

УДК 532.527

UDC 532.527

**АНАЛИЗ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА С  
ВВЕДЕННЫМИ УПРУГИМИ СВЯЗЯМИ  
МЕЖДУ ЕГО ЭЛЕМЕНТАМИ****ANALYSIS OF WORK OF HYDRAULIC DRIVE  
WITH IMPOSED ELASTIC CONNECTIONS  
BETWEEN THE ELEMENTS**

Азашиков Меджид Схатбиевич

Azashikov Medzhid Skhatbievich

Хуако Заур Асланович  
*Маикоп, Россия*Khuako Zaur Aslanovich  
*Maikop, Russia*

В статье обосновывается возможность снижения забросов давления жидкости в поршневой полости гидроцилиндра путем введения в конструкцию дополнительного поршня и использования в качестве упругого элемента сжатого газа

The article explains the possibility of reducing casts of fluid pressure in the piston cylinder cavity by introducing an additional piston design and using the compressed gas as the elastic element.

Ключевые слова: УПРУГИЙ ЭЛЕМЕНТ,  
ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ПОРШЕНЬ, ЗАБРОСЫ  
ДАВЛЕНИЯ

Keywords: ELASTIC ELEMENT, ADDITIONAL  
PISTON, CASTS OF PRESSURE

В работе [1] оценочно определено влияние введения упругой связи между элементами гидропривода на динамическую нагруженность механической системы гидравлических машин, но не проведено математическое моделирование динамических процессов.

В качестве упругого элемента возможно использование пакета тарельчатых пружин или сжатого воздуха. Для гидроцилиндра подъема стрелы манипулятора ЛВ-185-14 с размерами  $d_{\text{пор}} = 140$  мм и  $d_{\text{шт}} = 80$  мм, возможно использовать полость, созданную внутри штока для заполнения её сжатым газом ( $N_2$ ) и использовать его в качестве упругого элемента

Внутренняя полость штока гидроцилиндра, изображенного на рис. 1, заполняется сжатым газом ( $N_2$  – азот) при давлении  $p_0$  – равном давлению настройки предохранительных клапанов.

$$V_0 \approx \frac{\pi d_{\text{пол}}^2}{4} l \approx 2,04 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

где  $d_{\text{пол}}$  – диаметр внутренней полости штока. = 57 мм;

$l$  – длина заполняемой газом полости,  $l \approx 800$  мм.

При предварительном перемещении дополнительного поршня на  $\approx 2$  мм этот объем изменится на величину  $\Delta V$ :

$$\Delta V = \frac{\pi D^2}{4} x = 18,99 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

что составляет менее 1% от первоначального объема.

Где  $D$  – диаметр внутренней поверхности основного поршня,  $D = 110$  мм;

$x$  – перемещение дополнительного поршня относительно основного,  $x = 2$  мм.

