

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО КЛАПАНА ДЛЯ ГІДРОПРИВОДУ ІНВАРІАНТНОГО ДО ЗНАКОЗМІННОГО НАВАНТАЖЕННЯ

OPTIMIZATION OF DESIGN PARAMETERS OF THE COUNTERBALANCE VALVE FOR THE
HYDRAULIC DRIVE INVARIANT TO ALTERNATING LOADS

Леонід Козлов, Леонід Поліщук, Олег Піонткевич, Віктор Пурдик, Олександр Петров

Вінницький національний технічний університет

The hydraulic drive invariant to alternating load with the counterbalance valve are developed. The design parameters of the counterbalance valve for the hydraulic drive invariant to the alternating load are optimized.

На сьогоднішній день в Україні та за кордоном особлива увага приділяється розробкам гідроприводів інваріантних до знакозмінного навантаження. Вони зазвичай оснащуються регульованими насосами, пропорційними гідророзподільниками та врівноважувальними клапанами [1, 2, 3, 4]. Гідроприводи на основі нерегульованих насосів, дискретних гідророзподільників та дроселів із зворотними клапанами розроблені в кінці ХХ століття та на сьогоднішній день є морально застарілими. В морально застарілих гідроприводах не забезпечується енергоефективна робота при багаторежимній експлуатації, швидкості руху виконавчого органу суттєво залежить від навантаження та призводить до додаткової кількості рухів для виведення ківша в необхідну позицію, вплив величини перерегулювання по тиску може призводити до розривів трубопроводів та аварійних ситуацій [5, 6, 7].

Гідропривод інваріантний до знакозмінного навантаження з врівноважувальним клапаном дозволяє вирішити задачі поставлені вище, а оптимізація конструктивних параметрів врівноважувального клапана забезпечить оптимальні статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу при зустрічному та супутньому навантаженнях.

Розроблено розрахункові схеми та математичні моделі гідроприводу інваріантного до знакозмінного навантаження. Використано в розрахункових схемах гідроприводу врівноважувальний клапан оригінальної конструкції [8], що об'єднує переваги гальмівних клапанів із зовнішнім та змішаним типом керування.

Досліджено стійкість роботи гідроприводу інваріантного до знакозмінного навантаження. Стійка робота гідроприводу забезпечується при виборі параметрів основного золотника з діапазонів: діаметра лівого торця $d_{y2}=(15...18)\cdot 10^{-3}\text{м}$; попереднього стиснення пружини $H_y=(2...7)\cdot 10^{-3}\text{м}$; жорсткості пружини $C_y=(1...2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$; коефіцієнту підсилення робочого вікна $K_y=(0,5...1,5)\cdot 10^{-3}\text{м}$, а також діаметра поршня $d_{y1}=(15...20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; площі дроселів $f_a=(0,5...1,1)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ та $f_b=(0,5...1,1)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ при зустрічному та супутньому навантаженнях.

Забезпечено похибки $\delta < 8\%$ та $\delta^* < 3\%$ стабілізації швидкості руху гідродвигуна гідроприводу при зустрічному та супутньому навантаженнях. Розраховано час регулювання $t_p < 0,5\text{с}$ і величина перерегулювання $\sigma < 35\%$ в гідроприводі для зустрічного навантаження та час регулювання $t_p^* < 0,4\text{с}$ і величина перерегулювання $\sigma^* < 50\%$ в гідроприводі для супутнього навантаження [9]. Досліджено вплив параметрів врівноважувального клапана на затрати потужності N та N^* гідроприводу при зустрічному та супутньому навантаженнях.

