

ВЛИЯНИЕ УПРУГОЙ СВЯЗИ МЕЖДУ ЭЛЕМЕНТАМИ ГИДРОЦИЛИНДРА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ СТРЕЛОВОЙ ГРУППЫ

В статье раскрывается вопрос новых подходов к проблеме функционирования гидроцилиндров в машиностроении.

При работе гидроманипуляторов в его гидросистеме при различных режимах работы происходят забросы давления рабочей жидкости. Особенно значительные забросы давления происходят в пуско-тормозных режимах. Для примера представляем осциллограммы изменения давления в поршневой полости ГЦ подъема стрелы при опускании и торможении стреловой группы с номинальным грузом 1050 кг манипулятора ЛВ-185-10 (7,8 м.: 90кН·м)

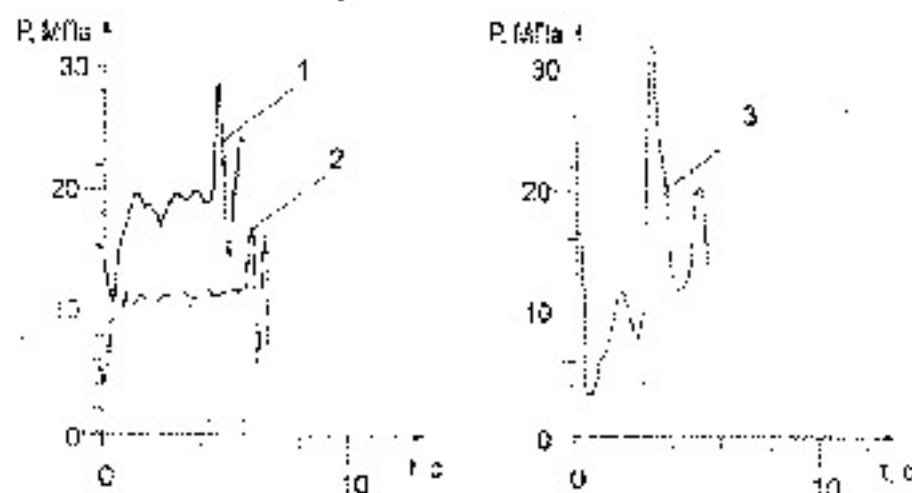


Рис. 1. Изменение давления в поршневой полости ГЦ подъема стрелы при опускании и торможении стреловой группы с номинальным грузом на максимальном вылете и наличии дросселя \square 3,5 мм (кривая 1), без груза и при наличии дросселя \square 3,5 мм (кривая 2), с номинальным грузом на максимальном вылете и без дросселя (кривая 3) [3].

Наиболее распространенным способом защиты от забросов давления является установка ударных предохранительных клапанов [1]. Превышение давления в гидросистеме над номинальным (настроечным) заставляет клапан сработать и сбросить определенный объем жидкости в сливную магистраль, в результате чего давление в напорной магистрали падает.

На наш взгляд есть еще один способ уменьшить забросы давлений, и тем самым уменьшить силовое воздействие на механическую конструкцию манипулятора – это введение упругой связи в конструкцию гидроцилиндров согласно следующей схеме:

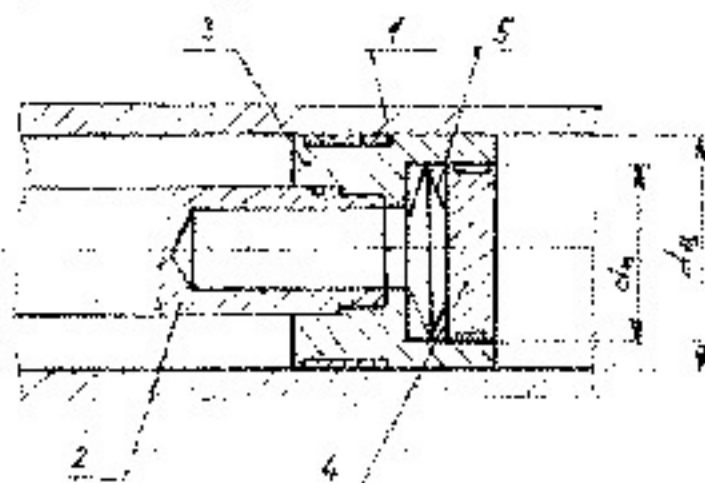


Рис. 2

1 – ГЦ подъема стрелы; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – подвижный поршень; 5 – упругий элемент.

Предлагаемое устройство снижает динамическую нагруженность манипулятора за счет:

1. упругой связи – усилие, передаваемое от гидроцилиндра на несущую конструкцию, зависит только от жесткости пружины и хода подвижного поршня;

2. подвижности поршня относительно штока гидроцилиндра при резком повышении давления в поршневой полости происходит некоторое увеличение объема посредством перемещения подвижного поршня, что приводит к снижению пиковых значений давления в порш-

невой полости. Таким образом, устройство работает как предохранительный клапан большой пропускной способности с проходным сечением, равным $S = \frac{\pi}{4} \cdot d_n^2$.

Кроме того, предлагаемое устройство работает как гидроаккумулятор, т.к. жидкость с избыточным давлением не сбрасывается в бак гидросистемы, а идет на увеличение потенциальной энергии упругого элемента. В качестве упругого элемента может быть использована либо тарельчатая пружина по ГОСТ 3057-90, либо сжатый газ.

Вследствие большой инерционности стреловой группы манипулятора забросы давления не могут привести к быстрому изменению ее углового положения, а, следовательно, это приводит к сжатию рабочей жидкости в элементах гидропривода. Сжатие рабочей жидкости в гидроцилиндре подъема стрелы определяется согласно формуле [2].

$$\Delta W = \frac{\pi d^2}{4E} \cdot l \cdot \Delta P,$$

где $d=140$ мм; $E=1750$ мПа; l – расстояние от дна цилиндра до поршня; ΔP – принимаем 20 мПа.

Тогда $\Delta W = 0.175 \cdot 10^{-3} \cdot l$

Для определения погребного расхода рабочей жидкости, проходящего через предохранительное устройство, нужно знать время τ , в течение которого происходит приращение давления

рабочей жидкости. Согласно данным Татаренко А.П. $\tau=0,01 \div 0,1$ с [3], тогда $Q_{погр} = \frac{\Delta W}{\tau}$:

Тогда максимальный погребный расход жидкости через предохранительное устройство составит $Q_{погр}^{макс} = \frac{0,125}{\tau \text{ с}} = \frac{0,125}{0,01 \text{ Г·В.л}} = 12,5 \text{ Г·В.л} \frac{\text{л}}{\text{с}}$, что значительно превосходит возможности

существующих предохранительных клапанов, которые обеспечивают расход на уровне $1,3 \div 1 \frac{\text{л}}{\text{с}}$.

Таким образом, предлагаемое предохранительное устройство с большой пропускной способностью решает проблему забросов давления ударного характера, т.е. со временем нарастания $\tau=0,01$ с, в то время как существующие предохранительные устройства этого обеспечить не могут.

Литература:

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1971.

2. Емтыль З.К. Основы повышения технического уровня и выбора параметров лесопромышленных манипуляторов. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Воронеж, 2000 г.

3. Татаренко А.П. Совершенствование конструкции лесопромышленных манипуляторов на основе математического моделирования рабочих процессов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Воронеж, 2000 г.