

УДК 622.233.63

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ФОРМИРОВАНИЯ СИЛОВЫХ ИМПУЛЬСОВ В СТАВЕ ШТАНГ ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ

Л.А. Саруев, А.А. Казанцев\*

Томский политехнический университет

E-mail: levsaruev@tpu.ru

\*Юргинский технологический институт (филиал) ТПУ

E-mail: ak\_uti@ramber.ru

Представлена модель гидроимпульсного механизма, которая может быть использована для станков вращательного действия в качестве источника (генератора) силовых импульсов, направленных на забой скважины.

### Ключевые слова:

Формирование силовых импульсов, длительность и энергия импульса, гидроимпульсная подачи инструмента.

Прогрессивным направлением в развитии буровых машин последние несколько лет является создание силовых импульсных систем с гидравлическим приводом [1]. Исследования вращательного бурения режущим инструментом с наложением на него высокоэнергетических упругих колебаний показали возможность в 2...2,5 раза интенсифицировать процесс разрушения горных пород, в 1,5...2 раза повысить износостойкость режущего инструмента, на 2–3 категории крепости пород по шкале проф. М.М. Протодяконова расширить область эффективного применения вращательного бурения скважин при повышении производительности труда на 40...70 % [2].

Учитывая эти обстоятельства, разработан гидроимпульсный силовой механизм, который может быть использован вместо ударных узлов буровых машин вращательно-ударного действия, либо в качестве источника высокоэнергетических направленных упругих колебаний для буровых машин вращательного действия [3, 4].

На рис. 1 изображена компоновочная схема указанного механизма.

Импульсы давления жидкости формируются следующим образом. При работе гидропульсатора плунжер сжимает жидкость, которая находится в гидроцилиндре и рукаве (рис. 1). Благодаря наличию у рукава нелинейной характеристики изменения давления  $V$  от изменения объема  $\Delta V$ , в гидросистеме возвратно-поступательными движениями плунжера создаются импульсы давления жидкости (рис. 2), которые воздействуют на поршень и торец гидроцилиндра

$$\Delta P = f\left(\frac{\Delta V}{V}\right).$$

Из-за малой жесткости пневмопружины по сравнению с жидкостью происходит раскачка инерционной массы в осевом направлении. Потенциальная энергия сжатого воздуха в пневмоподушке, разгоняя массу, переходит в ее кинетическую

энергию. Масса, действуя на замкнутый объем жидкости, преобразует свою кинетическую энергию в потенциальную энергию деформированной системы жидкости и рукава. Деформация системы будет продолжаться до тех пор, пока не израсходуется вся кинетическая энергия массы. При движении массы в сторону забоя и наличии режима работы системы, близкого к резонансному, создаются импульсы давления жидкости, которые через поршень и буровую штангу передаются на забой.

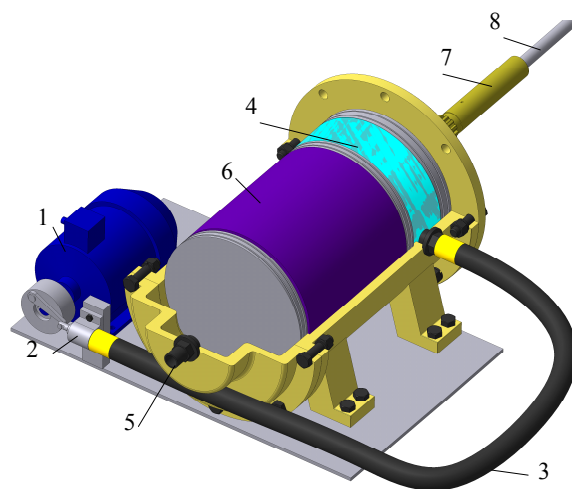
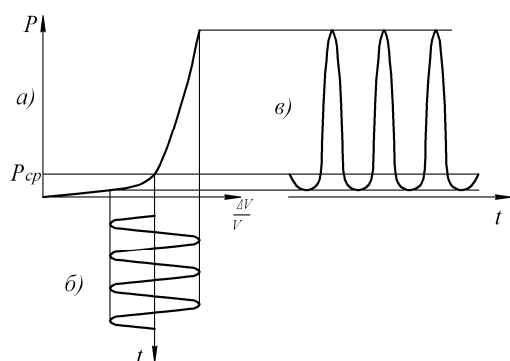