Встановлено, що деякі параметри врівноважувального клапана неоднозначно впливають на досліджувані характеристики гідроприводу при зустрічному та супутньому навантаженнях. Тому, оптимізація виконувалась методом LP-пошуку для зустрічного та супутнього навантаження окремо. Введено комплексний критерій оптимізації W_{opt} , що дорівнює сумі критерію оптимізації при зустрічному W_{opt1} та при супутньому W_{opt2} навантаженнях:

$$W_{opt} = W_{opt1} + W_{opt2}; \quad (1)$$

$$W_{opt1} = 0,2 \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} + \frac{\delta_i}{\delta_{max}} \right) + 0,3 \left(\frac{t_{pi}}{t_{pmax}} + \frac{N_i}{N_{max}} \right); \quad (2)$$

$$W_{opt2} = 0,2 \left(\frac{\sigma_i^*}{\sigma_{max}^*} + \frac{\delta_i^*}{\delta_{max}^*} \right) + 0,3 \left(\frac{t_{pi}^*}{t_{pmax}^*} + \frac{N_i^*}{N_{max}^*} \right), \quad (3)$$

де i – номер дослід; * – індекс параметрів при супутньому навантаженні; σ_i , σ_{max} , σ_i^* , σ_{max}^* – величини перегулювання тисків та їх максимального перегулювання в серії дослідів; δ_i , δ_{max} , δ_i^* , δ_{max}^* – величини похибки стабілізації швидкості руху при зміні режимів роботи та максимальної похибки стабілізації швидкості руху в серії дослідів; t_{pi} , t_{pmax} , t_{pi}^* , t_{pmax}^* – час перехідного процесу та максимальний час перехідного процесу в серії дослідів; N_i , N_{max} , N_i^* , N_{max}^* – величини затраченої потужності гідроприводу та його максимальна затрачена потужність в серії дослідів.

Оптимальне сполучення параметрів врівноважувального клапана для гідроприводу інваріантного до знакозмінного навантаження: $d_{y1}=20 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{y2}=18 \cdot 10^{-3}$ м, $H_y=4 \cdot 10^{-3}$ м, $K_y=1 \cdot 10^{-3}$ м, $f_d=f_b=0,5 \cdot 10^{-6}$ м² забезпечує: величину перегулювання $\sigma=11,1\%$, $\sigma^*=18,5\%$, час перехідного процесу $t_p=0,6$ с, $t_p^*=0,22$ с, похибку стабілізації швидкості руху гідродвигуна $\delta=7,8\%$, $\delta^*=3\%$, затрати потужності гідроприводу $N=1340$ Вт, $N^*=827$ Вт.

Література

1. Burennikov Y. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Y Burennikov, L Kozlov, V Pyliavets, O Piontkevych // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 8 p.
2. Губарев О. П. Багаторежимний гідропривод з випереджуючою стабілізацією температури рідини / О.П. Губарев, О.С. Ганпанцурова, В.Ю. Грішненко // Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати. – 2017. – № 22. – С. 15-22.
3. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Піонткевич. – Вінниця : Вісник машинобудування та транспорту, 2015. – №2. – С. 83 – 90.
4. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavaska // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195–200.
5. Губарев А.П., Ганпанцурова О.С. К вопросу оптимизации гидропривода отбора мощности от ветродвигателя / Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідраліка і пневматика”. – 2009. – №1 (23). – С. 67-70.
6. The research of the dynamic processes of control system of hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows / L. Polishchuk, Ye. Kharchenko, O. Piontkevych, O. Koval // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Т. 2. – № 8(80). – С. 22–29.
7. Губарев О. П. Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків / О. П. Губарев, О. В. Левченко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Гідралічні машини та гідроагрегати = Bulletin of National Technical University "KhPI" : coll. sci. papers. Ser. : Hydraulic machines and hydraulic units. – Харків : НТУ "ХПІ", 2017. – № 42 (1264). – С. 21-27.
8. Гідропривод з гідрозамком/ЛГ Козлов, ОВ Піонткевич.–Пат. 107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22, № u201511543; Опубл. 25.05. 2016
9. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики [Текст] / О. В. Піонткевич // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – № 2(4). – С. 68–76.