

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВУХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ ГИДРОМАНИПУЛЯТОРА

З.К. Емтыль, А.П. Татаренко

*Майкопский государственный технологический институт*

Установка двух гидроцилиндров на механизме подъема стрелы гидроманипулятора обосновывается расчетами с учетом номенклатуры гидроцилиндров, изготавливаемых на предприятии или предлагаемых рынком. При установке двух гидроцилиндров надежность механизма подъема повышается при условии, что каждый из цилиндров имеет резерв по давлению. Если система состоит из двух равнонадежных параллельно соединенных элементов, то вероятность безотказной работы системы определяется по известной формуле [1]:

$$P(t) = 2e^{-\lambda t} - e^{-2\lambda t}, \quad (1)$$

где  $\lambda$  - интенсивность отказов,  $t$  - время.

Среднее время безотказной работы при этом увеличивается в 1,5 раза.

Однако, установка двух гидроцилиндров создает проблемы выравнивания давления в них. Многочисленные экспериментальные исследования [2] показали, что разница давлений в поршневых полостях гидроцилиндров подъема при движении стрелы с нижнего до верхнего положения достигает 20 %. Установлено, что разница давлений зависит в основном от качества изготовления, степени изношенности уплотнений гидроцилиндров, а также температуры, т.е. тех же факторов, которые влияют на внутренние перетечки и утечки. Интенсивность износа уплотнения зависит от качества изготовления (первоначальные зазоры, отклонения гильзы и поршня от цилиндричности, шероховатости поверхностей), применяемых материалов (резины, защитных колец), а также от совершенства конструкции.

Из осциллограммы, записанной одновременно по двум гидроцилиндрам, видно (рис 1), что разница давлений достигает 20 %. Причем, после завершения переходного процесса уменьшение давления в одном вызывает увеличение давления в другом цилиндре.

Разница давлений в гидроцилиндрах не позволяет синхронизировать работу двух тормозных (аварийно-запорных) клапанов и при опускании стрелы с грузом возникают динамические нагрузки в виде вибрации с амплитудой, равной четверти среднего значения давления (рис 2), которые снижают ресурс металлоконструкции и манипулятора в целом. Следовательно, более рациональной следует признать схему механизма подъема стрелы с одним гидроцилиндром большего диаметра.

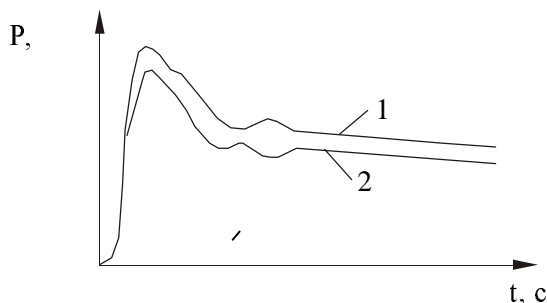


Рис. 1. Осциллограмма давления в поршневой полости правого (1) и левого (2) гидроцилиндров подъема стрелы.

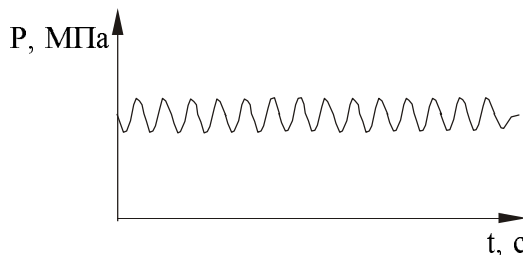


Рис. 2. Осциллограмма давления поршневой полости ГЦ при опускании стрелы (при наличии гидрозамков).

В работе [2] нет теоретического обоснования появления в гидроцилиндрах разницы давлений.

Для теоретического решения задачи исследования изменения давления в двух гидроцилиндрах составим систему дифференциальных уравнений подъема стрелы и расхода рабочей жидкости (рис.3).

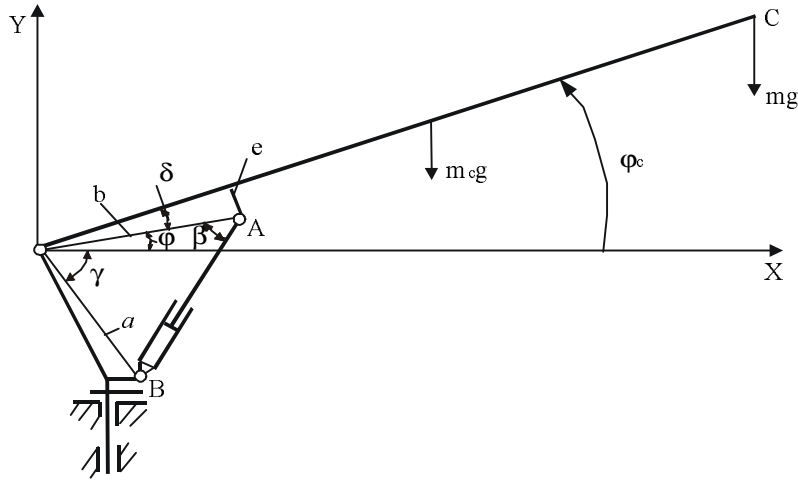


Рис. 3. Кинематическая схема механизма подъема стрелы.

