

РАЗРАБОТКА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА СИЛОВОГО ГИДРОИМПУЛЬСНОГО МЕХАНИЗМА

Г.Р. Зиякаев, И.В. Кузнецов

*Национальный исследовательский Томский политехнический
 университет, г. Томск, Россия*

В настоящее время при разработке месторождений полезных ископаемых, в строительстве, для бурения шпуров и скважин в горных породах, для разрушения каменных и бетонных блоков, твердых покрытий, забивки свай и труб широкое применение находят буровые машины ударно-вращательного действия. Перспективным направлением развития таких машин является создание безбойкового гидроимпульсного механизма.

В работах [1-4] была представлена принципиальная схема силового гидроимпульсного механизма для интенсификации бурения скважин малого диаметра (рис. 1).

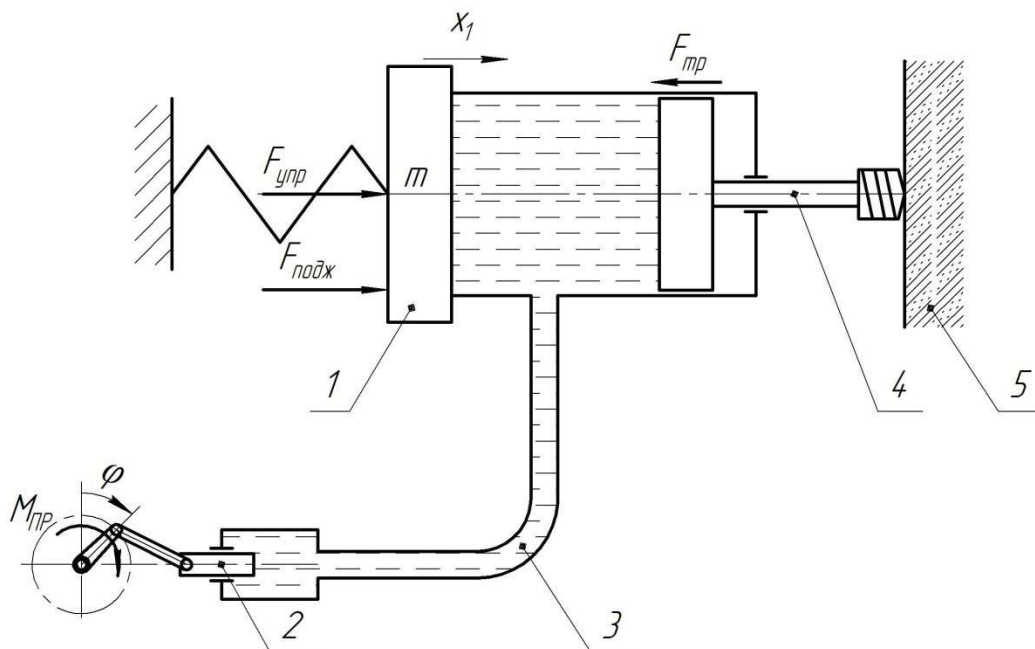


Рис. 1. Модель гидроимпульсного механизма:

1 – гидроцилиндр с активной массой; 2 – плунжер; 3 – рукав высокого давления (РВД); 4 – бурильный инструмент; 5 – разрушаемая порода

Импульсы давления жидкости формируются следующим образом. При работе гидропульсатора, плунжер совершает возвратно-поступательное движение, при этом создаются импульсы давления жидкости, которые передаются в гидроцилиндр. Так как гидроцилиндр поджат упругой силой, происходит его раскачка вместе с инерционной массой m . При этом происходит периодическое преобразование кинетической энергии массы m в потенциальную энергию деформированной системы жидкости и рукава – повышению давления в системе и обратно. При режиме работы системы близкого к резонансному, возникают импульсы давления значительной величины, которые через поршень и буровую штангу передаются на обрабатываемую среду.

Была получена система дифференциальных уравнений, описывающих процессы происходящие при работе гидроимпульсного механизма:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_{\text{ТР}} \frac{dx_1}{dt} + c x_1 = F_{\text{ПОДЖ}} - p S_{\text{ГЦ}}, \\ J_{\text{Р}} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{\text{ПР}} - \chi \frac{d\varphi}{dt} - p S_{\text{ПЛ}} \cos \varphi r, \\ S_{\text{ГЦ}} \frac{dx_1}{dt} + S_{\text{ПЛ}} r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = C_{\text{V}} \frac{dp}{dt}. \end{cases}$$

