

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ МАНИПУЛЯТОРОВ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ ДВИЖУЩЕГО ЗВЕНА

З.К. Емтыль, З.А. Хуако

ОАО «Майкопский машзавод», г. Майкоп

Майкопский государственный технологический университет, г. Майкоп

В работе решена задача учета статических характеристик предохранительных клапанов гидравлического манипулятора в режиме торможения движущего звена.

Наибольшие динамические нагрузки на звенья манипулятора (удлинитель, рукоять, стрела, колонна, корпус ОПУ) возникает при торможении опускающейся стреловой группы с грузом [1]. Однако, задача решена без учета статических характеристик предохранительных клапанов. Так как большинство предохранительных клапанов имеют характеристики $P=f(Q_{кл})$, значительно отличающейся от прямой, параллельной оси абсцисс, особенно на начальном участке, то при решении задачи необходимо учитывать объем рабочей жидкости, стравливаемый клапаном.

Систему дифференциальных уравнений расхода рабочей жидкости, подаваемой в штоковую, вытесняемой из поршневой, и движения стреловой группы при ее опускании, запишем в виде:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= \frac{\pi d_1^2}{4} b \sin \beta \frac{d\varphi}{dt} - a_y (p_1 - p_2) - Kp_1 \frac{dp_1}{dt}, \\ \theta_2 &= \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) b \sin \beta \frac{d\varphi}{dt} - a_y (p_1 - p_2) + Kp_1 \frac{dp_2}{dt} + \theta_{кп2}, \\ g(ml + m_c l_c) \cos(\varphi + \delta) &= \frac{\pi}{4} [d_1^2 p_1 - (d_1^2 - d_2^2) p_2] b \sin \beta + (I_c + ml^2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где Q_1 – объем рабочей жидкости, вытесняемой из поршневой полости в единицу времени, м³/с;

Q_2 – объем рабочей жидкости, поступающей в штоковую полость в единицу времени, м³/с;

p_1, p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра подъема стрелы, Па;

a_y – коэффициент утечек в гидроцилиндре, м³/Па с;

Kp_1, Kp_2 – коэффициент податливости рабочей жидкости, находящейся в сливной и напорной магистралях соответственно, м³/Па;

d_1, d_2 – диаметры поршня и штока гидроцилиндра подъема стрелы, м;

b, β, δ – параметры механизма подъема стрелы;

m, m_c – масса груза и стрелы, кг;

l, l_c – вылет и расстояние до центра тяжести стрелы, м;

I_c – момент инерции стреловой группы, кг·м²

Расход рабочей жидкости из поршневой полости при опускании стрелы определяется по формуле

$$\theta_1 = \frac{\pi d_{01}^2}{4} \mu_0 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_c)}{\rho}}, \quad (2)$$

где d_{01} – диаметр отверстия дросселя в магистрали поршневой полости ГЦ подъема стрелы, м;

p_c – давление на сливе рабочей жидкости, Па;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

μ_0 - коэффициент расхода.

Объем рабочей жидкости, поступающей в штоковую полость:

а) при наличии дросселя, ограничивающего подачу рабочей жидкости

$$\theta_2 = \frac{\pi d_{02}^2}{4} \mu_0 \sqrt{\frac{2(p_M - p_c)}{\rho}} K_t, \quad (3)$$

где d_{02} - диаметр отверстия дросселя в магистрали штоковой полости, м;

P_M - давление рабочей жидкости в магистрали перед дросселем, Па;

K_t - коэффициент нарастание подачи рабочей жидкости;

б) при отсутствии дросселя в магистрали штоковой полости

$$Q_2 = K_t * Q_H, \quad (4)$$

где Q_H - подача рабочей жидкости насосом, м³/с.

При торможении опускающейся стрелы с грузом путем прекращения подачи и слива рабочей жидкости принимаем $Q_2=0$.

Расход рабочей жидкости из поршневой полости зависит от статической характеристики предохранительного клапана

$$\theta_1 = \frac{\pi d_{01}^2}{4} \mu_0 \sqrt{\frac{2(p_M - p_{кл})}{\rho}}. \quad (5)$$

Расход рабочей жидкости через предохранительный клапан определяется зависимостью

$$\theta_{кл} = \left(\frac{p - p_0}{6 \cdot 10^{10}} \right)^{1/n}; \quad (6)$$

где n - показатель степени.

С другой стороны $Q_1=Q_{кл}$, тогда

$$P_{кл} = P_0 + 6P \cdot 10^{10} Q_1^n. \quad (7)$$

Решая систему (1) с учетом (2)-(7) при различных значениях n , установим влияние статических характеристик предохранительных клапанов на динамическую нагруженность манипулятора. Систему (1) решаем методом Эйлера. Проверку решения проводим методом Рунге-Кутты. В результате численного анализа установлено, что при $n=1/2$ коэффициент динамичности имеет минимальное значение. Колебания давления наиболее быстро затухают при $n=1/2$.

С учетом ранее выполненных исследований по влиянию характеристик предохранительных клапанов на динамическую нагруженность и производительность манипулятора при подъеме груза, можно принять за оптимальное значение $n=1/2$.

Л и т е р а т у р а

1. Емтыль З.К., Татаренко А.П. Определение динамической нагруженности манипулятора при торможении опускающейся стрелы с грузом// Известия ВУЗов Северо-Кавказского региона. Технические науки. - №3. - 2000. - С.40-43.

Influence of parameters of safety valves on dynamic stress loading of manipulator under regime slowdown driving element

Z.K. Emtyl, Z.A. Khuako

The problem of the account of static performances of safety valves of the hydraulic manipulator in a mode of inhibiting action of a driving link is solved.