{G_{ct}}; \quad F_{12}^*(s) = \frac{\Delta F_{12}(s)}{G_{ct}}; \quad V_1^*(s) = \frac{\Delta V_1(s)}{V_{max}}; \quad V_2^*(s) = \frac{\Delta V_2(s)}{V_{max}}; \quad K_c = \frac{b_{12} V_{max}}{G_{ct}}; \quad T_{m1} = \frac{m_{ct} V_{max}}{2 G_{ct}};$$

$$G_c^* = \frac{\Delta G_{л}^v}{G_{ct}}; \quad T_c = \frac{G_{ct}^v}{C_{12} V_{max}}; \quad T_{m2} = \frac{(m_{л} + 0.5 m_{ct}) V_{max}}{G_{ct}}; \quad T_l = \frac{l_0}{V_{max}}.$$

На люльку будуть діяти реактивні сили з боку трубопроводу подачі вогнегасної речовини, потоків повітря, тощо. Сила G^* враховує дію цих збурень.

Перехід від математичної моделі в абсолютних одиницях до нормованої дозволяє уніфікувати аналіз та синтез САК підйомання люльки. Така формалізація математичної моделі електрогідролічної системи дозволяє використати розроблену процедуру синтезу для електромеханічних систем з пружними деформаціями згину [3]. Зокрема, мова йде про застосування системи модального регулювання для демпфування пружних коливань люльки.

Література.

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование". – М.: Машиностроение, 1989. – 536с.
2. Иванченко Ф.К. Подъемно-транспортные машины: Підручник. – Вища шк., 1993. – 413с.
3. Марущак Я.Ю. Синтез електромеханічних систем з послідовною та паралельною корекцією. Навч. посібник. – Львів: НУ "Львівська політехніка", 2005. – 208с.