Рис. 1. Компоновочная схема гидроимпульсного механизма: 1) электродвигатель; 2) гидропульсатор, создающий вынужденные колебания давления жидкости; 3) рукав высокого давления; 4) замкнутый объем жидкости; 5) подающее устройство (пневмопружина); 6) инерционная масса; 7) хвостовик, соединенный с поршнем гидроцилиндра; 8) став буровых штанг

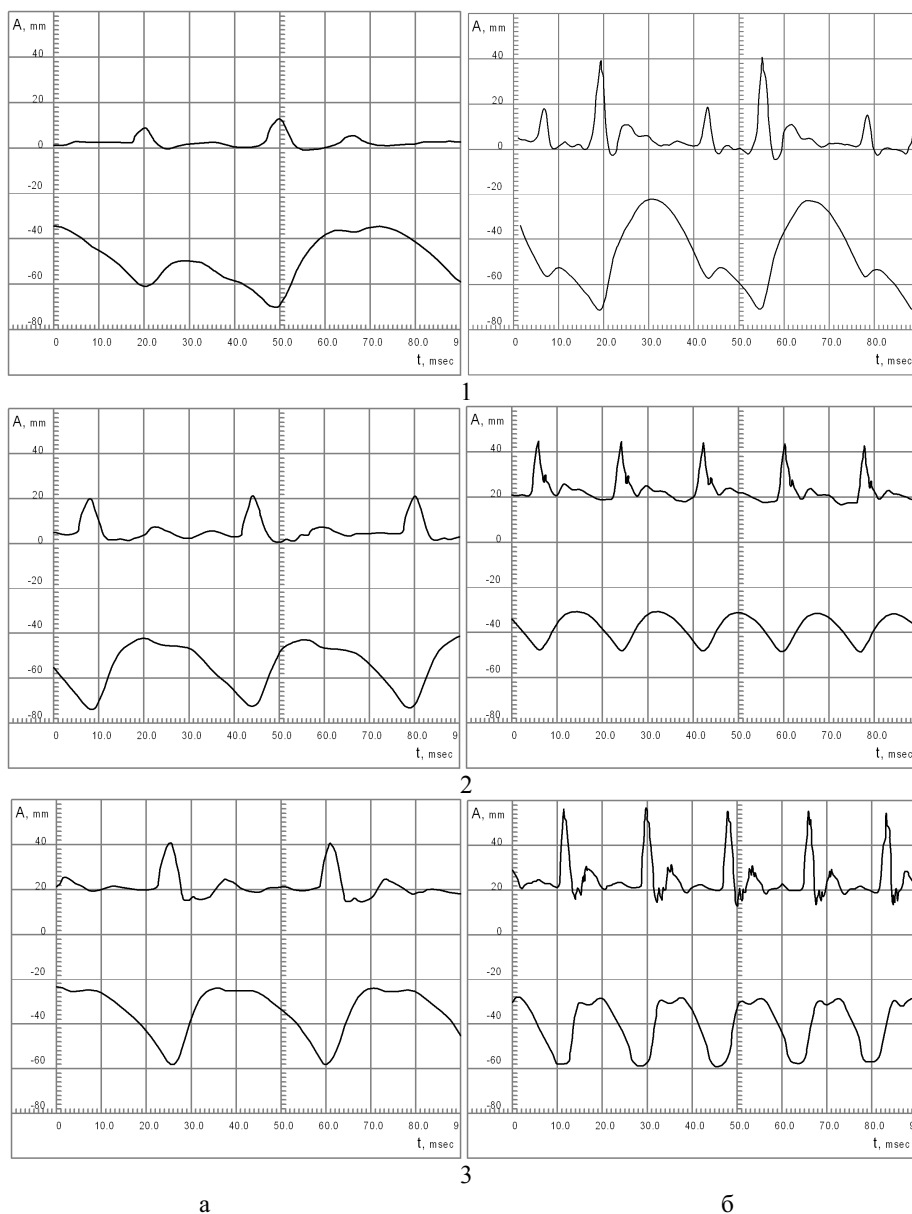
Испытания гидроимпульсного узла проводились на экспериментальном стенде. В результате было выявлено два режима его работы:

1. Резонансный (при усилиях подачи 2,5...5,5 кН).
2. Зарезонансный (при усилиях подачи 5,5...9 кН).



**Рис. 2.** Формирование импульсов давления в рабочей полости силового цилиндра: а) нелинейная упругая характеристика замкнутого объема жидкости и рукава высокого давления; б) график относительного изменения объема шланга высокого давления; в) импульсы давления в рабочей полости силового гидроцилиндра

При резонансном режиме возмущающая сила совершает максимальную работу, так как в этом случае ее вектор всегда совпадает с направлением перемещения. Это приводит к максимальному возрастанию амплитуды колебаний массы. Такой режим и был зарегистрирован при усилиях подачи 2,5...5,5 кН. Причем вход системы в резонансный режим сопровождался падением частоты колебаний массы в 2 раза, т. е. частота колебаний системы становилась равной 12 и 25 Гц, в то время как частота возбуждения составляла 24 и 50 Гц соответственно (рис. 3). При этом значительно возрастала амплитуда колебаний массы, однако это не приводило к возрастанию амплитуды импульса давления. При перемещении массы максимальная величина импульса в резонансном режиме достигала ~18 кН, смещение ~10 мм, что является сравнительно малым показателем.



**Рис. 3.** Осциллограммы при усилиях подачи  $F$ : 1) 5,4; 2) 7,2; 3) 9,0 кН. Верхняя кривая – для силовых импульсов в буровой штанге; нижняя – для перемещений активной массы гидроимпульсного силового механизма. Частота: а) 24; б) 50 Гц

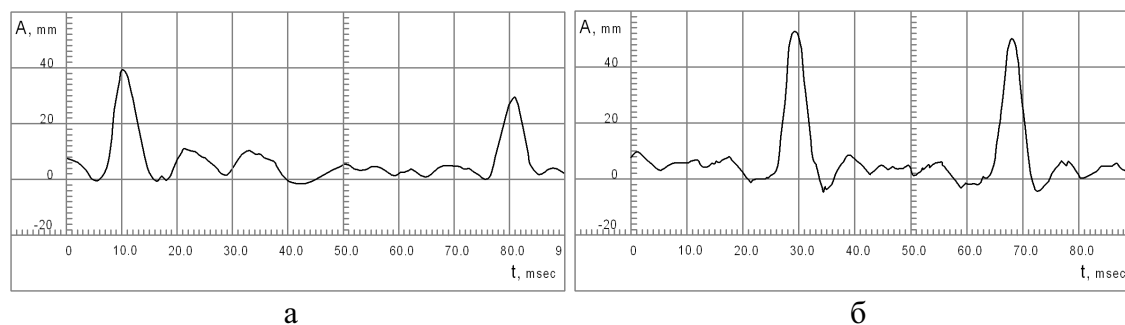


Рис. 4. Осциллограмма импульсов давления в гидроцилиндре и колебаний плунжера: а) резонансный режим,  $F=5,4$  кН, б) зарезонансный режим  $F=7,2$  кН

Анализ работы кривошипно-шатунного механизма гидропульсатора при резонансном режиме показал, что возникновение импульса давления происходит в тот момент времени, когда плунжер проходит среднюю точку колебаний в сторону сжатия жидкости, т. е. импульс давления создает максимальный момент, противодействующий вращению кривошипа. Учитывая, что на плунжер действует 10 кН и более во время импульса, можно констатировать, что резонансный режим неблагоприятно воздействует на работу кривошипно-шатунного механизма.