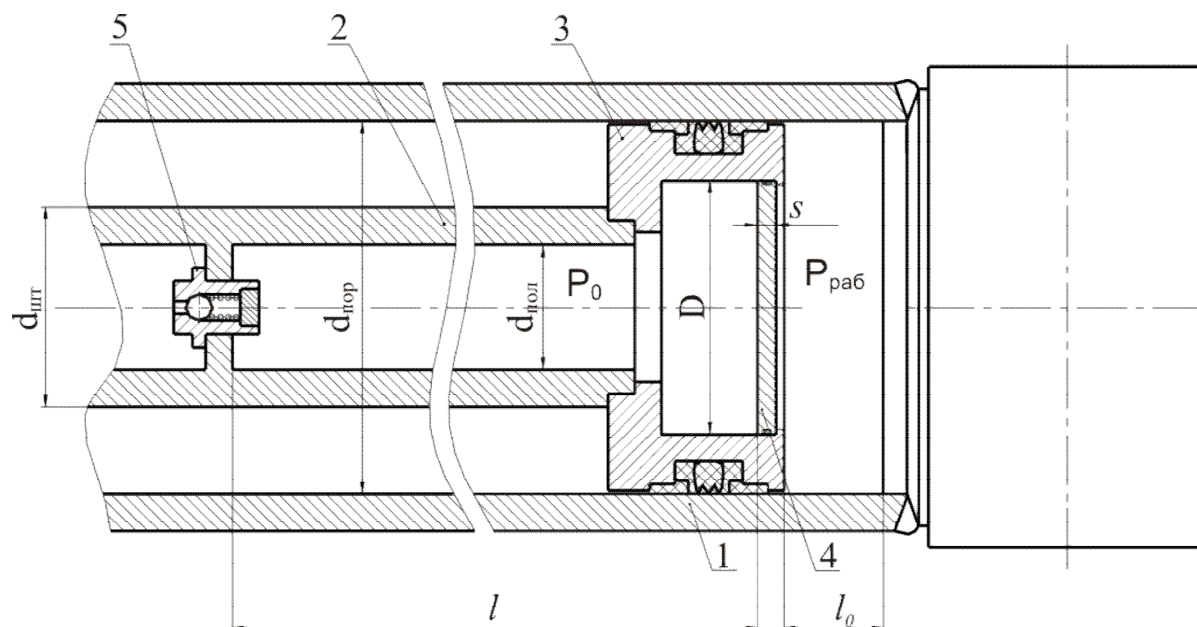


Рис. 1. Гидроцилиндр подъема стрелы

1. гильза гидроцилиндра подъема стрелы
2. шток гидроцилиндра
3. основной поршень
4. дополнительный поршень
5. заправочное устройство

$d_{пор} = 140$  мм;  $d_{шт} = 80$  мм;  $D = 110$  мм;  $d_{пол} = 57$  мм;  $l \approx 800$  мм.

$$\frac{\Delta V}{V_0} - \text{относительное изменение объема}$$

$$\frac{\Delta V}{V_0} < 0,95\%$$

Принимая, что за время цикла температура не меняется, по закону Бойля-Мариотта  $PV = \text{const}$ . Следовательно при уменьшении объема менее чем на 1%, увеличение давления будет менее 1%, то есть можно принять  $p_0 = \text{const}$ .

Оценим массу дополнительного поршня:

где  $\rho$  - плотность стали,  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ .

$s$  - толщина дополнительного поршня,  $s = 40 \text{ мм}$ .

Подставляя значения, получим  $m = 2,96 \text{ кг}$ . Принимаем  $m = 3 \text{ кг}$ .

Движение дополнительного поршня происходит при отклонениях давления от  $P_{\text{раб}}$ . Эти отклонения записаны на осциллограмме и приведены в работе [2]. Анализ вида осциллограмм показывает, что эти графики можно аппроксимировать линейной функцией:

$$p = kt, \tag{1}$$

где  $p$  – давление в поршневой полости, МПа;

$k$  – скорость нарастания давления МПа/с;

$t$  – время протекания процесса, с.

Значения  $k$  можно определить из графиков осциллограмм. При самых больших забросах в случае опускания груза и торможения стреловой группы гидроцилиндром без дросселя  $k \approx 100 \text{ МПа/с}$ .

При перемещении дополнительного поршня под действием заброса давления происходит увеличение объема поршневой полости, что приводит к изменению давления в этой полости. Причем данные изменения связаны зависимостью

$$\frac{\Delta p}{\Delta W} = -\frac{E}{W_0},$$

$$\Delta p = -\frac{\Delta W}{W_0} E, \quad (2)$$

где  $W_0$  – объем поршневой полости в начальный момент времени,  $m^3$ ;

$\Delta W$  – изменение объема поршневой полости, вызванное перемещением дополнительного поршня на величину  $x$ ;

$E$  – модуль объемной упругости рабочей жидкости, МПа.

$$W_0 = S_{\text{пор}} l_0, \quad (3)$$

$$S_{\text{пор}} = \pi d_{\text{пор}}^2 / 4$$

где  $d_{\text{пор}}$  – диаметр основного поршня,  $m$ ;

$l_0$  – расстояние от торца задней крышки до поршня,  $l_0 \approx 750$  мм.

$$\Delta W = S_{\text{доп}} x, \quad (4)$$

$$S_{\text{доп}} = \pi D^2 / 4$$

где  $D$  – диаметр дополнительного поршня,  $m$ ;

$x$  – перемещение дополнительного поршня.

