УДК
622.233.63

Е.Н. Пашков, Г.Р. Зиякаев, М.В. Цыганкова, А.В. Пономарев

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО МЕХАНИЗМА БУРИЛЬНЫХ МАШИН

Представлена физическая модель гидроимульсных механизмов бурильных машин с одним и двумя колебательными контурами. Получены дифференциальные уравнения, описывающие механические и гидравлические процессы, протекающие в механизме за весь цикл его работы. Представлено сравнение моделей гидроимульсного механизма бурильных машин. Аналитическое решение, позволяет сделать вывод об эффективности применения таких механизмов.
Ключевые слова: гидроимпульсный механизм, гидропульсатор, безбойковый механизм, вынужденные колебания, собственная частота, резонанс.

Прогрессивным направлением в развитии машин и механизмов ударного действия 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. Протодьяконова расширить область эффективного применения вращательного бурения скважин при повышении производительности труда на 40–70% [2].

В работах [3–9] рассмотрена оригинальная модель гидроимпульсного силового механизма бурильных машин, в которых силовые импульсы возникают за счет резонансных колебаний гидроцилиндра с реактивной массой. Возникает вопрос об эффективности данного оригинального механизма и сравнения его с упрощенным механизмом без колебательного контура, в котором силовые импульсы формируются только плунжерным гидропульсатором.

Рассмотрим модель гидроимпульсного силового механизма без колебательного контура (рис. 1). Импульсы давления жидко-

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2016. № 7. С. 84–92.
© 2016. Е.Н. Пашков, Г.Р. Зиякаев, М.В. Цыганкова, А.В. Пономарев.

сти формируются следующим образом. При работе гидропульсатора, плунжер совершает возвратно-поступательное движение, при этом создаются импульсы давления жидкости, которые через поршень и буровую штангу передаются на обрабатываемую среду.

Вводим обобщенную координату: x^2 – координата перемещения плунжера (рис. 1).

Уравнение расходов для системы будет:

$$S_{ПЛ}\frac{dx_2}{dt} = C_V\frac{dp}{dt},$$

где $S_{ПЛ}$ – площадь плунжера, C_V – коэффициент упругости гидросистемы, определяющий расход на деформацию элементов гидросистемы и сжимаемость жидкости.

Преобразуем:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{S_{ПЛ}}{C_V}\frac{dx_2}{dt}$$

Проинтегрировав выражение, получаем

$$p = \frac{S_{ПЛ}}{C_V}x_2 + C_1, \qquad (1)$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

Подставляем начальные условия $x_2 = 0, p = \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}$ в (1), находим постоянную интегрирования

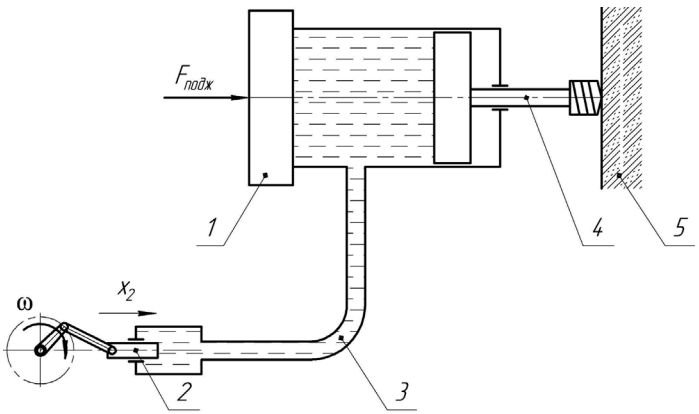

Рис. 1. Модель гидроимульсного механизма без колебательного контура: 1 – гидроцилинд; 2 – плунжер (пульсатор); 3 – рукав высокого давления (РВД); 4 – бурильный инструмент; 5 – разрушаемая порода

$$C_1 = \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}.$$

Плунжер движется по закону $x_2 = r\sin(\omega t)$, где r – радиус кривошипа привода плунжера. Подставляем закон движения плунжера и постоянную интегрирования в выражение (1), получаем уравнение колебаний давления в гидросистеме (усилия на бурильном инструменте):

$$p = \frac{S_{ПЛ}}{C_V} r\sin(\omega t) + \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}. \qquad (2)$$