Падение частоты колебания инерционной массы в два раза приводит к уменьшению частоты появления импульса давления также в 2 раза, следовательно, и КПД системы также снижается.

Работа гидроимпульсной системы в зарезонансном режиме характеризуется уменьшением амплитуды колебаний массы и дальнейшим возрастанием амплитуды импульса давления. Система устойчиво возбуждалась и работала на частоте 24 Гц (рис. 3, а) и на частоте 50 Гц (рис. 3, б). При этом колебания плунжера и массы были сдвинуты между собой на  $\varphi=\pi$  (рис. 4).

Амплитуда колебаний инерционной массы достигала 1,5...2 мм, а амплитуда импульса давления в гидроцилиндре  $\sim 7$  МПа или усилия в штанге  $\sim 40$  кН.

Анализ работы кривошипно-шатунного механизма гидропульсатора при зарезонансном режиме работы системы, показал, что возникновение импульса давления происходит в тот момент времени, когда плунжер максимально выдвинут вперед, т. е. импульс давления практически не создает противодействующего крутящего момента, причем вторая половина импульса давления приходится на движение плунжера назад, что облегчает работу механизма.

Оба режима работы стабильны; импульсы давления в обоих режимах работы имеют хорошую повторяемость по частоте следования и амплитуде. Но КПД системы при резонансном режиме будет в 2 раза меньше, чем при зарезонансном режиме, т. к. вследствие в 2 раза большей частоты плунжера по сравнению с инерционной массой, он тормозит массу каждым вторым своим ходом вперед (на сжатие жидкости).

Принимая во внимание малые перемещения массы и значительные амплитуды импульсов давления при зарезонансном режиме работы, и также условия работы гидропульсатора, можно сделать вывод о том, что зарезонансный режим работы наиболее благоприятен для выбранной схемы гидроимпульсного узла, с гидропульсатором на основе кривошипно-шатунного механизма.

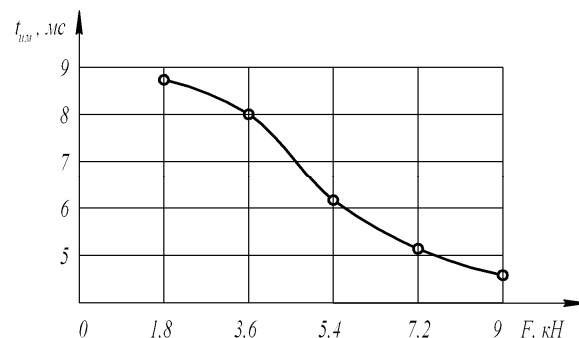


Рис. 5. Влияние усилия подачи на длительность импульса давления

На основании результатов экспериментальных исследований был построен график зависимости длительности импульса давления от усилия подачи (рис. 5). Как видно из графика минимальная длительность импульса давления равна  $5 \cdot 10^{-3}$  с, что, по крайней мере, на порядок выше длительности удара в существующих ударных узлах современных буровых машин. Данное время соответствует длине волны, распространяющейся по стволу штанг, равной 25 м.

Буровых установок и станков с аналогичной длительностью импульса не существует ввиду необходимости применения слишком длинного бойка ( $\sim 12,5$  м). Однако, необходимо повышать длительность импульса силы существующих буровых машин, т. к. при этом повышается величина энергии силового импульса. Ввиду большой длительности импульса, сформированной гидроимпульсным механизмом, его энергия, даже при максимальном значении силы всего в 40 кН, значительна и достигает 130 Дж (рис. 6), что соответствует современному уровню погружных гидроударных машин – у погружного гидроударника ГУ 76 СО, разработанного ИГД СО РАН, г. Новосибирск энергия импульса составляет 120 Дж [1].