$$\left. \begin{aligned} Q_1 K_t &= \frac{\pi d^2}{4} b \sin \beta \frac{d\varphi}{dt} + a_{y1} P_1 + K p_1 \frac{dP_1}{dt} \\ Q_2 K_t &= \frac{\pi d^2}{4} b \sin \beta \frac{d\varphi}{dt} + a_{y2} P_2 + K p_2 \frac{dP_2}{dt} \\ (J_c + ml^2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \frac{\pi d^2}{4} (P_1 + P_2) b \sin \beta - K_H \cdot g (ml + m_c l_c) \cos(\varphi + \delta) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где  $Q_1$  и  $Q_2$  - объемы рабочей жидкости, подаваемые к гидроцилиндрам 1 и 2 (рис. 4),  $m^3/c$   
 $t$  - время, с;

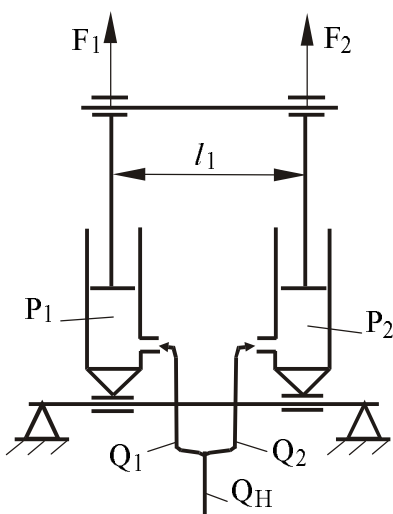


Рис. 4. Схема установки 2-х гидроцилиндров подъема стрелы.

$J_c$  - приведенный момент инерции стреловой группы относительно шарнира 0,  $кг \cdot м^2$ ;  
 $m$  - масса груза,  $кг$ ;  
 $l$  - вылет манипулятора,  $м$ ;  
 $g$  - ускорение сил тяжести,  $м/с^2$ ;  
 $b$  - плечо приложения усилия гидроцилиндров,  $м$ ;  
 $m_c$  - масса стреловой группы,  $кг$ ;  
 $l_c$  - расстояния от шарнира 0 до центра масс стреловой группы,  $м$ .

$\beta$  - текущее значение угла между плечом приложения усилия и осями штоков гидроцилиндров подъема стрелы, град.

$$\sin \beta = \frac{a \sin(\gamma + \varphi)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos(\gamma + \varphi)}}$$

где  $a, b, \gamma, \delta$  - параметры механизма подъема стрелы (рис. 3).

$$K_t = \frac{t}{t_H} \text{ при } t \leq t_H; \quad K_t = 1 \text{ при } t > t_H.$$

$t_H$  - время нарастания расхода рабочей жидкости от 0 до номинального значения  $Q_H$ .

$K_H$  - коэффициент, характеризующий изменение нагрузки при поднятии груза с основания,  $K_H = 1$  после отделения груза от основания;

$a_{y1}$  и  $a_{y2}$  - коэффициенты утечек первого и второго гидроцилиндров, соответственно;

$P_1$  и  $P_2$  - давление в поршневых полостях первого и второго гидроцилиндров соответственно, Па;

$K_{p1}$  и  $K_{p2}$  - коэффициенты податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода первого и второго гидроцилиндров.

Коэффициенты податливости определяются следующим образом:

$$K_{p1} = \frac{10^{-5}}{7,28P_1 + 106}; K_{p2} = \frac{10^{-5}}{7,28P_2 + 106}.$$

В переходном режиме, при большой скорости изменения давления коэффициент податливости принимаем вдвое меньше, т.е.

$$K_{p1} = \frac{10^{-5}}{2 \cdot (7,28P_1 + 106)}; K_{p2} = \frac{10^{-5}}{2 \cdot (7,28P_2 + 106)}.$$

Систему дифференциальных уравнений (2) решаем методом Эйлера. Используя систему уравнений (2) в качестве математической модели процесса подъема стрелы можно выявить влияние различных факторов на значения давления в двух гидроцилиндрах путем моделирования различных режимов работы. Решение проводим для следующих случаев:

$$a_{y1} = 1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с}), a_{y2} = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с}), \text{ подача рабочей жидкости } Q_1 = Q_2 = Q_H \cdot K_i / 2.$$

$$a_{y1} = 1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с}), a_{y2} = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с}), Q_1 = Q \cdot 0,492 \text{ м}^3/\text{с}, Q_2 = Q \cdot 0,507 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $Q = Q_H \cdot K_i$ .