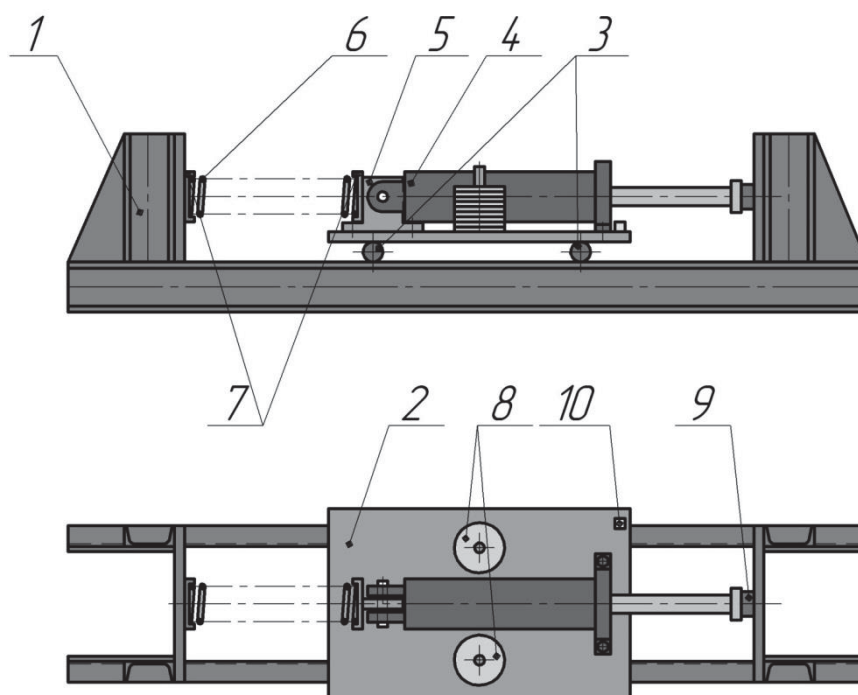
Здесь: m – масса, прикрепленная к корпусу гидроцилиндра; $k_{\text{ТР}}$ – коэффициент трения между поршнем и гидроцилиндром; c – жесткость пружины; p – давление в гидроцилиндре; $F_{\text{ПОДЖ}}$ – постоянное усилие поджима; $S_{\text{ГЦ}}$ – площадь поршня гидроцилиндра; $S_{\text{ПЛ}}$ – площадь плунжера; $J_{\text{Р}}$ – приведенный момент инерции вращающихся деталей ротора; $M_{\text{ПР}}$ – приводной момент двигателя; χ – коэффициент

демпфирования; r – радиус кривошипа; C_v – коэффициент упругости рукавов высокого давления.

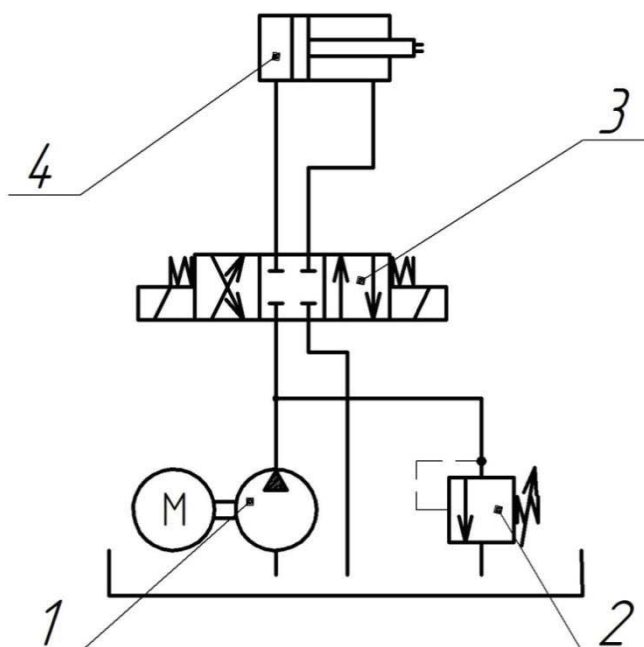
Для проверки теоретических исследований на кафедре Теоретической и прикладной механики Томского политехнического университета, разрабатывается экспериментальный стенд гидроимпульсного механизма.

Схема механической части стенда представлена на рис. 2. Неподвижная рама 1, изготовлена из швеллеров и стальных листов. Подвижное основание 2, из листовой стали толщиной 20 мм, может свободно перемещаться относительно рамы в продольном направлении с помощью цилиндрических роликов 3. Гидроцилиндр 4 жестко соединен с подвижным основанием 2 с помощью стойки 5, которая крепится болтами к основанию. Гидроцилиндр поджат в раме пружиной 6, которая фиксируется в установке с помощью стаканов 7. Активная масса установки может меняться с помощью грузиков 8. Силовые импульсы, создаваемые установкой, записываются датчиком силы 9, размещенным между штоком гидроцилиндра и рамой. Перемещения подвижного основания относительно рамы фиксируются акселерометром 10.