Из выражения можно найти амплитуду колебаний давления и максимальное значения давления в гидросистеме:

$$A = \frac{S_{ПЛ}}{C_V} r,$$

$$p_{\max} = \frac{S_{ПЛ}}{C_V} r + \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}.$$

Рассмотрим модель гидроимпульсного силового механизма с двумя колебательными контуром и реактивной массой (рис. 2). Импульсы давления жидкости формируются следующим образом. При работе гидропульсатора, плунжер совершает возвратно-поступательное движение, при этом создаются

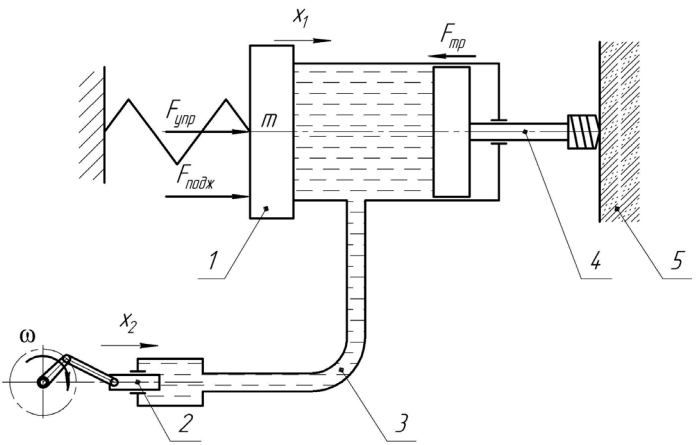

Рис. 2. Модель гидроимульсного механизма: 1 – гидроцилиндр с активной массой; 2 – плунжер; 3 – рукав высокого давления (РВД); 4 – бурильный инструмент; 5 – разрушаемая порода

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.

Для вывода уравнений, описывающих данную систему, полагаем, что между двумя следующими друг за другом силовыми импульсами, гидроцилиндр неподвижен. Вводим следующие обобщенные координаты: x_1 – координата перемещения корпуса гидроцилиндра; x_2 – координата перемещения плунжера (рис. 2).

Учитывая принятые допущения, дифференциальное уравнение движения гидроцилиндра можно представить в виде:

$$m\frac{d^2x_1}{dt^2} + k_{TP}\frac{dx_1}{dt} + c\,x_1 = F_{ПОДЖ} - p\,S_{ГЦ}\,, \qquad (3)$$

где m – масса, прикрепленная к корпусу гидроцилиндра; $k_{ТР}$ – коэффициент трения между поршнем и гидроцилиндром; c – жесткость пружины; p – давление в гидроцилиндре; $F_{ПОДЖ}$ – постоянное усилие поджима; $S_{ГЦ}$ – площадь поршня гидроцилиндра.

Уравнение расходов:

$$S_{ГЦ}\frac{dx_1}{dt} + S_{ПЛ}\frac{dx_2}{dt} = C_V\frac{dp}{dt}\,, \qquad (4)$$

где C_V – коэффициент упругости гидросистемы, определяющий расход на деформацию элементов гидросистемы и сжимаемость жидкости.

выражение (4) получили

$$S_{ГЦ}\,x_1 + S_{ПЛ}\,x_2 = C_V\,p + C_1\,, \qquad (5)$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

Подставляем начальные условия $x_1 = 0,\ x_2 = 0, p = \dfrac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}$ в (5), находим постоянную интегрирования

$$C_1 = -C_V\frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}\,.$$

Из выражения (5) находим

$$x_1 = \frac{C_V}{S_{ГЦ}} p - \frac{S_{ПЛ}}{S_{ГЦ}} x_2 - \frac{C_V F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}^2}. \qquad (6)$$

Подставляем закон движения плунжера в выражение (6) и дважды дифференцируем:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{C_V}{S_{ГЦ}} \frac{dp}{dt} - \frac{S_{ПЛ} r\,\omega \cos(\omega t)}{S_{ГЦ}},$$

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{C_V}{S_{ГЦ}} \frac{d^2 p}{dt^2} + \frac{S_{ПЛ} r\,\omega^2 \sin(\omega t)}{S_{ГЦ}}.$$