В расчетах принимаем  $Q_H = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $d = 0,1 \text{ м}$ .

Зависимости  $P_1(t)$  и  $P_2(t)$  для манипулятора ЛВ-185 с  $m = 1200 \text{ кг}$  представлены на рис. 5.

Разные усилия, развиваемые гидроцилиндрами, кроме того, создают дополнительный крутящий момент в сечении стрелы, равный

$$M_{кр} = (F_1 - F_2) l_1 / 2,$$

где  $F_1$  и  $F_2$  - силы, создаваемые первым и вторым гидроцилиндрами подъема стрелы, Н;

$l_1$  - расстояние между точками приложения этих сил, м.

Наличием такого крутящего момента и колебаниями стрелы в плоскости перпендикулярной ее подъему объясняется то, что после завершения переходного процесса уменьшение давления в одном,

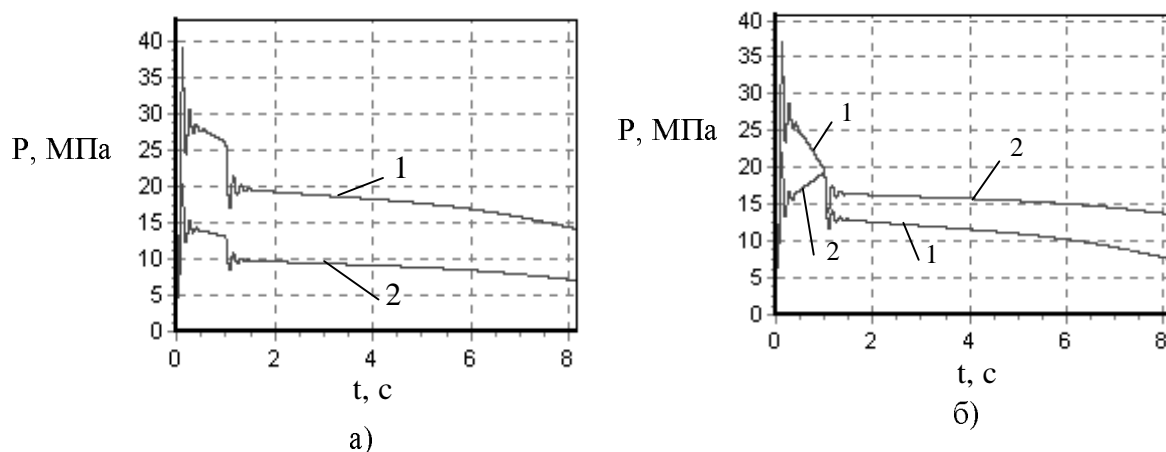


Рис. 5. Расчетные зависимости изменения давления в поршневых полостях гидроцилиндров:

а)  $a_{y1} = 1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с})$  (кривая 1),  $a_{y2} = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с})$  (кривая 2);

б)  $a_{y1} = 1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с})$ ,  $Q_1 = Q \cdot 0,492 \text{ м}^3/\text{с}$  (кривая 1);  $a_{y2} = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па} \cdot \text{с})$ ,  $Q_2 = Q \cdot 0,507 \text{ м}^3/\text{с}$  (кривая 2).

вызывает увеличение давления в другом цилиндре. Система уравнений (2) составлена без учета возможности крутильных колебаний стрелы и по этой причине экспериментальные и теоретические кривые изменений давления имеют некоторое качественное отличие в небольшой период после окончания переходного процесса (рис. 1 и 5а), когда влияние неучтенного фактора становится более заметным.

Анализ теоретически полученных зависимостей (рис. 5а) позволяет сделать вывод о том, что даже незначительная разница между коэффициентами утечек в гидроцилиндрах подъема стрелы приводит к довольно существенной разнице значений давлений.

Анализ расчетных зависимостей (рис. 5б) показывает, что в период переходного процесса утечки оказывают большее влияние на значения давлений в поршневых полостях гидроцилиндров, чем незначительное изменение подачи рабочей жидкости. В период установившейся работы из-за меньшей подачи рабочей жидкости в первый гидроцилиндр давление в нем становится меньше, чем во втором, т.к. утечки, из-за общего для первого и второго гидроцилиндров снижения давления, также снижаются.

### Литература

1. *Андреев В.Н.* Надежность лесных машин и оборудования. Л. ЛТА, 1991. 152с.
2. *Емтыль З.К.* Повышение технического уровня гидравлических манипуляторов лесозаготовительных и лесохозяйственных машин. Дис. канд. наук. Воронеж. 1997. 260с.

## **Study of dynamics two hydrocylndrs of machanism lifting of jib crane arm hydromanipulator**

**Z.K. Emtyl, A.P. Tatarenko**

The authors solved the system of differential equations, that described modification pressure in two hydrocylndrs of manipulator. The solution is analyzed.