Преобразуя (2) с учетом (3) и (4), получим

$$\Delta p = -\frac{S_{\text{доп}}}{S_{\text{пор}} l_0} E x \quad (5)$$

Введем обозначение

$$b = \frac{D_{\text{доп}}^2}{E} - \frac{S_{\text{доп}}}{S_{\text{пор}} l_0}$$

и запишем (5) в виде

$$\Delta p = -b x \quad (6)$$

Дифференциальное уравнение движения дополнительного поршня при возрастании давления в поршневой полости выше давления  $P_{\text{раб}}$  с изменением объема поршневой полости и учетом забросов давления можно записать в виде:

$$m_{\text{доп}} \ddot{x} = (p + \Delta p) S_{\text{доп}}; \quad (7)$$

Учитывая (1), имеем:

$$m_{\text{доп}} \ddot{x} = (kx - bx) S_{\text{доп}}; \quad (8)$$

Уравнение движения дополнительного поршня будет иметь этот вид до тех пор пока

$$kx \geq bx.$$

Преобразуя (8), получим:

$$\ddot{x} + \frac{bS_{\text{доп}}}{m_{\text{доп}}} \dot{x} = \frac{kS_{\text{доп}}}{m_{\text{доп}}} t;$$

Введем обозначения:

$$\theta = -\frac{kS_{\text{доп}}}{m_{\text{доп}}};$$

Окончательно имеем:

$$\ddot{x} + (\dot{x} = \theta t \tag{10}$$

Решение этого уравнения состоит из двух частей: первая часть – это общее решение однородного уравнения (без правой части); вторая – это частное решение общего уравнения:

1) однородное уравнение

$$\ddot{x} + (\dot{x} = 0$$

$$k \tau^2 + (\dot{x} = 0 \text{ – характеристическое}$$

Введем обозначение:

$$\beta = \sqrt{\zeta} \tag{11}$$

Так как корень характеристического уравнения комплексное число, то решение его с учетом (10) имеет вид:

$$x = C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t$$

2) частное решение

$$x = \theta / \zeta t$$

$C_1$  и  $C_2$  найдем из граничных условий при  $t = 0$ ;  $x = 0$ ;  $\dot{x} = 0$  :

$$C_1 = 0; C_2 =$$

$$x = \theta / \zeta t - \theta / \zeta \sin(\sqrt{\zeta} t) \quad (12)$$

(12) есть решение (10).

Дополнительный поршень будет перемещаться до тех пор, пока снижение давления  $b_x$ , вызванное его перемещением, не компенсирует заброс давления  $k_t$  в системе. Значит:

$$k_t = b_x \quad (13)$$

Введем обозначение:

Уравнение (14) примет вид:

Это трансцендентное уравнение имеет численное решение. Подставляя численные значения известных величин, получим:

$$\sin(2097t) = 1,371t$$

Откуда  $t = 0,0015$  с,  $x = 0,11$  мм.

Давление  $P_{пр}$  в поршневой полости определяется выражением

$$P_{пр} = kt - bx; \quad (15)$$

(15) с учетом (12) примет вид:

Максимальное значение  $P_{пр}$  определяется при условии

Подставляя, получим:

$$t = \frac{\pi}{2}$$

Откуда

Подставляя численные значения параметров в (16), получим:

Таким образом, максимальное повышение давления в поршневой полости при  $k$  равном 100 МПа/с не превысит 0,05 МПа.

Вывод:

Расчет показал эффективность введения упругого элемента в виде сжатого воздуха. Для гидроцилиндра подъема стрелы манипулятора ЛВ-185-14 без дросселя такая конструкция теоретически позволяет снизить забросы давления с 10 ÷ 15 МПа до 0,05 МПа. Снижение забросов давления позволяет уменьшить нагрузку на элементы гидропривода



манипулятора, улучшает плавность работы манипулятора и увеличивает срок службы движущих узлов.

### **Библиографический список**

1. Азашиков М. С., Емтыль З. К., Татаренко А. П. Влияние упругой связи между элементами гидроцилиндра на динамическую нагруженность стреловой группы. Новые технологии. Майкоп. Издательство МГТУ. 2007. Выпуск 3. с. 95.
2. Татаренко А. П. Совершенствование конструкции лесопромышленных манипуляторов на основе математического моделирования рабочих процессов. Диссертация на соискание ученой степени кандидаты технических наук. – Воронеж, 2000г.