Гидравлическая часть стенда включает дозировочный плунжерный насос, регулируемый предохранительный клапан давления и трехпозиционный гидрораспределитель (рис. 3). Импульсы давления жидкости создаются за счет неравномерности подачи плунжерного насоса, трехпозиционный распределитель служит для изменения направления потока жидкости. С помощью регулирования предохранительного клапана давления изменяется величина предварительного поджатия пружины.



*Рис. 2. Схема механической части экспериментального стенда:
1 – рама; 2 – подвижное основание; 3 – ролики; 4 – гидроцилиндр; 5 –
стойка; 6 – пружина; 7 – стаканы; 8 – грузы; 9 – измеритель силы;
10 – акселерометр*



*Рис. 3. Гидравлическая схема экспериментального стенда:
1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – гидрораспределитель; 4
– гидроцилиндр*

Как было показано в [3], амплитуда импульсов давления будет максимальна в резонансном режиме, когда

$$\omega = k = \sqrt{\frac{c}{m} + \frac{S_{\text{ГЦ}}^2}{mC_V}}.$$

Для определения величины активной массы, при которой система находилась в резонансе, преобразуем:

$$m = \frac{1}{\omega^2} \left(c + \frac{S_{\text{ГЦ}}^2}{C_V} \right).$$

Частота вращения приводного вала плунжерного насоса равна $n = 2950 \text{ мин}^{-1}$. Следовательно $\omega = 308,7 \text{ с}^{-1}$.

Диаметр поршня гидроцилиндра равен $d = 100 \text{ мм}$, следовательно его площадь будет $S_{\text{ГЦ}} = 0,00785 \text{ м}^2$.

Жесткость пружины была измерена экспериментально и составила $c = 40000 \text{ Н/м}$.

Коэффициент упругости РВД также был найден экспериментально и оказался равен $C_V = 3,1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Па}$.

Найдем требуемую активную массу:

$$m = \frac{1}{308,7^2} \left(40000 + \frac{0,00785^2}{3,1 \cdot 10^{-12}} \right) = 209 \text{ кг}.$$

Доработка экспериментального стенда, экспериментальные исследования и их сравнение с аналитическими расчетами является предметом дальнейшего исследования.

Выводы:

1. Была представлена методика расчета параметров гидроимпульсного механизма исходя из условия его работы в резонансном режиме.

2. Жесткость поджимной пружины мало влияет остальные параметры гидроимпульсного механизма, т.к. $c \propto \frac{S_{ГЦ}^2}{C_V}$.

3. Наибольшее влияние на требуемую величину активной массы механизма оказывает коэффициент объемной упругости РВД.

4. Изменяя величину активной массы и коэффициента объемной упругости РВД можно подобрать параметры гидроимпульсного механизма так, чтобы он работал в режиме близком к резонансному при заданной частоте силовых импульсов.

Литература

1. Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Кузнецов И.В. Дифференциальные уравнения процессов гидроимпульсного силового механизма бурильных машин / Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Кузнецов И.В. // Приволжский научный вестник. – 2013. – № 4 (20). – С. 32–36.
2. Пашков Е. Н., Саруев Л. А., Зиякаев Г. Р. Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 5 – С. 26-31.
3. Pashkov E. N. , Ziyakaev G. R. , Tsygankova M. V. Differential equations of processes for the hydropuls power mechanism of drill machines // Applied Mechanics and Materials. - 2013 - Vol. 379. - p. 91-94 [6765-2013].
4. Патент на ПМ 133152 РФ. МПК7 E02D 7/10. Гидроимпульсная сваебойная машина / Е. Н. Пашков, Г. Р. Зиякаев, П. Г. Юровский, А. В. Пономарев. Оpubл. 10.10.2013 г.

ОБОСНОВАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К КОНСТРУКЦИИ ШАРОСТРУЙНО-ЭЖЕКТОРНОГО СНАРЯДА ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН В ИНТЕРВАЛАХ ТВЕРДЫХ И КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД

А.В. Ковалев, Е.Д. Исаев

Научный руководитель профессор С.Я. Рябчиков
*Национальный исследовательский Томский политехнический
университет, г. Томск, Россия*

Шароструйный способ бурения скважин реализуется с помощью шароструйно-эжекторных буровых снарядов (ШЭБС), осуществляющих непрерывную циркуляцию шаров в призабойной зоне. Способ был предложен в 1955 г. группой ученых американской нефтяной компании