Подставляем в (3), получаем

$$\frac{m C_V}{S_{ГЦ}} \frac{d^2 p}{dt^2} + \frac{m S_{ПЛ} r \omega^2 \sin(\omega t)}{S_{ГЦ}} + \frac{k_{ТР} C_V}{S_{ГЦ}} \frac{dp}{dt} - \frac{k_{ТР} S_{ПЛ} r \omega \cos(\omega t)}{S_{ГЦ}} +$$

$$+ \frac{c C_V}{S_{ГЦ}} p - \frac{c S_{ПЛ} r \sin(\omega t)}{S_{ГЦ}} - \frac{c C_V F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}^2} = F_{ПОДЖ} - p\, S_{ГЦ}.$$

Преобразуем выражение к виду

$$(m C_V) \frac{d^2 p}{dt^2} + (k_{ТР} C_V) \frac{dp}{dt} + \left(c C_V + S_{ГЦ}^2\right) p =$$

$$= \left(F_{ПОДЖ} S_{ГЦ} + \frac{c C_V F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}} \right) + \qquad (7)$$

$$+ \left(c S_{ПЛ} r - m S_{ПЛ} r \omega^2\right) \sin(\omega t) + \left(k_{ТР} S_{ПЛ} r \omega\right) \cos(\omega t).$$

Вводим обозначения

$$m_1 = m C_V, \;\; \mu = k_{ТР} C_V, \;\; C_P = c C_V + S_{ГЦ}^2,$$

$$d = F_{ПОДЖ} S_{ГЦ} + \frac{c C_V F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}},$$

$$a = c S_{ПЛ} r - m S_{ПЛ} r \omega^2, \quad b = k_{ТР} S_{ПЛ} r \omega.$$

Тогда выражение (7) приобретает вид

$$m_1 \frac{d^2 p}{dt^2} + \mu \frac{dp}{dt} + C_P\, p = d + a \sin(\omega t) + b \cos(\omega t)$$

или

$$m_1 \frac{d^2 p}{dt^2} + \mu \frac{dp}{dt} + C_P\, p = d + A_B \sin(\omega t + \alpha), \qquad (8)$$

где $A_B = \sqrt{a^2 + b^2}$, $tg(\alpha) = b / a$.

Делим (8) на m_1 и получаем дифференциальное уравнение вынужденных колебаний с вязким сопротивлением [1]. Обозначим:

$$2h = \mu / m_1,\ k^2 = C_P / m_1,\ d_1 = d / m_1,\ H_0 = A_B / m_1.$$

После подстановки в (6) получаем

$$\frac{d^2 p}{dt^2} + 2h \frac{dp}{dt} + k^2 p = d_1 + H_0 \sin(\omega t + \alpha). \qquad (9)$$

Решением уравнения (9) будет:

$$p = \frac{d_1}{k^2} + A \sin(\omega t + \gamma),$$

где

$$A = \frac{H_0}{\sqrt{\left(k^2 - \omega^2\right)^2 + 4h^2\omega^2}},$$

$$tg(\alpha - \gamma) = \frac{2h\omega}{k^2 - \omega^2}.$$

Или

$$A = \frac{\sqrt{\left(c S_{ПЛ} r - m S_{ПЛ} r \omega^2\right)^2 + \left(k_{TP} S_{ПЛ} r \omega\right)^2}}{m C_V \sqrt{\left(\left(\frac{c C_V + S_{ГЦ}^2}{m C_V}\right)^2 - \omega^2\right)^2 + \left(\frac{k_{TP}}{m}\right)^2 \omega^2}}.$$

Из полученного решения можно найти требуемую частоту приводного двигателя плунжера, при которой система находится в резонансе и амплитуда скачка давления максимальна:

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

Максимальная амплитуда при этом будет:

$$A_{\max} = \frac{S_{ПЛ} \sqrt{\left(c r - m r \omega^2\right)^2 + \left(k_{TP} r \omega\right)^2}}{C_V k_{TP} \omega}.$$