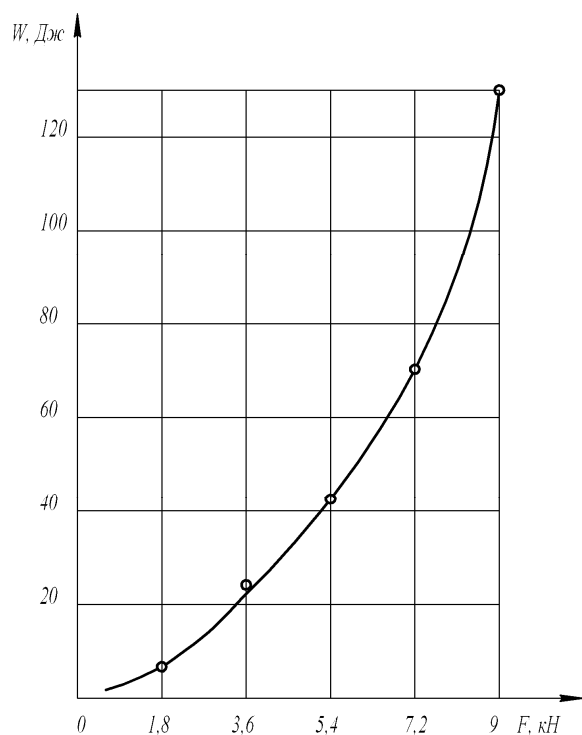


Рис. 6. Влияние усилия подачи на энергию импульса в ставе штанг

При дальнейшем увеличении импульса силы за счет повышения жесткости системы при той же величине его длительности могут быть сравнительно легко достигнуты значения энергии импульса в сотни Дж.

#### Выводы

1. Формирование силовых импульсов гидроимпульсным механизмом позволит интенсифицировать процесс проходки скважин за счет наложения на вращательное бурение волн деформаций, направленных на разрушение горных пород, и снизит вероятность аварий, связанных с заштыбкой скважины.
2. Длительность силовых импульсов, сформированных гидроимпульсным механизмом, на порядок больше чем у современных буровых машин ударного действия, а энергия силового импульса, создаваемого гидроимпульсным механизмом, соответствует современному уровню погружных гидроударных машин.
3. Наиболее благоприятным режимом работы гидроимпульсного механизма является резонансный режим, при котором амплитуда колебаний инерционной массы не превышает 3 мм. Данный факт при использовании специальных уплотнений позволит существенно повысить срок службы последних за счет «предварительного смещения».

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Липин А.А., Танаино А.С., Тимонин В.В. Современные погружные машины для бурения скважи. Горная техника: Каталог-справочник. – СПб.: ООО «Славутич», 2006. – С. 116–123.
2. Сидоренко А.К., Савельев М.С., Жуковский Ю.Э. Новый вибросилового способ бурения горных пород // Горная электромеханика и автоматика. – 1965. – Вып. 3. – С. 34–38.
3. Патент на ПМ 69135 РФ. МПК<sup>7</sup> E21B 6/02, B25D 16/00. Буровой станок для проходки скважин в подземных условиях /

А.В. Шадрина, А.А. Казанцев, А.Л. Саруев, Л.А. Саруев. Оpubл. 10.12.2007 г.

4. Патент на ПМ 71369 РФ. МПК<sup>7</sup> E21B 6/02, B25D 16/00. Станок для бурения скважин в подземных условиях / А.В. Шадрина, А.А. Казанцев, А.Л. Саруев, Л.А. Саруев. Оpubл. 10.03.2008 г.

Поступила 09.06.2008 г.