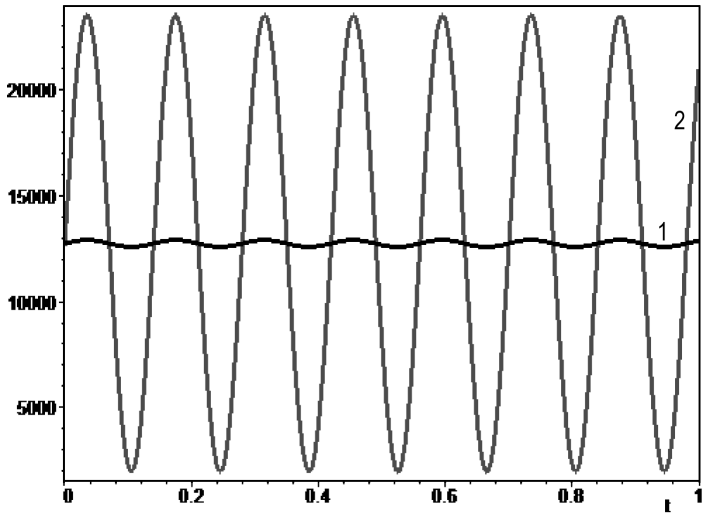

Рис. 3. Импульсы давления на поршне в резонансном режиме: 1 – гидроимпульсный механизм с одним колебательным контуром; 2 – гидроимпульсный механизм с двумя колебательными контурами

После преобразований получим:

$$A_{\max} = \frac{S_{ПЛ}\, r\sqrt{m\, S_{ГЦ}^4 + k_{TP}^2\, C_V^2\, c + k_{TP}^2\, C_V\, S_{ГЦ}^2}}{C_V^{3/2} k_{TP}\sqrt{c\, C_V + S_{ГЦ}^2}}.$$

Параметры системы были равны:

$$F_{ПОДЖ} = 100\, H;\ r = 0,05\, м;\ c = 100000\frac{H}{м};\ m = 50\, кг;$$

$$k_{TP} = 0,2;\ S_{ГЦ} = 0,00785\, м^2;$$

$$S_{ПЛ} = 0,000314\, м^2;\ C_V = 10^{-7}\frac{м^3}{Па}.$$

На рис. 3 представлено сравнение импульсов давления создаваемых гидроимпульсными механизмами с одним и двумя колебательными контурами при одних и тех же значениях параметров системы. Из рисунка видно значительное преимущество гидроимульсного механизма с двумя колебательным контуроми, т.к. амплитуда импульсов создаваемого им давления в резонансном режиме многократно больше, чем у гидроимпульсного механизма одним колебательным контуром.

Выводы

По результатам математических исследований можно сделать вывод о том, что при одних и тех же исходных данных, колебания давления на поршне, а соответственно и силы на ударном инструменте выше в случае гидроимпульсного механизма с колеблющейся массой. Так же считая амплитуду давления одноконтурного механизма базовой можно оценить эффективность гидроимпульсного механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бутенин Н. В.*, *Лунц Я. Л.*, *Меркин Д. Р.* Курс теоретической механики: Учебник. Т. II.: Динамика. – 2-е изд. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 544 с.
2. *Липин А. А.*, *Танайно А. С.*, *Тимонин В. В.* Современные погружные машины для бурения скважи. Горная техника: Каталог-справочник. – СПб.: ООО «Славутич», 2006. – С. 116–123.
3. *Сидоренко А. К.*, *Савельев М. С.*, *Жуковский Ю. Э.* Новый вибросиловой способ бурения горных пород // Горная электромеханика и автоматика. – 1965. – Вып. 3. – С. 34–38.
4. *Пашков Е. Н.*, *Зиякаев Г. Р.*, *Юровский П. Г.*, *Пономарев А. В.* Патент на ПМ 79924 РФ. МПК7 E21B 6/02, B25D 16/00. Гидроимпульсная сваебойная машина. Опубл. 10.10.2013 г.
5. *Шадрина А. В., Казанцев А. А., Саруев А. Л., Саруев Л. А.* Патент на ПМ 71369 РФ. МПК7 E21B 6/02, B25D 16/00. Станок для бурения скважин в подземных условиях. Опубл. 10.03.2008 г.
6. *Шадрина А. В.*, *Саруев Л. А.*, *Саруев А. Л.* Динамические процессы в колонне труб при вращательно-ударном бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 175 с.
7. *Пашков Е. Н.*, *Саруев Л. А.*, *Зиякаев Г. Р.* Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 5 – С. 26–31.
8. *Пашков Е. Н.*, *Зиякаев Г. Р.*, *Кузнецов И. В.* Дифференциальные уравнения процессов гидроимпульсного силового механизма бурильных машин // Приволжский научный вестник. – 2013. – № 4 (20). – С. 32–36.
9. *Пашков Е. Н.*, *Зиякаев Г. Р.*, *Юровский П. Г.* Одноконтурный гидроимпульсный механизм бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. Отдельные статьи (специальный выпуск). Актуальные проблемы машиностроения. – 2013. – С. 95–99. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Пашков Евгений Николаевич[1] – кандидат технических наук,
e-mail: epashkov@tpu.ru,
Зиякаев Григорий Ракитович[1] – кандидат технических наук,
Цыганкова Мария Викторовна[1] – аспирант,
Пономарев Андрей Владимирович[1] – студент,
[1] Национальный исследовательский
Томский политехнический университет.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2016. No. 7, pp. 84–92.

UDC
622.233.63

E.N. Pashkov, G.R. Ziyakaev, M.V. Tsygankova, A.V. Ponomarev

ANALYSIS DRILLING MACHINES HYDROPULS MECHANISM EFFICIENCY

Physical model of the drilling machine hidropuls mechanisms with one and two oscillatory circuits. Obtain the differential equations describing mechanical and hydraulic processes in the mechanism for the whole cycle of his works. Comparison hydropulse mechanism models of drilling machines is given. The analytical solution allows the conclusion about the effectiveness of such mechanisms.

Key words: hydropulse mechanism, peenless mechanism, forced oscillations, natural frequency, resonance.

AUTHORS

Pashkov E.N.[1], Candidate of Technical Sciences,
e-mail: epashkov@tpu.ru,
Ziyakaev G.R.[1], Candidate of Technical Sciences,
Tsygankova M.V.[1], Graduate Student,
Ponomarev A.V.[1], Student,
[1] National Research Tomsk Polytechnic University,
634050, Tomsk, Russia.

REFERENCES

1. Butenin N. V., Lunts Ya. L., Merkin D. R. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki*: Uchebnik. T. II.: Dinamika. 2-e izd. (Course on engineering mechanics: Textbook, vol. II.: Dynamics. 2nd edition), Moscow, Nauka, Glavnaya redaktsiya fiz.-mat. literatury, 1979, 544 p.

2. Lipin A. A., Tanayno A. S., Timonin V. V. *Sovremennye pogruzhnye mashiny dlya bureniya skvazhi. Gornaya tekhnika: Katalog-spravochnik* (Modern downhole drilling machines. Mining machinery: Reference catalogue), Saint-Petersburg, OOO «Slavutich», 2006, pp. 116–123.

3. Sidorenko A. K., Savel'ev M. S., Zhukovskiy Yu. E. *Gornaya elektromekhanika i avtomatika*. 1965, issue 3, pp. 34–38.

4. Pashkov E. N., Ziyakaev G. R., Yurovskiy P. G., Ponomarev A. V. *Patent RU 79924. MPK7 E21V 6/02, B25D 16/00*, 10.10.2013.

5. Shadrina A. V., Kazantsev A. A., Saruev A. L., Saruev L. A. *Patent RU 71369. MPK7 E21V 6/02, B25D 16/00.* 10.03.2008.

6. Shadrina A. V., Saruev L. A., Saruev A. L. *Dinamicheskie protsessy v kolonne trub pri vrashchatel'no-udarnom burenii skvazhin malogo diametra iz podzemnykh gornykh vyrabotok* (Dynamic processes in a pipe string in small-diameter rotary–percussion drilling in underground excavations), Tomsk, Izd-vo TPU, 2009, 175 p.

7. Pashkov E. N., Saruev L. A., Ziyakaev G. R. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2011, no 5 C. 26–31.

8. Pashkov E. N., Ziyakaev G. R., Kuznetsov I. V. *Privolzhskiy nauchnyy vestnik*. 2013, no 4 (20), pp. 32–36.

9. Pashkov E. N., Ziyakaev G. R., Yurovskiy P. G. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. Special issue. 2013, pp. 95–99.